

**REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS  
PARA DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN UNA HIDROTRANSMISIÓN  
BOMBA VARIABLE – MOTOR FIJO**

**YOSMER DAVID BOLAÑO DÍAZ  
ARNULFO JAVIER NIÑO DUARTE**



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

**2016**

**REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS  
PARA DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN UNA HIDROTRANSMISIÓN  
BOMBA VARIABLE – MOTOR FIJO**

**YOSMER DAVID BOLAÑO DÍAZ  
ARNULFO JAVIER NIÑO DUARTE**

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

**Director  
CARLOS BORRÁS PINILLA  
Ingeniero Mecánico, PhD**

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

**2016**

## DEDICATORIA

A Dios, quién con su infinita bondad, sabiduría y amor me ilumino el camino para alcanzar la meta deseada.

A mis padres Ofelia y Arnulfo por creer en mí y brindarme todo su apoyo, pero especialmente a mi madre que siempre estuvo ahí, dispuesta a escucharme, por sus consejos y por esa palabra de aliento en el momento justo, por su constante motivación que me ha ayudado a ser la persona que soy hoy en día, pero más que nada, por su amor incondicional.

A mi hermana Yery, mi tía Guille y a mis primitas que tanto adoro, Aleja, Paula y la consentida por todos Camilita, quienes con su cariño, apoyo incondicional y su absoluta confianza en mí, se convirtieron en parte importante de este logro.

A mis amigos, Andrés Londoño, Iván Montañez, John Plata, Karen Ariza, Mary Gómez, Eduardo Barragán y Carolina Vanegas quienes me acompañaron en las buenas y en las malas durante la realización de este proyecto.

Y a todos aquellos familiares y amigos que contribuyeron de manera directa o indirecta al logro de esta meta.

**ARNULFO JAVIER NIÑO DUARTE**

## DEDICATORIA

*Dedico este logro a Ángela Díaz mi madre el cual es todo tuyo, a Enís Díaz mi tía que siempre me apoyo, a mi padre por sus buenos consejos además de inculcarme el amor y la dedicación por la realización de las cosas y muy especialmente a mi amiga, mi compañera, mi amor Ana Mireya por corregir mi camino y brindarme todo su amor y cariño.*

*Muy especialmente a mi amigo y compañero de proyecto, que por siempre le estaré agradecido por sus consejos y el acompañamiento durante la elaboración de este proyecto.*

*A mis amigos John Plata, Fredy Garavito, Edxon Meneses muchas gracias por todo amigos míos.*

YOSMER DAVID BOLAÑO DÍAZ

***“No permitas que nadie te diga que no puedes hacer algo, si tienes un sueño tienes que protegerlo. Las Personas que no son capaces de hacer algo te dirán que tú tampoco puedes. Si quieres algo ve por ellos y punto”.***

***Chris Gardner.***

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores del proyecto agradecen a todas aquellas personas que estuvieron involucradas de manera directa o indirecta en el desarrollo del mismo, pero especialmente a:

Al profesor Ing. Carlos Borrás Pinilla, director del proyecto, por la confianza, dedicación, compromiso y orientación en el desarrollo de los objetivos propuestos en el proyecto.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por todos los conocimientos transmitidos a lo largo de nuestro proceso de formación como profesionales de la industria, pero especialmente al profesor Ing. Gilberto Parra por sus valiosos aportes en el desarrollo de este proyecto.

A los colegas, Sergio Castillo, Ricardo Serrano, John Plata y Fabián Díaz, por su valiosa colaboración, interés y acompañamiento a lo largo de todo el proyecto.

A los señores Pedro Caldas, Henry Cruz, Gonzalo Calderón y Fredy Vargas, personal del taller de la Escuela de Ingeniería Mecánica y Planta física, por su colaboración durante la construcción, montaje e instalación eléctrica del banco de pruebas del proyecto.

## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>21</b>
<b>1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....</b>	<b>23</b>
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	23
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA .....	24
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO .....	25
1.3.1 Objetivo general .....	25
1.3.2 Objetivos específicos.....	25
<b>2 MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>28</b>
2.1 BOMBAS HIDRÁULICAS .....	28
2.1.1 Factores de selección.....	28
2.1.2 Bomba de pistones axiales.....	30
2.1.3 Bomba de pistones axiales Eaton serie 54.....	31
2.1.4 Fallas en las bombas de pistones axiales .....	33
2.2 MOTORES HIDRAÚLICOS .....	35
2.2.1 Características nominales de los motores.....	36
2.2.2 Clasificación de los motores .....	37
2.2.3 Motor de pistones axiales Sauer Sundstrand series M-21 .....	38
2.3 HIDROTRANSMISIONES.....	40
2.3.1 Clasificación de las hidrotransmisiones .....	43
2.3.1.1 Transmisión hidrostática Bomba fija – Motor fijo.....	44
2.3.1.2 Transmisión hidrostática Bomba variable – Motor fijo.....	45

2.3.1.3	<i>Transmisión hidrostática Bomba fija – Motor variable</i> .....	46
2.3.1.4	<i>Transmisión hidrostática Bomba variable – Motor variable</i> .....	46
<b>3</b>	<b>DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS</b> .....	<b>48</b>
<b>3.1</b>	<b>DISEÑO DEL MÓDULO DEL MOTOR ELÉCTRICO</b> .....	<b>49</b>
3.1.1	Selección del motor eléctrico.....	49
3.1.2	Diseño del soporte guía para el motor eléctrico .....	52
3.1.3	Análisis de esfuerzo del soporte guía para el motor eléctrico.....	55
3.1.4	Diseño de la plataforma de trabajo N° 2.....	60
3.1.5	Análisis de esfuerzo de la plataforma de trabajo N° 2.....	61
3.1.6	Diseño de la estructura del módulo del motor eléctrico .....	63
3.1.7	Análisis de esfuerzo de la estructura del módulo del motor eléctrico ....	65
<b>3.2</b>	<b>DISEÑO DEL MÓDULO DEL MOTOR HIDRÁULICO</b> .....	<b>68</b>
3.2.1	Diseño del soporte del motor hidráulico .....	68
3.2.2	Análisis de esfuerzo del soporte del motor hidráulico.....	72
3.2.3	Diseño del sistema de generación de carga.....	75
3.2.3.1	<i>Diseño del eje</i> .....	75
3.2.3.2	<i>Selección de rodamientos</i> .....	81
3.2.3.3	<i>Selección de los acoples</i> .....	84
3.2.3.4	<i>Volante de inercia</i> .....	88
3.2.3.5	<i>Freno</i> .....	89
<b>4</b>	<b>CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO</b> .....	<b>91</b>
<b>4.1</b>	<b>CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS</b> .....	<b>91</b>
4.1.1	Estructuras de soporte .....	91
4.1.2	Plataformas de trabajo .....	94
4.1.3	Soportes guía .....	94
4.1.4	Soporte del motor hidráulico.....	96
4.1.5	Eje y volante de inercia .....	96

<b>4.2</b>	<b>MONTAJE DEL BANCO DE PRUEBAS</b>	<b>99</b>
4.2.1	Alineación de ejes	101
4.2.2	Instalación del motor eléctrico	108
<b>4.3</b>	<b>PRESUPUESTO</b>	<b>110</b>
<b>5</b>	<b>PUESTA EN MARCHA</b>	<b>116</b>
<b>5.1</b>	<b>Encendido y apagado del banco de pruebas</b>	<b>116</b>
<b>5.2</b>	<b>Parámetros de operación</b>	<b>119</b>
5.2.1	Estimación del caudal entregado por la bomba	119
5.2.2	Presión máxima	121
5.2.3	Torque	122
5.2.4	Diagrama del circuito hidráulico	124
5.2.5	Caudal de pérdidas	125
<b>6</b>	<b>ESTADO DEL ARTE</b>	<b>127</b>
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>132</b>
	<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>134</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>135</b>

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Aplicación del CBM.....	24
Figura 2. Bomba de pistones axiales en línea .....	30
Figura 3. Bomba de pistones axiales en ángulo .....	31
Figura 4. Bomba de pistones axiales Eaton serie 54 .....	32
Figura 5. Características de la bomba Eaton 54 .....	32
Figura 6. Grafica Caudal vs Velocidad de rotación .....	33
Figura 7. Clasificación de los motores hidráulicos .....	37
Figura 8. Motor fijo Sauer Sundstrand Serie M-21 .....	38
Figura 9. Especificaciones de la serie M-21 .....	39
Figura 10. Curvas de Torque y Caudal vs Velocidad de rotación .....	39
Figura 11. Esquema de una bomba de desplazamiento variable y motor fijo .....	41
Figura 12. Disposición no integral de una hidrotransmisión.....	42
Figura 13. Disposición integral de una hidrotransmisión.....	43
Figura 14. Transmisión hidrostática Motor fijo – Bomba fija .....	44
Figura 15. Transmisión hidrostática Bomba variable – Motor fijo.....	45
Figura 16. Transmisión hidrostática Bomba fija – Motor variable.....	46
Figura 17. Potencia de la Bomba Eaton 54 .....	51
Figura 18. Motor eléctrico Siemens .....	51
Figura 19. Soporte guía del motor eléctrico .....	52
Figura 20. Fuerzas aplicadas al soporte guía del motor eléctrico .....	53
Figura 21. DCL del soporte guía del motor eléctrico.....	56
Figura 22. Mallado aplicado al soporte guía del motor eléctrico .....	57
Figura 23. Deformación total del soporte guía del motor eléctrico .....	58
Figura 24. Factor de seguridad del soporte guía del motor eléctrico .....	59
Figura 25. Plataforma de trabajo N° 2.....	60
Figura 26. DCL de la Plataforma de Trabajo N° 2.....	61

Figura 27. Deformación total de la Plataforma de Trabajo N° 2.....	62
Figura 28. Esfuerzo equivalente de la Plataforma de Trabajo N° 2 .....	62
Figura 29. Factor de seguridad de la Plataforma de Trabajo N° 2.....	63
Figura 30. Estructura del módulo del motor eléctrico.....	64
Figura 31. DCL de la estructura del módulo del motor eléctrico .....	65
Figura 32. Deformación total de la estructura del módulo del motor eléctrico .....	66
Figura 33. Esfuerzo combinado mínimo de la estructura del módulo del motor eléctrico .....	67
Figura 34. Esfuerzo combinado máximo de la estructura del módulo del motor eléctrico .....	67
Figura 35. Soporte del motor hidráulico .....	68
Figura 36. Centro de masa del motor hidráulico .....	69
Figura 37. Cargas de peso y momento aplicadas sobre el soporte .....	70
Figura 38. Momento resistivo del motor hidráulico.....	70
Figura 39. Simulación con espesor = 1".....	72
Figura 40. Simulación con espesor = 1/2" .....	73
Figura 41. Simulación con espesor = 1/4" .....	73
Figura 42. DCL del soporte del motor hidráulico.....	74
Figura 43. Deformación total del soporte del motor hidráulico .....	75
Figura 44. Sistema de generación de carga .....	76
Figura 45. Diagrama de cortante y momento del eje .....	77
Figura 46. Diagrama de torque del eje.....	77
Figura 47. Factor de carga $f_w$ .....	82
Figura 48. Eje del sistema de generación de carga .....	84
Figura 49. Acople Rex Omega.....	85
Figura 50. Factor de servicio para la selección del acople Omega.....	86
Figura 51. Tamaños para el acople Omega.....	87
Figura 52. Acople de cruceta .....	87
Figura 53. Volante de Inercia.....	89
Figura 54. Freno de zapata.....	90

Figura 55. Estructura del módulo del motor eléctrico.....	92
Figura 56. Estructura del módulo del motor hidráulico.....	93
Figura 57. Pies niveladores .....	93
Figura 58. Plataformas de trabajo.....	94
Figura 59. Soportes guía de los motores .....	95
Figura 60. Soporte del motor hidráulico .....	96
Figura 61. Balanceo del conjunto Eje – Volante .....	97
Figura 62. Medida inicial de desbalanceo en el conjunto Eje – Volante .....	98
Figura 63. Medida final de desbalanceo en el conjunto Eje – Volante.....	98
Figura 64. Estado final de los componentes de los módulos eléctrico e hidráulico	99
Figura 65. Banco de pruebas.....	100
Figura 66. Desalineación paralela.....	101
Figura 67. Desalineación angular .....	102
Figura 68. Planos donde se verifican los valores de desalineación .....	102
Figura 69. Tolerancias de desalineación del acople Rex Omega .....	103
Figura 70. Alineación final en el plano vertical de los ejes del motor eléctrico y bomba hidráulica.....	104
Figura 71. Alineación final en el plano horizontal de los ejes del motor eléctrico y bomba hidráulica.....	105
Figura 72. Alineación final en el plano vertical de los ejes del motor hidráulico y el sistema de generación de carga .....	106
Figura 73. Alineación final en el plano horizontal de los ejes del motor hidráulico y el sistema de generación de carga .....	107
Figura 74. Desalineación máxima permitida .....	108
Figura 75. Arrancador suave Siemens 3RW40.....	109
Figura 76. Configuración de arranque del motor eléctrico .....	109
Figura 77. Balance de costos.....	111
Figura 78. Elementos de arranque del banco. ....	117
Figura 79. Válvulas de succión y descarga de la bomba .....	118
Figura 80. Caja de Encendido/Apagado del banco.....	118

Figura 81. Lámina de ubicación de la palanca que varía el caudal.....	120
Figura 82. Caudal vs Ángulo de inclinación de la palanca.....	120
Figura 83. Características de la manguera R2.....	121
Figura 84. Diagrama hidráulico de la hidrotransmisión del banco de pruebas.....	124

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Causas y efectos de algunas fallas en bombas de pistones axiales.....	34
Tabla 2. Comparación entre Bomba y Motor hidráulico .....	35
Tabla 3. Características generales de los cuatros tipos de HST .....	47
Tabla 4. Datos para el diseño del soporte guía .....	52
Tabla 5. Factor de seguridad vs Espesor de la pieza .....	55
Tabla 6. Cargas aplicadas a la plataforma de trabajo N° 2.....	61
Tabla 7. Cargas aplicadas a la estructura del módulo del motor eléctrico .....	65
Tabla 8. Datos para el diseño del soporte del motor hidráulico .....	71
Tabla 9. Cargas aplicadas al soporte.....	72
Tabla 10. Resumen de momentos y torques aplicados al eje.....	78
Tabla 11. Propiedades físicas del Acero SAE 1045.....	79
Tabla 12. Factores que modifican la resistencia a la fatiga. ....	81
Tabla 13. Calculo del momento de inercia. ....	88
Tabla 14. Medición del tiempo de arranque del motor .....	122
Tabla 15. Caudal de pérdidas en condición Neutro. ....	125
Tabla 16. Caudal de pérdidas en condición P = 400 [PSI].....	126
Tabla 17. SVM Vs ANN .....	130

## **LISTA DE ANEXOS**

- Anexo A. Motor hidráulico Sauer Sundstrand M-21
- Anexo B. Bomba Hidráulica Eaton 54
- Anexo C. Motor eléctrico Siemens
- Anexo D. Materiales usados en el diseño del banco
- Anexo E. Accesorios diversos
- Anexo F. Planos
- Anexo G. Mantenimiento basado en condición (CBM)
- Anexo H. Resultados de las simulaciones en Ansys
- Anexo I. Información para la selección de rodamientos

## RESUMEN

**TITULO: REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN UNA HIDROTRANSMISIÓN BOMBA VARIABLE – MOTOR FIJO\***

**AUTORES:**

Yosmer David Bolaño Díaz

Arnulfo Javier Niño Duarte\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Diagnóstico de fallas, bomba de pistones axiales, motor hidráulico, hidrotransmisión.

**DESCRIPCIÓN:**

El presente proyecto de grado tiene por objetivo rediseñar y repotenciar el banco de pruebas para bombas hidráulicas que tiene el grupo de investigación DICBOT, con el fin de proporcionar a los estudiantes de pregrado y maestría, un medio para generar estudios en el área del mantenimiento basado en condición (CBM) en bombas y motores hidráulicos, además de la implementación de algoritmos de máquinas de aprendizaje como son las SVM (Support Vector Machine) y ANN (Artificial Neural Network) en el diagnóstico de fallas de estos elementos.

Este proyecto nace por la necesidad que tiene el grupo de investigación de la Escuela de Ingeniería Mecánica DICBOT (Sistemas Dinámicos Multifísicos, Control y Robótica), de mejorar el banco de pruebas con el que cuenta, con el fin de realizar investigaciones sobre el diagnostico de fallas en sistemas hidráulicos (bombas, motores, hidrotransmisiones) a nivel industrial.

Al banco de pruebas se le cambio el motor diésel por un motor eléctrico, reduciendo de esta manera el ruido tanto auditivo como el existente en la adquisición de señales, también se construyó un módulo para instalar el motor hidráulico, para conformar la hidrotransmisión, pero debido a limitaciones de capacidad eléctrica, el banco puede trabajar a una presión máxima de 1000 psi.

---

\* Proyecto de grado.

\*\* Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Ing. Carlos Borrás Pinilla.

## ABSTRACT

**TITLE: REDESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BENCH FOR DIAGNOSIS OF FAILURES IN A HYDROSTATIC TRANSMISSION VARIABLE PUMP – FIXED MOTOR\***

**AUTHORS:**

Yosmer David Bolaño Díaz

Arnulfo Javier Niño Duarte\*\*

**KEYWORDS:** Diagnosis of failures, axial piston pump, hydraulic motor, hydrostatic transmission.

**DESCRIPTION:**

The main goal of this project is the redesigning and repowering of a test bench for the hydraulic pumps of the DICBOT (Dynamic Systems multiphysics, Control and Robotics) research team, with the aim of providing to the undergraduate and master´s degree students a resource to generate new researches in the maintenance area, based in the CBM condition in hydraulic pumps and engines, furthermore, of the implementation of machine learning algorithms as SVM (Support Vector Machine) and ANN (Artificial Neural Network) in the diagnosis of faults in this elements.

This project was born due to the need that has the Mechanical Engineering School DICBOT research team, in improving the bench test, with the aim of doing researches over the diagnosis of faults in hydraulic systems (pumps, engines, hydrostatic transmission) at industrial scale.

The diesel engine was changed by an electric engine in the test bench, reducing the hearing noises as the emitted to acquire the signals, additionally a module was built to install the electric engine, and thus form the hydrostatic transmission, but due to the limitations in the electric capacity, the test bench only can work at a maximum pressure of 1000 PSI.

---

\* Project of grade.

\*\* Faculty of Physical – Mechanical Engineering. Mechanical Engineering School. Director Ing. Carlos Borrás Pinilla.

## INTRODUCCIÓN

En todo campo de la industria en las que intervengan máquinas, es vital que estas se encuentren en un estado óptimo para que pueda cumplir sus tareas satisfactoriamente, lo ideal sería que nunca fallaran, pero como en la vida existen irreversibilidades que no se puede controlar ni evitar, los equipos tienden a desgastarse después de cierto tiempo de operación o sencillamente debido a otros inconvenientes tales como de fabricación o instalación, los cuales puede inducir un proceso prematuro de falla en el equipo. Si no se realiza un monitoreo sobre estas situaciones el equipo puede fallar de manera inesperada ocasionando a la empresa una pérdida de dinero excesivo. Toda esta temática es lo que promueve la realización de estudios en el área del mantenimiento.

Este proyecto de grado se enfoca en bombas hidráulicas haciendo un énfasis en la bomba de pistones axiales y teniendo en cuenta las necesidades que existen en la industria, se rediseña un banco de pruebas, para que se puede estudiar la condición de estos equipos permitiéndoles a los estudiantes tanto de pregrado como de maestría realizar estudios que aporten conocimiento al campo del mantenimiento industrial.

El presente documento se titula, ***Rediseño y construcción de un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en una hidrotransmisión Bomba variable – Motor fijo***, y se compone de 6 capítulos en los cuales se tratan los siguientes temas.

En el primer capítulo, se muestra la formulación del problema que llevó a la realización del presente proyecto de grado. En él se presentan la identificación del problema, la justificación que se presentó para dar solución al problema de estudio y los objetivos del proyecto.

En el segundo capítulo se presenta un repaso teórico sobre las temáticas más relevantes que se tuvieron en cuenta para la elaboración del presente proyecto de grado. En este capítulo se abordan temas como bombas hidráulicas haciendo un especial énfasis en la bomba de pistones axiales Eaton 54 que se utilizó en el proyecto. Se habla también de motores hidráulicos y su combinación con las bombas hidráulicas para conformar las hidrotransmisiones.

El tercer capítulo muestra el proceso de diseño y de selección que se llevó a cabo para todas las piezas que conforman el banco, como la estructura del mismo y los soportes de los diferentes equipos, así como también los análisis de esfuerzos que se realizaron a las piezas.

En el cuarto capítulo se aborda todo lo relevante con la construcción y montaje, es decir, los procesos de manufactura que se llevaron a cabo para la construcción así como las herramientas y orientación que se debe tener cuando se lleva a cabo la labor de montaje.

El quinto capítulo trata el tema de la puesta en marcha del banco, y por último el sexto capítulo presenta un estado del arte que trata sobre las técnicas autónomas que se están utilizando en la actualidad para realizar el diagnóstico de fallas y la predicción del estado de las bombas hidráulicas. Se presentan algunos de los estudios que se han llevado a cabo en los últimos años sobre este tema y que pueden servir de punto de partida para futuros estudios en esta área.

# 1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

## 1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El monitoreo de los equipos industriales ha presentado grandes retos en las últimas décadas, ya que cada vez se hace más importante el predecir cómo, cuándo y por qué ha sucedido una falla. Los esquemas de mantenimiento usados a lo largo de los años consisten en paradas periódicas de las plantas de producción y el reemplazo de los componentes que, cumplido cierto tiempo de operación, se asumen defectuosos, como los rodamientos, platos de presión y pistones en el caso de las bombas hidráulicas, cuando la inspección generalmente visual así lo sugiere. La interrupción muchas veces injustificada de las máquinas y por consiguiente de una planta de producción genera pérdidas de dinero e inconvenientes para las empresas.

Cabe resaltar que la detención periódica no es el único problema que afronta el mantenimiento. Si bien existen técnicas que permiten la detección de diferentes tipos de falla como es el caso del análisis de vibraciones, la decisión acerca de la presencia de la falla, a partir de los indicadores de falla está en manos del ingeniero de mantenimiento, lo cual hace subjetiva la detección y probablemente erróneas si el individuo no tiene un conocimiento previo de la técnica anteriormente mencionada.

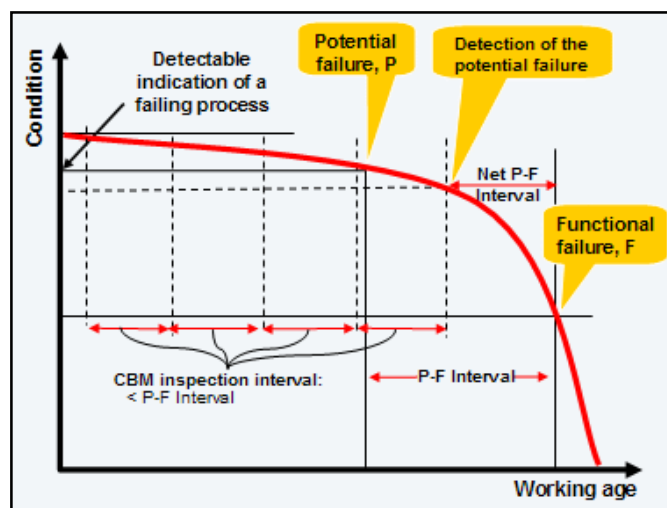
En las máquinas que trabajan con grandes potencias, como lo son los sistemas hidráulicos industriales, la bomba hidráulica es el componente más importante y el más crítico debido a la susceptibilidad que esta presenta ante cualquier tipo de falla. Como es un componente altamente crítico para este tipo de sistemas, es importante supervisar constantemente el estado óptimo de este elemento, para poder detectar a tiempo posibles fallas que puedan ocasionar la parada imprevista del equipo,

generando costos de operación, mantenimiento y lucro cesante para la empresa. El desarrollo de este proyecto pretende dar solución a los inconvenientes anteriores, mediante el diseño y construcción de un banco para la realización de pruebas en una hidrotromisión bomba variable – motor fijo.

## 1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

En un principio, cuando la ingeniería de mantenimiento era muy primitiva, donde su único enfoque era el mantenimiento correctivo, los costos operacionales y de mantenimiento eran demasiados elevados. Con el paso del tiempo y la adquisición de conocimientos en este ámbito, los costos se vieron reducidos a medida que se implementaban mejores enfoques de mantenimiento, de pasar de un mantenimiento correctivo a uno preventivo, hasta llegar al CBM (*Condition Based Maintenance*) el cual tiene como base la monitorización de las condiciones o estado de los diferentes elementos de una máquina o equipo para decidir el momento óptimo (más adecuado) para realizar las tareas de mantenimiento. En la siguiente figura se puede observar cómo se aplica el enfoque del CBM para diagnosticar los fallos de un equipo.

Figura 1. Aplicación del CBM



Fuente: <http://solomantenimiento.blogspot.com/2012/01/cbm-mantenimiento-basado-en-la.html>.

Con el desarrollo de este proyecto se entrega el medio para que los estudiantes tanto de pregrado como de maestría interesados en el área del mantenimiento, puedan realizar las pruebas que sus trabajos de investigación requieran fomentando de esta manera el desarrollo de nuevos conocimientos que alimentarán el campo de la ingeniería de mantenimiento.

### **1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO**

#### **1.3.1 Objetivo general**

Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander de formar profesionales con capacidad de innovación e investigación, alta calidad ética, política y profesional, fomentando la generación y adecuación de nuevos conocimientos, mediante el diseño y construcción de un banco de pruebas para la investigación sobre la detección de fallas en equipo hidráulico con especial énfasis en la bomba de pistones axiales, aportando de esta manera conocimientos al campo del mantenimiento.

#### **1.3.2 Objetivos específicos**

- ❖ Repotenciar el banco del proyecto de grado “*DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CARACTERIZAR Y MONITOREAR LA CONDICIÓN DINÁMICA DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS DE PISTONES AXIALES*” para proyectos y aplicaciones de diagnóstico de falla en bombas de pistones axiales e hidrotransmisión.

Las siguientes actividades se realizarán:

- ✓ Seleccionar e instalar un motor eléctrico Siemens 40 Hp y 1200 RPM para sustituir el motor diésel KIA 2.2 litros con el que cuenta el banco de pruebas actualmente.
  - ✓ Diseñar y construir una estructura metálica modular para instalación del motor eléctrico Siemens 40 Hp y 1200 RPM y su sistema de control eléctrico.
  - ✓ Instalar un motor Hidráulico Fijo “SAUER SUNDSTRAND HYDRAULIC MOTORS SERIES M-21” para conformar una hidrotransmisión Bomba Variable – Motor fijo.
  - ✓ Diseñar y construir una estructura metálica modular para instalación del motor hidráulico SAUER SUNDSTRAND HYDRAULIC MOTORS SERIES M-21”.
  - ✓ Diseñar y construir un mecanismo para la generación y simulación de carga a la hidrotransmisión, Bomba variable “EATON SERIE 54” motor fijo “SAUER SUNDSTRAND HYDRAULIC MOTORS SERIES M-21”.
- ❖ Realizar la caracterización dinámica de la transmisión Bomba Variable – Motor Fijo, lo cual comprende la medición de presiones máxima, caudal de pérdidas, estimación del caudal entregado por la bomba y el torque máximo entregado por el motor hidráulico bajo carga inercial y estática al igual que las aceleraciones alcanzadas.
  - ❖ Realizar el Estado del Arte de las técnicas de diagnóstico de fallas y clasificación como los son las Máquinas de Soporte Vectorial (SVM) y Redes Neuronales (ANN) en el diagnóstico de fallas en bombas hidráulicas.

**NOTA:**

Los entregables del proyecto son:

Banco de pruebas para diagnóstico de falla en bomba de pistones axiales junto con la instalación y construcción de:

- ✓ Un motor eléctrico Siemens 40 Hp y 1200 RPM para proporcionar velocidad y torque constante para sustituir el motor diésel KIA 2.2 litros.
- ✓ Un motor hidráulico “SAUER SUNDSTRAND HYDRAULIC MOTORS SERIES M 21” formando una hidrottransmisión Bomba variable – Motor fijo en circuito cerrado, el cual no existe en el banco de pruebas actualmente.
- ✓ Un mecanismo de generación y simulación de carga para proporcionar condiciones más reales de trabajo a la bomba de pistones axiales “EATON SERIE 54”, con el cual no cuenta el banco.
- ✓ La nueva estructura metálica del banco de pruebas.

## 2 MARCO TEÓRICO

### 2.1 BOMBAS HIDRÁULICAS

En cada uno de los sistemas hidráulicos que existen en el mercado, las unidades que transforman la potencia disponible en potencia hidráulica son bombas de desplazamiento positivo, y dicha transformación se lleva a cabo por medio de la entrega de un flujo al circuito hidráulico. La presión del sistema no es creada por la bomba, sino debida a que la presión se genera por la resistencia del fluido al fluir dentro del sistema hidráulico.

#### 2.1.1 Factores de selección

Los siguientes factores que se mencionan a continuación deben ser evaluados cuando se considera una bomba hidráulica.

- ❖ **Desplazamiento:** este factor se refiere al volumen de aceite que la bomba puede entregar en cada revolución y generalmente este factor se utiliza para la clasificación de las mismas.
- ❖ **Especificación de la presión:** Generalmente las bombas están limitadas a trabajar a una presión máxima de operación, trabajar a presiones más allá de este límite originaría en el equipo una falla prematura.
- ❖ **Velocidad impulsora:** El fabricante de la bomba especifica una velocidad mínima y una máxima, este es el rango en el cual la bomba debe trabajar; operar fuera de este rango sería contraproducente.
- ❖ **Dirección de la rotación:** La rotación de giro de las bombas más común es el sentido horario, sin embargo, algunas debido a su diseño pueden trabajar en ambas direcciones y funcionar en ambos sentidos muy bien.

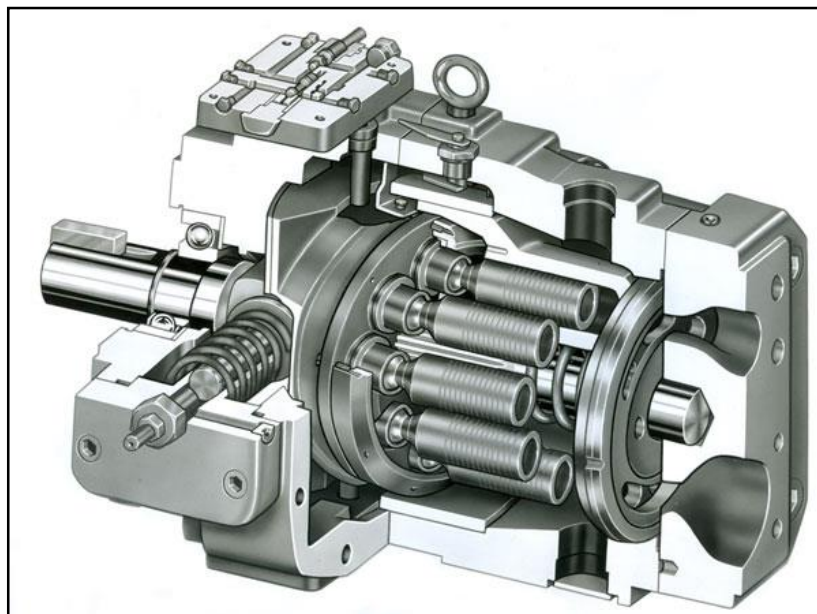
- ❖ **Requerimientos para el montaje:** Los requerimientos más comunes son: dimensiones totales, configuración de la carcasa, tipo de montaje, adaptación del motor, orientación de la tubería, entre otros.
- ❖ **Especificaciones del fluido:** Para un funcionamiento óptimo, la mayoría de los fabricantes publican la lista de los fluidos recomendados para operar con el equipo, los cuales son generalmente aceites hidráulicos con base de petróleo o fluidos sintéticos.
- ❖ **Presiones de entrada:** El funcionamiento de la bomba en algunas aplicaciones se ve mejorada si la entrada es precargada con una presión positiva. Los fabricantes de las bombas especifican la presión positiva que debe existir a la entrada de la bomba para un correcto funcionamiento.
- ❖ **Ruido:** La mayoría de las bombas operan en el siguiente rango de decibeles, 55 – 75 [db]. Si el ruido de la bomba es crítico, se debe chequear de acuerdo con las especificaciones dadas por el fabricante para este factor.
- ❖ **Eficiencia total:** Generalmente las curvas de funcionamiento de las bombas, muestran la eficiencia total de las mismas. La eficiencia total es el producto de las eficiencias mecánicas y volumétricas  $\eta_{Tb} = \eta_{vb} * \eta_{mb}$ .
- ❖ **Costo:** En general, las bombas de engranajes tiene el costo inicial más bajo, las bombas de paletas están en un nivel intermedio, y las bombas de pistones son las que tienen el costo inicial más alto. Además del costo inicial, existen otros costos que se deben tomar en cuenta en el diseño del sistema y en la selección de la bomba, estos costos son: el costo de instalación, servicio y operación de la máquina.
- ❖ **Temperatura:** Este factor es muy importante, ya que debido a este factor se deben seleccionar elementos tales como sellos, fluidos y cualquier otro componente sensible a la temperatura para poder satisfacer los requisitos del sistema. Temperaturas como de operación, temperatura ambiental máxima y mínima deben ser determinadas.

### 2.1.2 Bomba de pistones axiales

Las bombas de pistones están formadas de varios conjuntos pistón-cilindro de tal forma que mientras unos pistones están aspirando líquido, otros lo están impulsando, consiguiendo así un flujo más continuo cuantos más pistones haya en la bomba. El líquido pasa al interior del cilindro en su carrera de expansión y posteriormente es expulsado en su carrera de compresión, produciéndose de esta manera el caudal. Para este tipo de bomba existen dos diseños básicos, los cuales son el radial y el axial, ambos diseños se encuentran con desplazamiento fijo o variable. Para las bombas de pistones axiales existen dos versiones: en línea y en ángulo.

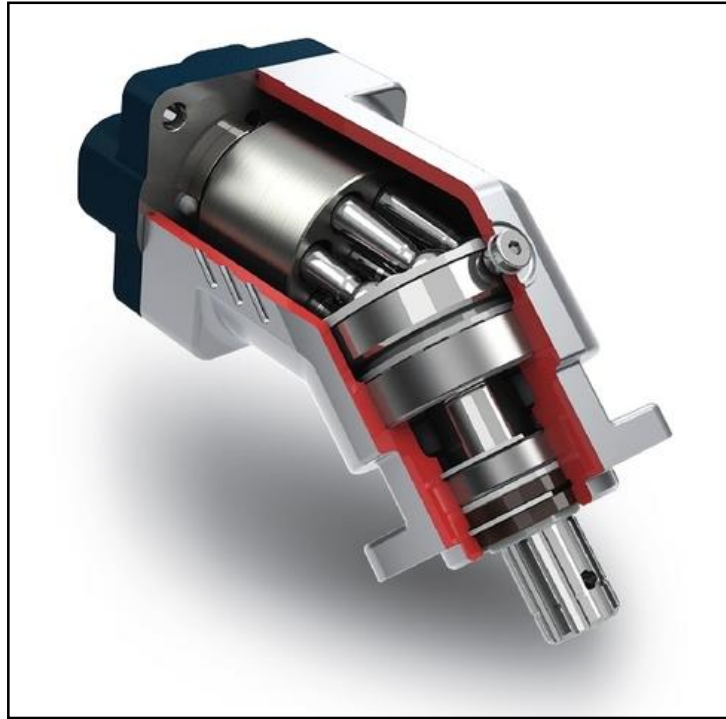
La eficiencia de las bombas de pistones es, en general, mayor que cualquier otro tipo, venciendo generalmente, presiones de trabajo más elevadas que las bombas de engranajes o de paletas. Las tolerancias muy ajustadas de estas bombas las hacen muy sensibles a la contaminación del líquido.

Figura 2. Bomba de pistones axiales en línea



Fuente. <http://www.coha.com.co/images/componentp/cmb4.jpg>

Figura 3. Bomba de pistones axiales en ángulo



Fuente. <http://www.atmosferis.com/wp-content/uploads/2012/06/bomba-piston-axila.jpg>

### 2.1.3 Bomba de pistones axiales Eaton serie 54

Las bombas de pistones de Eaton son parte de un paquete completo de los componentes hidráulicos optimizados para los usos móviles más exigente, Las bombas Eaton Serie 39, 46, 54, 64 y 76, están diseñadas para trabajar en hidrotransmisiones de servicio pesado; siendo usadas principalmente en las áreas de construcción, agricultura, aplicaciones industriales, entre otras.

En las siguientes figuras se pueden observar las características principales de la bomba Eaton Serie 54, como son; desplazamiento, velocidad máxima, presión nominal, caudal de salida y torque teórico, así como la gráfica de Caudal vs Velocidad de rotación, esta grafica fue hecha para el ángulo de inclinación máximo del plato basculante.

Figura 4. Bomba de pistones axiales Eaton serie 54



Fuente. Eaton Heavy 2 Duty Hydrostatic Transmissions Catalog E-TRHD-MC001-E2 July 2011.

[www.eaton.com](http://www.eaton.com)

Figura 5. Características de la bomba Eaton 54

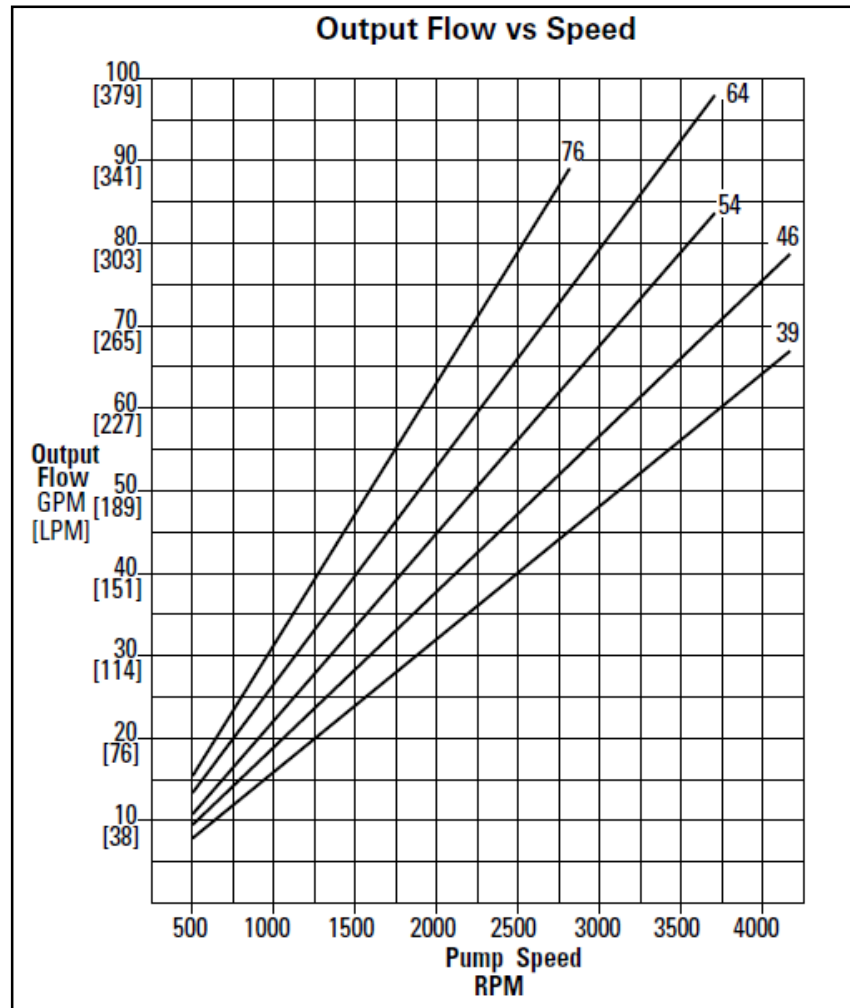
<b>Model</b>		<b>39</b>	<b>46</b>	<b>54</b>	<b>64</b>	<b>76</b>
Displacement	in <sup>3</sup> /rev	3.89	4.60	5.44	6.44	7.62
	cm <sup>3</sup> /rev	63,7	75,3	89,1	105,5	124,8
Maximum Shaft Speed†	rpm @ 18°	4160	4160	3720	3720	2775
Nominal Pressure*	psi	6000	6000	6000	6000	6000
	(bar)	(420)	(420)	(420)	(420)	(420)
Peak Pressure**	psi	7000	7000	7000	7000	7000
	(bar)	(480)	(480)	(480)	(480)	(480)
Output Flow	gpm @ 3500 psi	67.3	79.2	84.1	99.1	87.9
	lpm @ 241 bar	255	300	318	375	333
	Input Torque	lb-in @ 3500 psi	2346	2786	3285	3900
	Nm @ 241 bar	265	315	371	441	514

Pump performance calculated at 96% efficiency.  
 † The maximum pump shaft speed may be limited by the charge pump speed rating.  
 \* Nominal Pressure: Max delta system pressure at which component fatigue does not occur (pump life estimated by bearing life).  
 \*\* Peak Pressure: Max operation pressure which is permissible for a short duration of time (t < 1 sec).

Fuente. Eaton Heavy 2 Duty Hydrostatic Transmissions Catalog E-TRHD-MC001-E2 July 2011.

[www.eaton.com](http://www.eaton.com)

Figura 6. Grafica Caudal vs Velocidad de rotación



Fuente. Eaton Heavy 2 Duty Hydrostatic Transmissions Catalog E-TRHD-MC001-E2 July 2011.  
[www.eaton.com](http://www.eaton.com)

#### 2.1.4 Fallas en las bombas de pistones axiales

La bomba es el corazón de cualquier sistema hidráulico, es raro encontrar fallas en bombas que sean causadas por defectos de fabricación y manufactura. Las fallas en la bomba suelen presentarse debidos a otros problemas en el sistema; es importante conocer las fallas en la bomba y sus efectos sobre el rendimiento del sistema hidráulico, en la siguiente tabla se presentan los modos de fallas más comunes y sus efectos para algunos de los componentes críticos de la bomba.

Tabla 1. Causas y efectos de algunas fallas en bombas de pistones axiales

COMPONENTE	FALLA	EFFECTOS
Rodamientos	Desgaste	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, vibraciones en el eje motriz y menor eficiencia
Eje o barrilete pandeado	Desgaste	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece, mayor torque requerido, vibraciones en el eje motriz, menor eficiencia.
Superficie del barrilete (contacto con plato de distribución)	Desgaste	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, mayores fugas entre el barrilete y el plato de distribución, menor eficiencia.
Plato distribuidor	Desgaste	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, mayores fugas entre el barrilete y el plato de distribución, menor eficiencia
Pistones	Desgaste	Las ondas de cauda y presión presentan mayores ondulaciones y caídas, insuficiente presión generada, mayor nivel de ruido, la temperatura del aceite crece, insuficiente vacío en la succión, menor eficiencia.
Patines	Desgaste	La presión de salida no es la de diseño, aumento de la temperatura del aceite, mayor nivel de ruido, oscilación irregular de la onda de presión, menor eficiencia.
Plato oscilante	Desgaste	Mayor nivel de ruido, la temperatura de aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, menor eficiencia
Sello del eje	Desgaste	Fugas a lo largo del eje motriz.

Fuente. Tesis de pregrado UIS. Diseño y construcción de un banco de pruebas para caracterizar y monitorear la condición dinámica de las bombas hidráulicas de pistones axiales.

## 2.2 MOTORES HIDRAÚLICOS

El motor es generalmente un actuador giratorio y su construcción es muy similar al de las bombas. Los motores hidráulicos son dispositivos que en vez de impulsar el fluido, es el fluido quien los impulsa; estos elementos hidráulicos convierten la presión del fluido en torque, lo cual lo hace rotar y de acuerdo al caudal de entrada puede suministrar de esta manera un movimiento rotativo a la salida, es decir, los motores convierten la potencia fluida en potencia mecánica. Generalmente se piensa que los motores son una bomba trabajando al revés, esta idea es errónea y en la siguiente tabla se enlistan algunas de las diferencias que tienen con las bombas.

Tabla 2. Comparación entre Bomba y Motor hidráulico

BOMBAS	MOTORES
Las bombas son utilizadas como un medio para entregar caudal a una presión dada. Hay un énfasis en la eficiencia volumétrica y la eficiencia total.	Los motores son utilizados como un medio para entregar torque a una presión dada. Hay un énfasis en la eficiencia mecánica.
Las bombas operan a velocidades elevadas y relativamente constantes.	Los motores operan sobre un rango amplio de velocidades, y pueden permanecer, por tiempos considerables, a muy baja velocidad. Deben arrancar de cero.
Usualmente se espera que las bombas entreguen alta presión a velocidades normales.	Los motores tienen su máxima presión cuando se encuentran detenidos o a bajas velocidades.
Usualmente las bombas operan en una sola dirección.	La mayoría de los motores deben cambiar su sentido de giro. En ocasiones se

	requieren que operen como bombas para el frenado de cargas.
En la mayoría de los sistemas las bombas operan en forma continua, y encuentran cambios relativamente lentos, de la temperatura del fluido	Los motores pueden permanecer inactivos por largos periodos de tiempo. Un motor frio puede estar sujeto a choques térmicos frecuentes, cuando empieza a operar.

*Fuente. Tesis de pregrado UIS. Banco de pruebas para motores oleohidráulicos: diseño y construcción.*

### 2.2.1 Características nominales de los motores

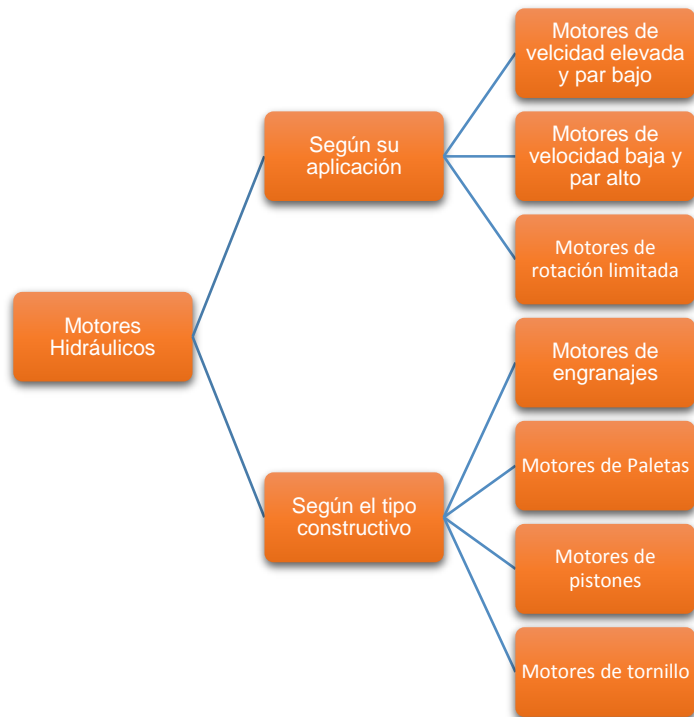
Al momento de considerar un motor existen factores que son importantes tener en cuenta:

- ❖ **Desplazamiento:** Este concepto es muy similar al que se dio para las bombas en la sección anterior, la diferencia radica que para los motores hidráulicos, el desplazamiento es la cantidad de fluido requerido para que pueda girar una revolución.
- ❖ **Par (Torque):** El par que puede ser entregado por el motor hidráulico, es una función de la presión del sistema y del desplazamiento del mismo, es por esta razón que los valores de torque se dan para una caída de presión a través del motor. Existen diversos clases de par que se pueden dar en un motor hidráulico; por ejemplo:
  - ✓ Par de arranque con carga; es el torque requerido para hacer girar una carga que se encuentra inicialmente en reposo.
  - ✓ Par de giro; es el torque necesario para mantener una carga girando, es decir, cuando el motor se encuentra en un estado estable de operación.
  - ✓ Par nominal; es un valor dado por el fabricante y sirve para seleccionar el tamaño del motor requerido para realizar un trabajo en particular.

- ❖ **Rendimiento mecánico:** Es la relación entre el par real desarrollado y el par teórico,  $\eta = \frac{T_r}{T_o}$
- ❖ **Velocidad:** La velocidad del motor es una función del desplazamiento y del caudal entregado al motor. Este factor permite clasificar los motores hidráulicos en motores de marcha rápida (500 – 10000 rpm) y motores de marcha lenta (0,5 – 1000 rpm)<sup>1</sup>.
- ❖ **Presión:** La presión requerida para el funcionamiento de un motor hidráulico es una función del par y el desplazamiento del mismo. Por esta razón un motor con un desplazamiento mayor desarrollara un par determinado con menos presión que un motor con un desplazamiento menor.

## 2.2.2 Clasificación de los motores

Figura 7. Clasificación de los motores hidráulicos



Fuente. Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers

<sup>1</sup> Manual de Oleohidráulica Industrial. Rexroth, pág. 75.

Los motores al igual que las bombas tienen diferentes formas de clasificarlos, entre las más importantes están: según su aplicación y según el tipo constructivo. Según el tipo de aplicación existen tres subcategorías las cuales son: Motores de velocidad elevada y par bajo (HSLT), Motores de baja velocidad y par elevado (LSHT) y Motores de rotación limitada.

### **2.2.3 Motor de pistones axiales Sauer Sundstrand series M-21**

*Los motores de pistones axiales de desplazamiento fijo utilizan una construcción de placa inclinada con desplazamiento predefinido para circuito cerrado en transmisiones hidrostáticas. La velocidad de salida es proporcional al flujo de entrada del motor. Además, la rotación del eje de salida también es controlada por el flujo de entrada a los principales puertos de presión. Los componentes utilizados están diseñados para la salida de alta eficiencia. Por ejemplo, el eje de larga duración utiliza una disposición de rodamientos de rodillos cónicos, que ofrece una gran capacidad de carga para fuerzas radiales externos<sup>2</sup>.*

Figura 8. Motor fijo Sauer Sundstrand Serie M-21



Fuente. *Hydraulex Global Genuine Metaris 20 Series Pumps & Motors GM20SPM-Rev 10.2013*

<sup>2</sup> Hydraulex Global Genuine Metaris 20 Series Pumps & Motors GM20SPM-Rev 10.2013, pág. 21. Disponible en: <http://www.metaris.com/sundstrand-20-series-pumps-parts.php>

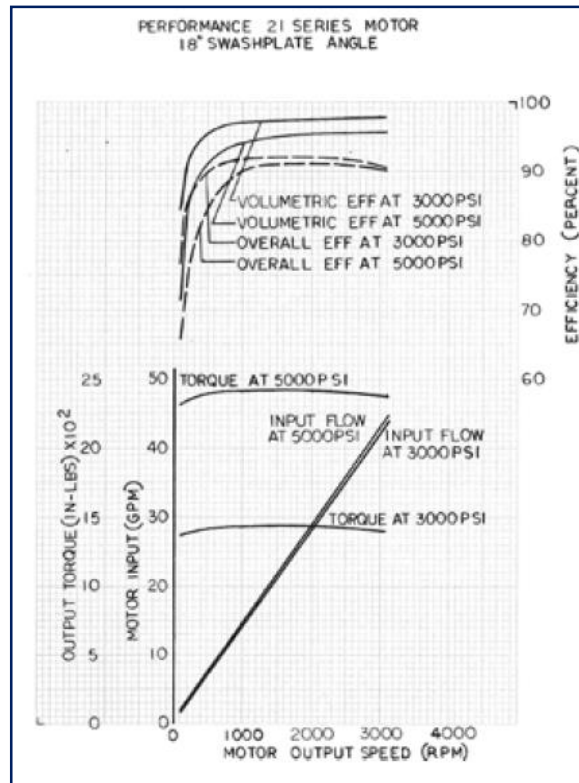
Figura 9. Especificaciones de la serie M-21

MF-		20	21	22	23	24	25	26	27	
Max Displ.	cm <sup>3</sup> /r	33.3	51.6	69.8	89.0	118.7	165.8	227.3	333.7	
	in <sup>3</sup> /r	(2.03)	(3.15)	(4.26)	(5.43)	(7.24)	(10.12)	(13.87)	(20.36)	
Speed*	RPM	Min.	500	500	500	500	500	500	500	500
		Nom.	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
		Rated	3800	3500	3200	2900	2700	2400	2100	1900
Theoretical Torque	NM/Bar	0.53	0.82	1.11	1.42	1.89	2.64	3.62	5.31	
	IN LB/1000psi	(323)	(500)	(677)	(867)	(1153)	(1611)	(2209)	(3240)	
Max Torque	KG·M <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	4.34	8.14	12.34	17.77	29.11	50.19	86.80	161.40	
	LBF·FT <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	(103.0)	(193.2)	(292.8)	(421.7)	(690.8)	(1191.0)	(2059.8)	(3830.0)	
Approx. Weight	KG	30	35	40	47	70	124	152	197	
	LB	(66)	(77)	(88)	(104)	(154)	(273)	(335)	(434)	

\* For higher speeds contact your Hydraulex Global technical sales associate.

Fuente. Hydraulex Global Genuine Metaris 20 Series Pumps & Motors GM20SPM-Rev 10.2013

Figura 10. Curvas de Torque y Caudal vs Velocidad de rotación



Fuente. Hydraulex Global Genuine Metaris 20 Series Pumps & Motors GM20SPM-Rev 10.2013

## 2.3 HIDROTRANSMISIONES

Una hidrottransmisión es un conjunto formado principalmente por los siguientes elementos:

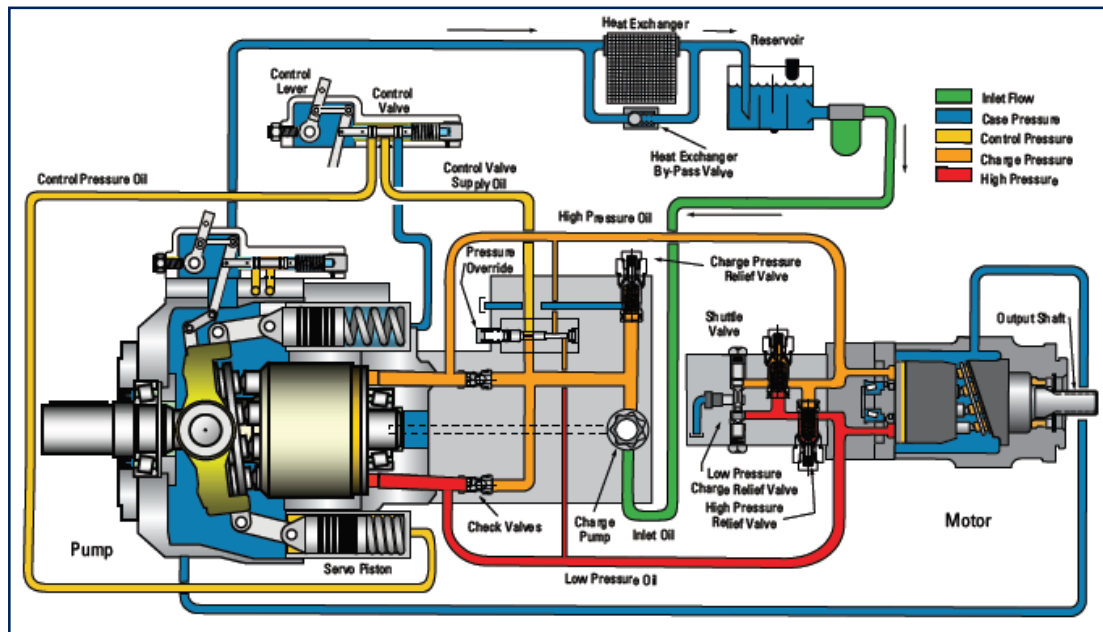
- ❖ Una bomba hidráulica, elemento encargado de transformar la energía mecánica que le es transmitida en energía hidráulica.
- ❖ Un motor hidráulico, que convierte la energía hidráulica entregada por la bomba en energía mecánica.
- ❖ Una serie de elementos destinados para controlar las variables del circuito hidráulico así como las conexiones entre la bomba y el motor.

En la siguiente figura se puede observar, una representación esquemática de lo que es una transmisión hidrostática (HST), el cual tiene como entrada al sistema la potencia entregada por un motor primario (que puede ser un motor de combustión en equipos móviles o un motor eléctrico en equipos estacionarios), para que finalmente se puede producir trabajo sobre una carga. Por medio de este sistema se puede obtener una variación continua de la velocidad en los dos sentidos de la rotación, además de que el torque y la potencia pueden ser regulados. Las transmisiones hidrostáticas ofrecen muchas ventajas importantes sobre otras formas de transmisión de potencia. Dependiendo de la configuración una HST puede.

- ❖ Transmiten gran potencia por pulgada cúbica de desplazamiento con baja inercia.
- ❖ Operan eficientemente sobre un amplio rango de relaciones torque – velocidad.
- ❖ Mantiene velocidad controlada (aún en reversa) sin importar la carga, sin límites de diseño.

- ❖ Mantienen la velocidad seleccionada aún con cargas acelerativas o de frenado.
- ❖ Pueden transmitir potencia desde un motor primario hacia múltiples locaciones, aún si la posición orientación cambian.
- ❖ Pueden permanecer detenidas sin daño alguno bajo carga plena.
- ❖ Mantienen constantes las bajas velocidades.
- ❖ Proporcionan una respuesta más rápida que las transmisiones mecánicas o electromecánicas de tamaño similar.
- ❖ Pueden proporcionar frenado dinámico.
- ❖ Protección contra sobrecargas.

Figura 11. Esquema de una bomba de desplazamiento variable y motor fijo



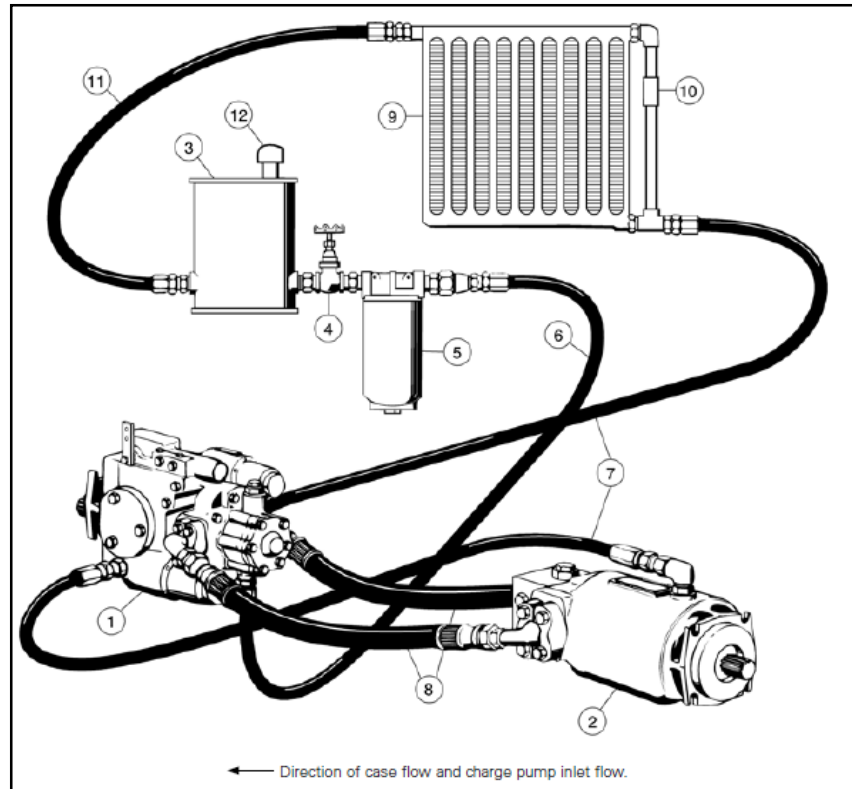
Fuente. Eaton Heavy 2 Duty Hydrostatic Transmissions Catalog E-TRHD-MC001-E2 July 2011.

[www.eaton.com](http://www.eaton.com)

Existen dos configuraciones de transmisiones hidrostáticas: integrales y no integrales. La disposición no integral es la más común, porque la potencia puede transmitirse a una o varias cargas que se encuentre en áreas de difícil acceso; en la configuración no integral, la bomba está acoplada al motor primario, el motor

hidráulico está acoplado a la carga, y ambos están conectados a través de unas mangueras, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 12. Disposición no integral de una hidrotransmisión



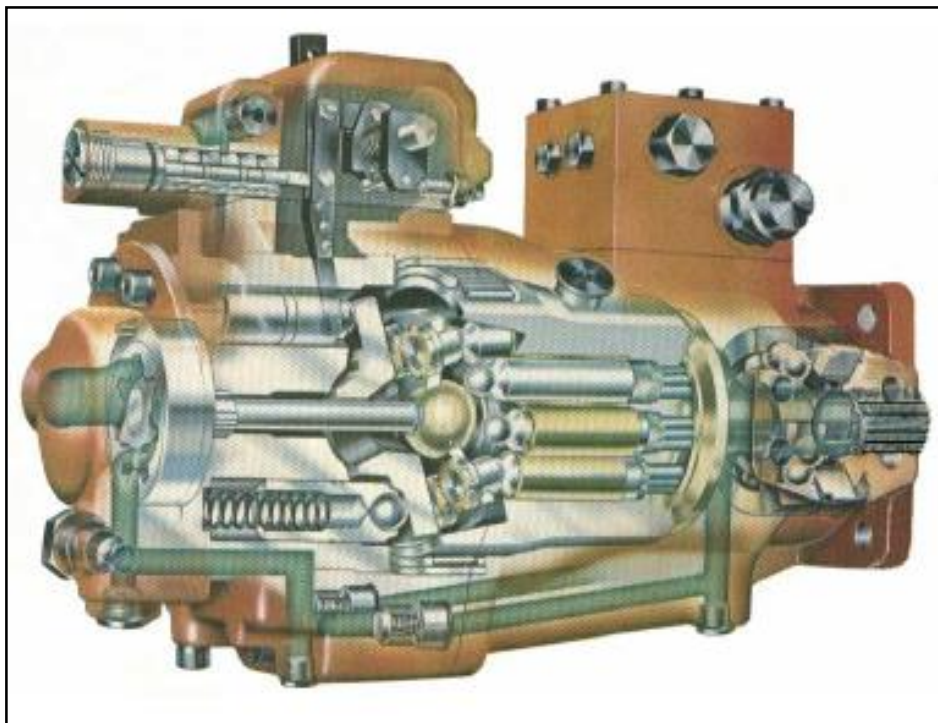
Fuente. Eaton Heavy 2 Duty Hydrostatic Transmissions Catalog E-TRHD-MC001-E2 July 2011.  
[www.eaton.com](http://www.eaton.com)

1. Bomba de desplazamiento variable compensada por presión.
2. Motor de desplazamiento fijo.
3. Reservorio.
4. Válvula de corte opcional.
5. Filtro.
6. Línea de succión de la bomba de precarga.
7. Línea de drenaje de la bomba y el motor.
8. Línea de alta presión.
9. Intercambiador de calor.

10. Bypass con válvula cheque del intercambiador de calor.
11. Línea de retorno hacia el reservorio.
12. Reservorio y respiradero hacia la atmosfera.

La construcción integral combina bomba, motor y todos los otros componentes dentro de un conjunto, como se puede observar en la Figura 13. La ventaja aquí es un conjunto compacto y económico que puede contener ejes, superficie de montaje y otros componentes adicionales a la transmisión hidrostática.

Figura 13. Disposición integral de una hidrotensión



Fuente. Volvo Hydraulics

### 2.3.1 Clasificación de las hidrotensiones

La clasificación de las hidrotensiones se realiza de acuerdo a las combinaciones de los elementos bomba (fija o variable) y motor (fijo o variable) la cual es determinada de acuerdo a la aplicación y características de desempeño.

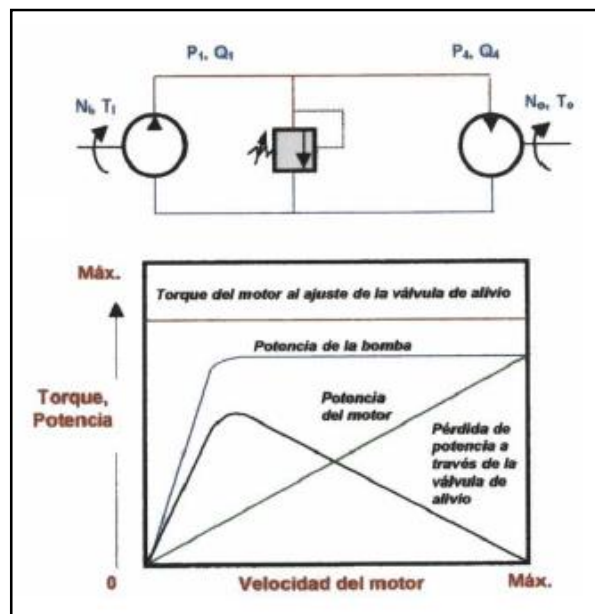
### 2.3.1.1 Transmisión hidrostática Bomba fija – Motor fijo

De todas las combinaciones que se pueden hacer en las transmisiones hidrostáticas, esta es la más sencilla, pero también es la que tiene mayores limitaciones en cuanto a aplicaciones, debido a que presenta una baja eficiencia energética en comparación con otras alternativas de transmisión de potencia.

Esta baja eficiencia energética, se debe a que tanto la bomba como el motor son de desplazamiento fijo, ocasionando que cuando la velocidad total no es requerida (por ejemplo en el arranque), el fluido desde la salida de la bomba debe ser descargado a través de la válvula de alivio, provocando un desperdicio energético en forma de calor.

Este tipo de transmisiones no son recomendadas para aplicaciones que requieren arranques y paradas frecuentes, o cuando se presentan torques inferiores al de carga plena. Este tipo de transmisión se puede ver en la Figura 14.

Figura 14. Transmisión hidrostática Motor fijo – Bomba fija



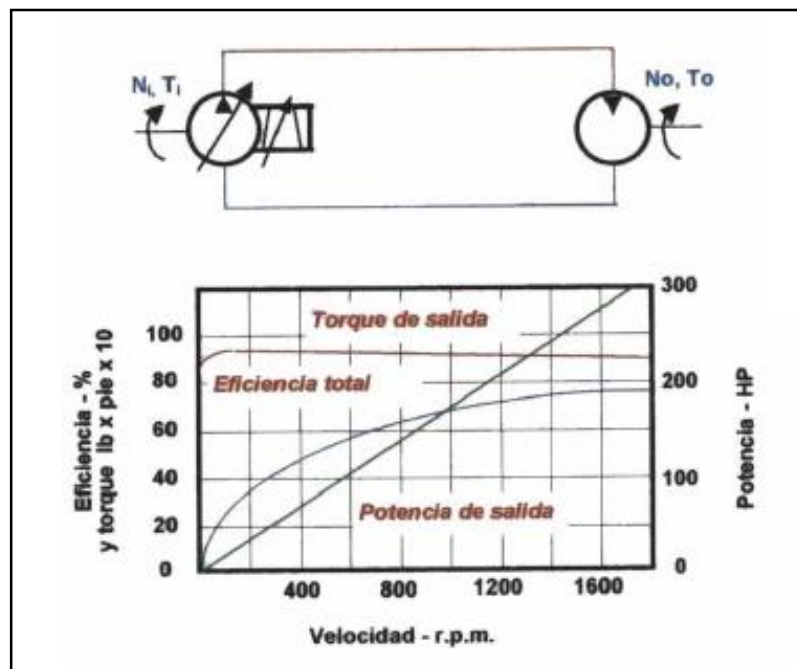
Fuente. Fluid Power Handbook & Directory 1990 – 1991 by the editors of Hydraulic & Pneumatics

### 2.3.1.2 Transmisión hidrostática Bomba variable – Motor fijo

De las cuatro tipos de transmisiones hidrostáticas posibles este es el más utilizado; también generan un torque constante sin importar la velocidad al cual esté operando, esto se debe a que en un motor hidráulico el torque es función de la presión y del desplazamiento del mismo solamente. Si se varía el desplazamiento de la bomba, dicha variación se verá reflejada en la velocidad del motor, es decir, al incrementar el desplazamiento de la bomba aumentará la velocidad del motor, ya que hay un incremento en el caudal entregado por la bomba.

Gracias a la variación del desplazamiento de la bomba se pueden obtener una gran variedad de velocidades de salida, desde neutral hasta el máximo valor, en ambas direcciones; este valor máximo de la velocidad se encuentra limitado por las capacidades nominales del motor y la bomba, en la Figura 15 se puede observar este tipo de transmisión.

Figura 15. Transmisión hidrostática Bomba variable – Motor fijo

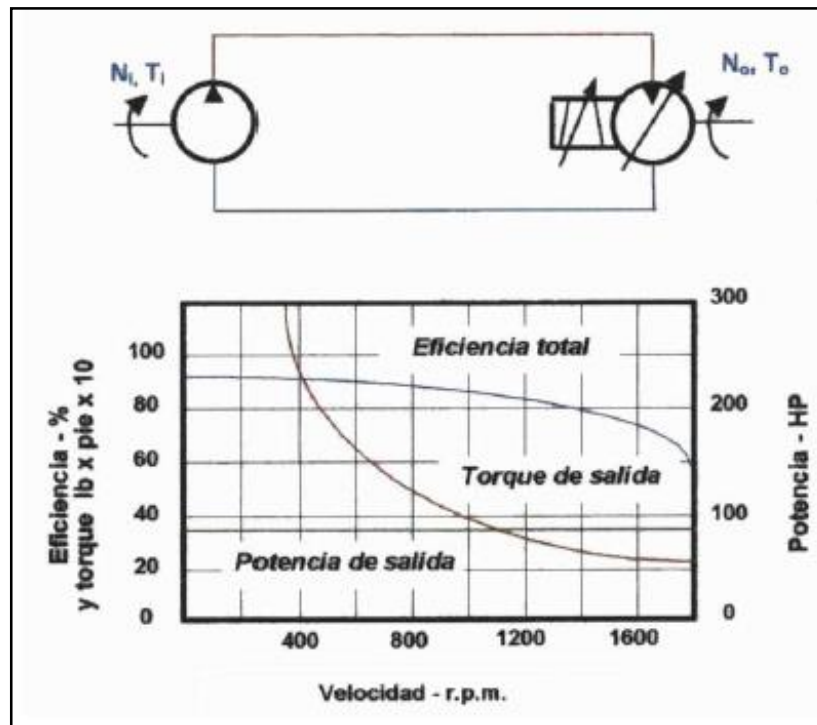


Fuente. Fluid Power Handbook & Directory 1990 – 1991 by the editors of Hydraulic & Pneumatics

### 2.3.1.3 Transmisión hidrostática Bomba fija – Motor variable

Como la bomba es de desplazamiento fijo, entrega siempre un caudal constante al motor, el cual es de desplazamiento variable; esta combinación permite tener una potencia constante, porque cuando se disminuye el desplazamiento del motor, se incrementa su velocidad, y el torque del mismo decae, lo cual provoca la entrega de potencia constante. En la Figura 16, se puede observar este tipo de HST.

Figura 16. Transmisión hidrostática Bomba fija – Motor variable



Fuente. Fluid Power Handbook & Directory 1990 – 1991 by the editors of Hydraulic & Pneumatics

### 2.3.1.4 Transmisión hidrostática Bomba variable – Motor variable

Este tipo de transmisión hidrostática es la más versátil, porque gracias a ella, se puede obtener un gran número de relaciones Torque – Velocidad, esto se logra con la unión de una bomba y motor de desplazamiento variable. Con esta transmisión se puede obtener dos rangos de trabajos, los cuales son:

- ❖ En el primer rango, estando el motor en su punto de desplazamiento máximo, variando la salida de la bomba, la velocidad de salida varia al igual que la potencia, mientras que el torque permanece constante.
- ❖ El segundo rango comienza cuando el desplazamiento de la bomba alcanza el máximo, mientras el del motor empieza a disminuir. El torque decrece pero la velocidad aumenta, creando de esta manera un sistema de potencia constante.

Algunas aplicaciones de las transmisiones requieren varias combinaciones de par y potencia con relación a la velocidad. Una bomba y un motor de desplazamiento variable permiten una gama amplia de velocidades, además de sus características de funcionamiento de potencia y par constante.

En la Tabla 3 se resumen las características generales de los cuatro tipos de transmisión hidrostática (HST).

Tabla 3. Características generales de los cuatros tipos de HST

DESPLAZAMIENTO		RENDIMIENTO DE LA TRANSMISION		
BOMBA	MOTOR	POTENCIA	TORQUE	VELOCIDAD
Fija	Fijo	Constante	Constante	Constante
Variable	Fijo	Variable	Constante	Variable
Fija	Variable	Constante	Variable	Variable
Variable	Variable	Variable	Variable	Variable

*Fuente. Apuntes de clases de Potencia Fluida. Prof. Carlos Borrás*

### 3 DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Este proyecto de grado tiene como objetivo principal, el diseño y construcción de un banco de pruebas, el cual está constituido por una transmisión hidrostática (Bomba variable y Motor fijo) con su respectiva fuente motriz, y un sistema para simular la carga de trabajo a la transmisión hidrostática, para tratar de llevar lo más cerca posible de la realidad el funcionamiento de dicho sistema.

Para el diseño de los componentes que conforman el banco de pruebas, se utilizaron los software de Solidworks y Ansys (Módulo Workbench) para realizar el CAD (*Computer Aided Design*) y el CAE (*Computer Aided Engineering*) respectivamente. El proceso de modelado se inicia con Solidworks, con el cual se crea la pieza que permite extraer información como formas, dimensiones, planos, etc. El programa también permite exportar la pieza a Ansys para proceder a realizar un análisis estructural estático, para determinar esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad, mediante el método de elementos finitos.

El banco está constituido por tres módulos principales, los cuales se enuncian a continuación:

- ❖ Módulo de la bomba hidráulica\*: este módulo cuenta con la bomba hidráulica, y la estructura de soporte del tanque de aceite. Este componente del banco ya fue diseñado y construido, por esta razón, no se profundizará en este módulo.

---

\* Toda la información referente al diseño y construcción del módulo de la bomba hidráulica, se encuentra disponible en: CALA CHAVEZ, Sergio Andrés; LIZCANO MEZA, John Jairo. Diseño y construcción de un banco de pruebas para caracterizar y monitorear la condición dinámica de las bombas hidráulicas de pistones axiales. Bucaramanga, 2010, 257 p. Trabajo de grado (ingeniero mecánico). Universidad Industrial de Santander.

- ❖ Módulo del motor eléctrico: con su nombre lo indica esta parte del banco está encargada de dar soporte al motor eléctrico y a todos sus componentes.
- ❖ Módulo del motor hidráulico: este módulo tiene como función dar soporte al motor hidráulico y al sistema que genera carga a la transmisión hidrostática.

### 3.1 DISEÑO DEL MÓDULO DEL MOTOR ELÉCTRICO

Esta parte del banco, está constituida por la fuente motriz de la transmisión hidrostática, que para este caso, es un motor eléctrico, un soporte que sirve de guía para el motor y su estructura respectivamente.

#### 3.1.1 Selección del motor eléctrico

Lo primero que se debe hacer, es conocer la potencia que se requiere para alimentar el sistema, para esta operación se requiere conocer datos como el desplazamiento de la bomba [ $C_b$ ], como es una bomba variable, se utilizará el valor de desplazamiento cuando el plato basculante tenga su máximo ángulo de inclinación, ver Figura 5.

$$C_b = 89,1 \left[ cm^3/rev \right]$$

Se desea un motor de 1200 RPM, porque para el funcionamiento del banco, es más importante el torque que la velocidad. El caudal que puede entregar la bomba con su máximo desplazamiento se puede obtener mediante la siguiente ecuación.

$$Q_b = C_b * \dot{n} * FC \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde,

$$Q_b = \text{Caudal entregado por la bomba, [GPM]}$$

- $C_b$  = Desplazamiento de la bomba, [ $cm^3/rev$ ]
- $\dot{n}$  = Velocidad de rotación del motor eléctrico, [RPM]
- $FC$  = Factor de conversión, [ $1 Gal \rightarrow 3785 cm^3$ ]

Reemplazando los valores en la ecuación 3.1, se obtiene el valor del caudal.

$$Q_b \cong 28 [GPM]$$

Para conocer la potencia requerida por la bomba, se debe utilizar la siguiente ecuación.

$$POT = \frac{\Delta P * Q_b}{1714 * \eta_{Tb}} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde,

- $POT$  = Potencia requerida por la bomba, [HP]
- $Q_b$  = Caudal entregado por la bomba, [GPM]
- $\Delta P$  = Presión de la bomba, [PSI]
- $\eta_{Tb}$  = Eficiencia total de la bomba

Se calculó la potencia de la bomba para una serie de valores de presión, y teniendo en cuenta tres valores de eficiencia total. Los autores del proyecto decidieron limitar la presión del sistema a 1000 [PSI], debido que presiones mayores tendría un consumo de energía eléctrica muy elevados, superando la capacidad instalada que tiene la Escuela de Ingeniería Mecánica. Aunque para la selección del motor se utilizó un factor de seguridad y para el cálculo de la potencia se trabajó con una presión de 2000 [PSI]. En la siguiente figura se muestra la variación de la potencia con respecto a los requerimientos de presión para tres valores de eficiencia.

Por los requerimientos de velocidad y por la información que muestra la Figura 17, se selecciona un motor eléctrico Siemens de 40 [HP] a 1200 [RPM]. Para las especificaciones técnicas del motor ver Anexo C.

Figura 17. Potencia de la Bomba Eaton 54

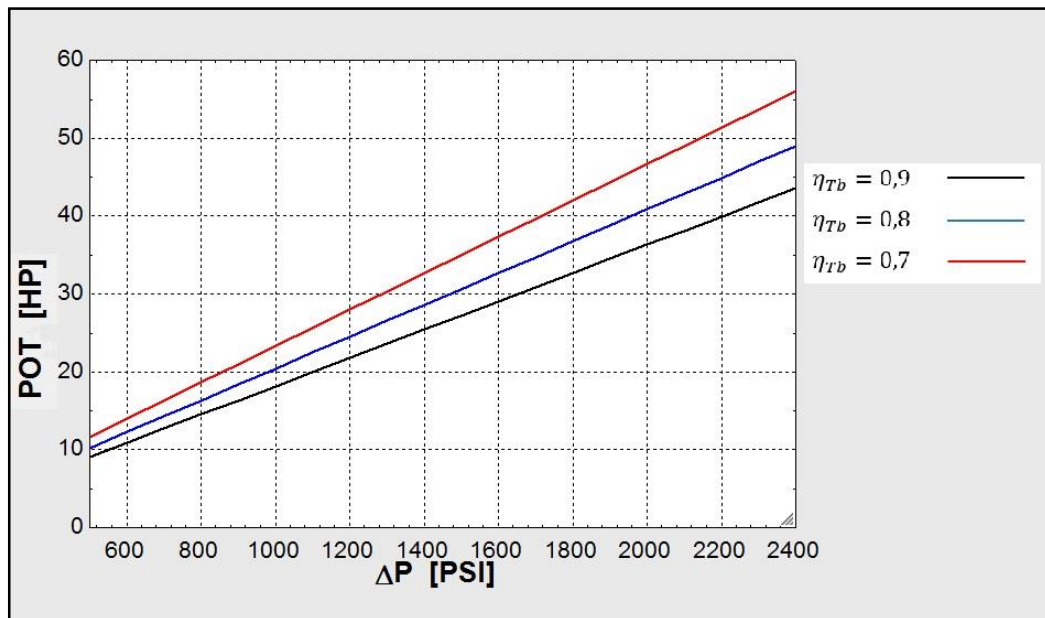


Figura 18. Motor eléctrico Siemens

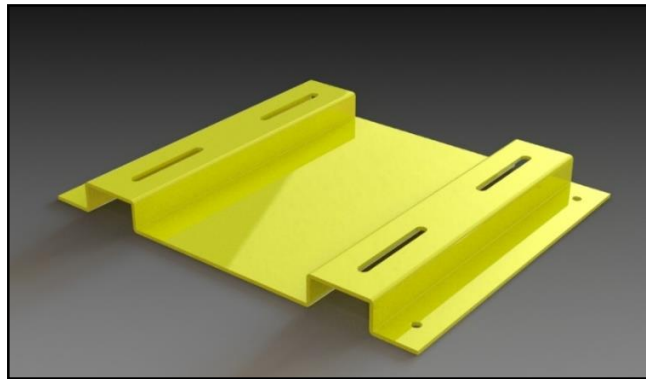


Fuente. Ficha técnica del motor Siemens 40 HP @1200 RPM

### 3.1.2 Diseño del soporte guía para el motor eléctrico

Como en todo diseño mecánico, es indispensable conocer con exactitud las magnitudes de las fuerzas, momentos flectores y torsores y demás cargas que sean aplicadas externamente a la pieza. Esta pieza está encargada de soportar el motor eléctrico, como tal debe ser capaz de soportar el peso muerto del motor y el torque reactivo que se genera por efectos de la tercera ley de Newton, cuyo valor es igual al torque nominal.

Figura 19. Soporte guía del motor eléctrico



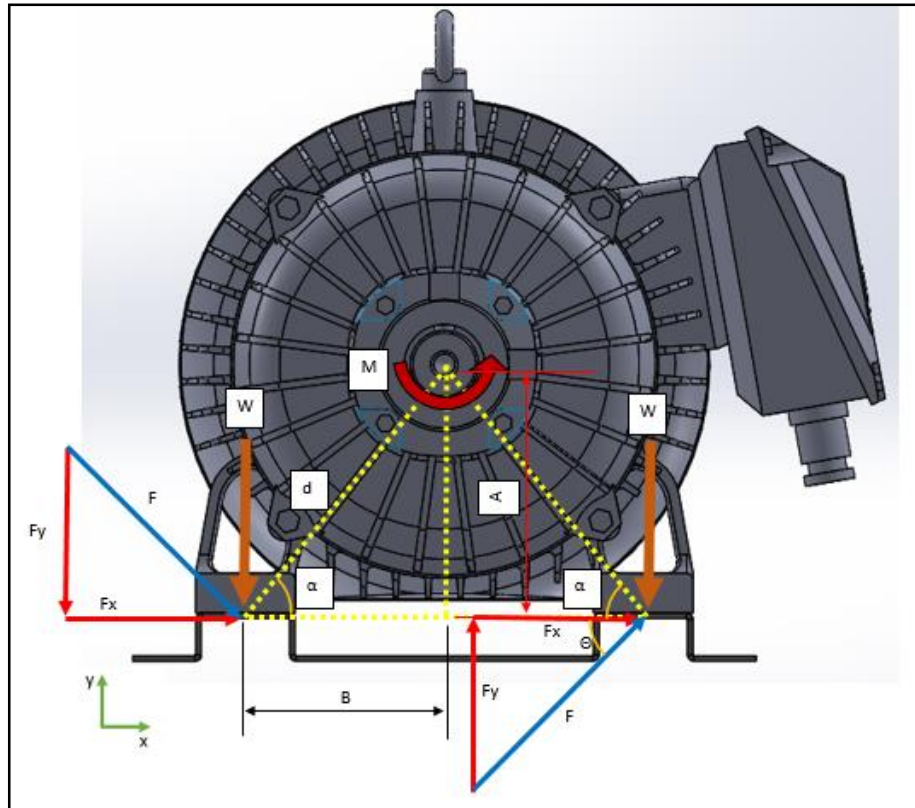
El proceso de diseño comienza trasladando el momento reactivo y el peso muerto del motor eléctrico al soporte guía. También de la ficha técnica y de los planos del motor suministrados por Sensomatic del Oriente S.A.S. se extrae la información que muestra la Tabla 4.

Tabla 4. Datos para el diseño del soporte guía

	VALOR	UNIDADES
<b>Torque nominal</b>	242	N-m
<b>Masa</b>	182	Kg
<b>A</b>	200	mm
<b>B</b>	159	mm

Fuente. Ficha técnica y planos del motor. Ver Anexo C

Figura 20. Fuerzas aplicadas al soporte guía del motor eléctrico



Donde,

- M = Momento de diseño, [N-m]
- W = Peso de diseño, [N]
- A = Distancia vertical al centro del eje del motor, [mm]
- B = Distancia horizontal al centro del eje del motor, [mm]
- d = Distancia perpendicular del centro del eje del motor a la fuerza F, [mm]

Todos los valores de fuerza y momento serán multiplicados por un factor de incremento utilizado para el diseño de la pieza, cuyo valor es  $F_0 = 1,5$ . Para conocer el peso muerto del motor se utiliza la ecuación 3.3, el símbolo "g" en la ecuación es la constante de aceleración de la gravedad y para efectos de cálculos se utilizará el valor de  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Con la ecuación 3.4 se calcula el momento de diseño.

$$W = m_{motor} * g * F_0 \quad \text{Ecuación 3.3}$$

$$W \cong 2678 [N]$$

$$M = Torque\ nominal * F_0 \quad \text{Ecuación 3.4}$$

$$M \cong 363 [N - m]$$

De acuerdo a la Figura 20, la distancia “d” es la hipotenusa del triángulo formado por los catetos “A” y “B”, entonces aplicando el teorema de Pitágoras se pueda encontrar el valor de esta distancia.

$$d^2 = A^2 + B^2 \quad \text{Ecuación 3.5}$$

$$d \cong 255,5 [mm]$$

El momento de una fuerza con respecto a un punto, es el producto de dicha fuerza por la distancia perpendicular que existe entre la línea de acción de la fuerza y el punto de aplicación del momento, el soporte guía tiene 4 puntos en donde se aplica la fuerza “F”, estos puntos corresponden a los 4 tornillos con los que se ensambla el motor eléctrico al soporte guía. De la ecuación 3.6 se obtiene el valor de “F”.

$$M = \sum_{i=1}^{n=4} F_i * d \quad \text{Ecuación 3.6}$$

$$F \cong 355,2 [N]$$

El ángulo con que la fuerza “F” es aplicada al soporte guía, se puede obtener de restar la tangente inversa de la razón “A/B” a 90°. Con los valores de F = 355,2 [N] y  $\Theta = 38,5 [^\circ]$ , se encuentran los valores de  $F_x$  y  $F_y$ , para cada tornillo.

$$F_x \cong 278 [N]$$

$$F_y \cong 221 [N]$$

### 3.1.3 Análisis de esfuerzo del soporte guía para el motor eléctrico

Una vez calculadas todas las fuerzas que debe soportar la pieza, se exporta el modelo desde Solidworks a la interfaz de Ansys, en donde se realizan simulaciones para encontrar cual es el espesor que puede soportar las cargas sin comprometer la integridad física de la pieza. También debe seleccionarse el material para las simulaciones, para esta pieza se elige Acero ASTM A36\* por la facilidad de conseguirse este material en forma de lámina en el mercado local.

Debido a la forma que tiene la pieza, esta puede ser tratada como una superficie durante la simulación, reduciendo de esta manera la carga computacional y el tiempo de cálculo. Para esta pieza se corrieron simulaciones con tres diferentes espesores, de los cuales se debe elegir el que asegure la integridad física de la pieza al soportar las cargas sin comprometer la relación de peso – resistencia. En la Tabla 5 se puede observar el factor de seguridad y el peso de cada figura.

Tabla 5. Factor de seguridad vs Espesor de la pieza

ESPESOR	FACTOR DE SEGURIDAD	MASA DE LA PIEZA [kg]
CALIBRE 1/4"	8,18	10,05
CALIBRE 3/16"	4,82	7,54
CALIBRE 1/8"	2,25	5,03

Como se puede observar en la tabla el calibre 1/4" (6 mm) sobredimensiona la pieza con un factor de seguridad superior a 8, sin mencionar que la masa de la pieza sería aproximadamente 10 kg; con el calibre 1/8" (3 mm) la masa de la pieza desciende a la mitad, lo cual es importante, porque al final la estructura de soporte estará menos esforzada, el problema radica en que el factor de seguridad también sufre

---

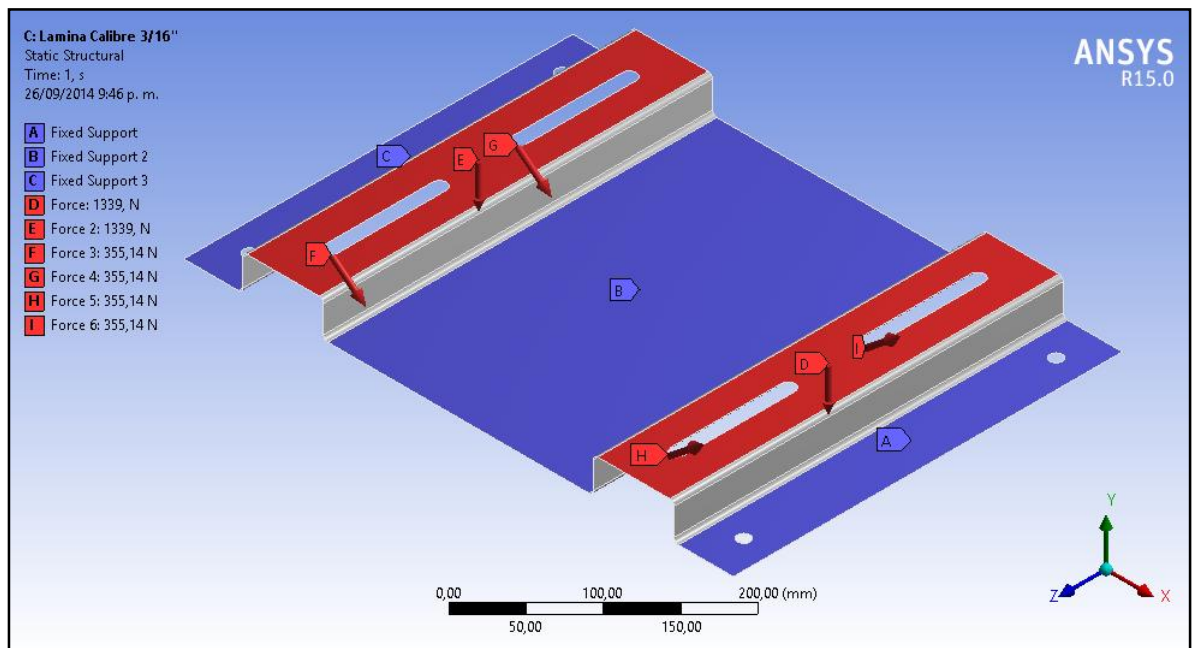
\* Para ver la información del acero ASTM A36. Ver anexo D

una drástica caída, lo cual descarta este calibre. La mejor opción es un espesor intermedio como el calibre 3/16" (4,5 mm).

En las siguientes figuras se puede observar el DCL\* de la pieza, el mallado que se realiza al modelo y el resultado arrojado por la simulación, como:

- ❖ La deformación total de la pieza.
- ❖ Factor de seguridad de la pieza.

Figura 21. DCL del soporte guía del motor eléctrico

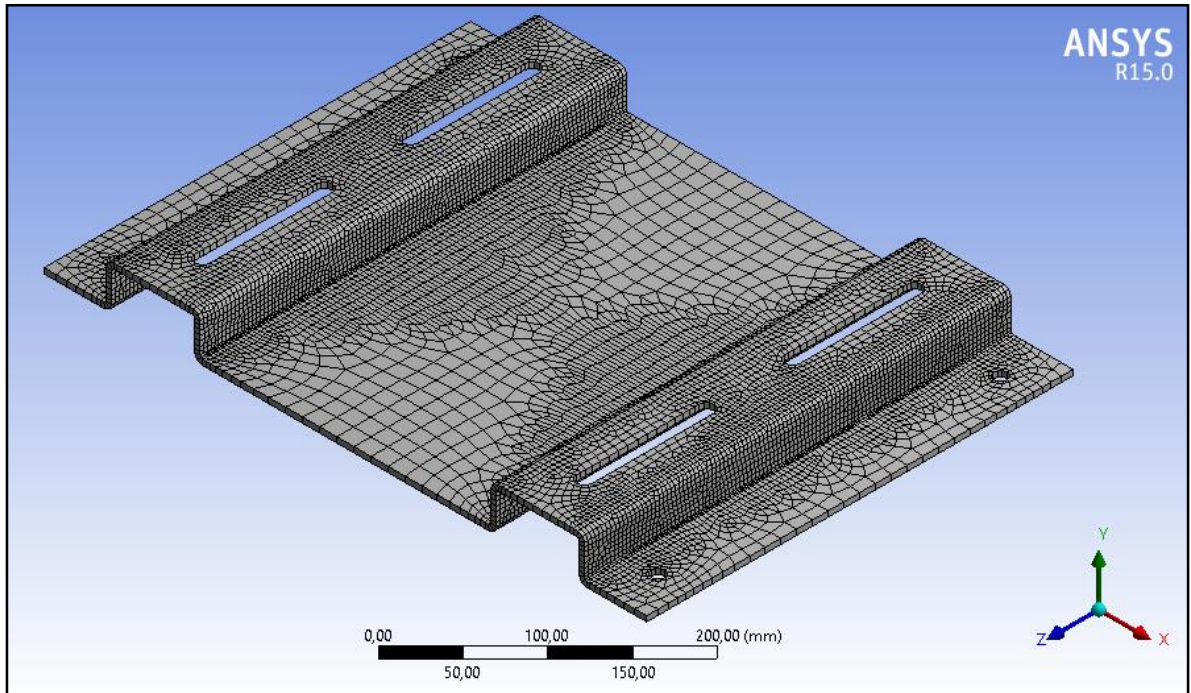


Como se puede observar en la figura, las cargas del peso muerto del motor eléctrico y las fuerzas generadas por el momento reactivo que fueron calculadas anteriormente se encuentran aplicadas a la pieza, además de los soportes fijos que son los lugares donde la el soporte guía se ensambla con la plataforma de trabajo

\* DCL son las siglas de "Diagrama de Cuerpo Libre"

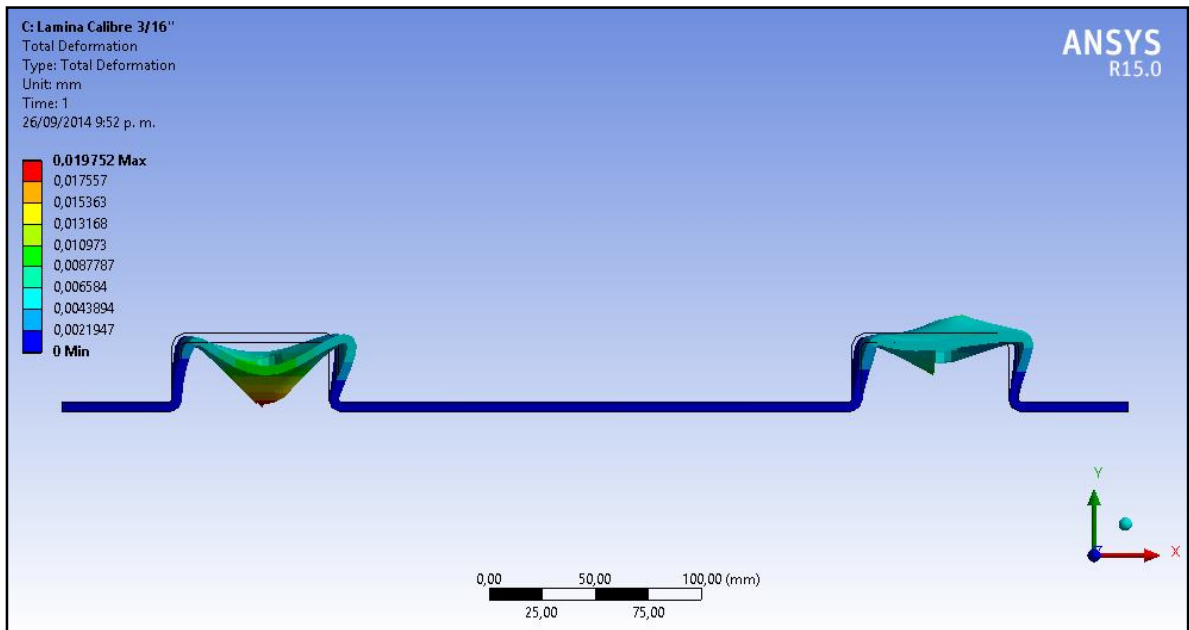
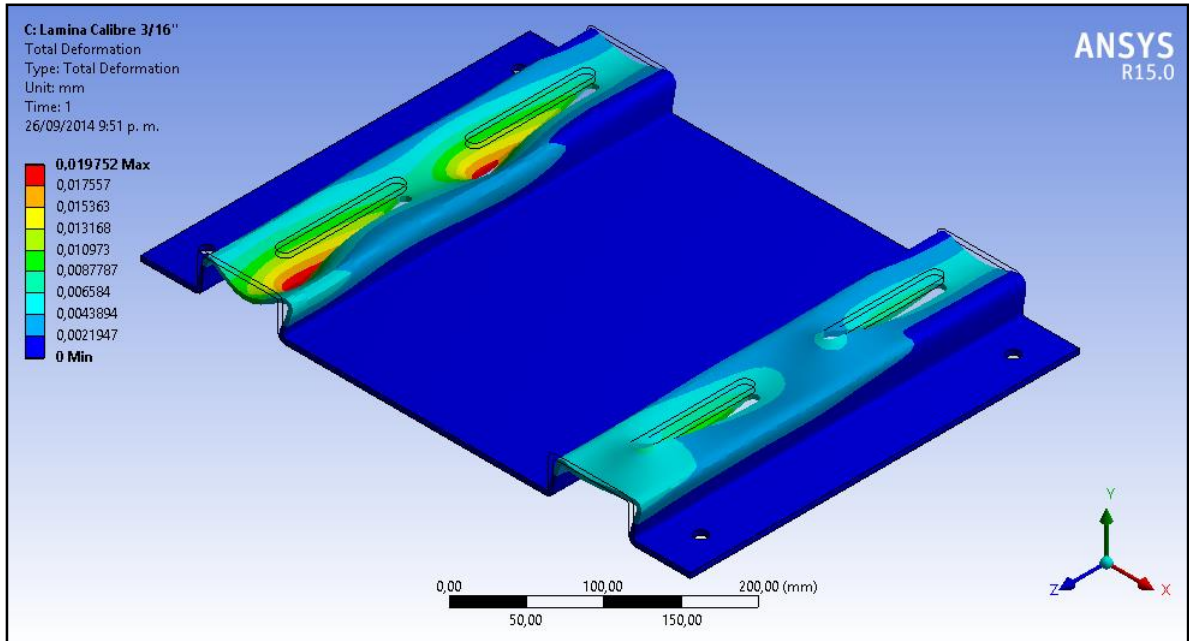
N° 2, estos soportes fijos son necesarios para que el programa pueda correr la simulación.

Figura 22. Mallado aplicado al soporte guía del motor eléctrico



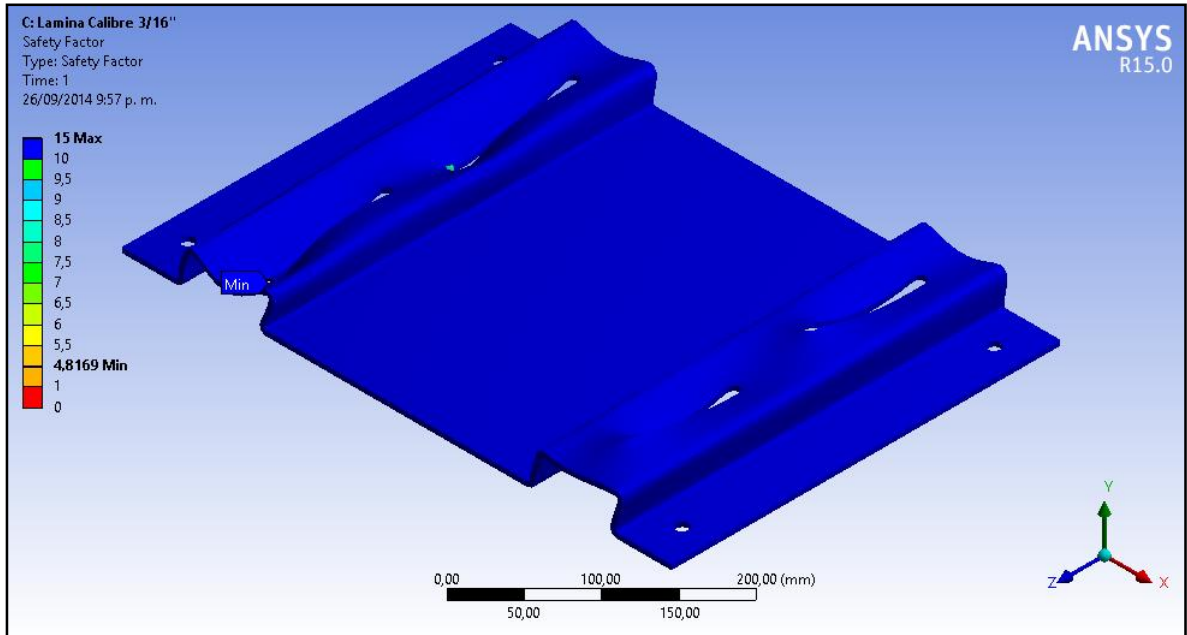
El análisis de elementos finitos es una metodología numérica que consiste en la resolución de ecuaciones diferenciales, cuya solución es solo una aproximación del problema real. Debido a la simetría que presenta la pieza y al tratamiento de superficie que se le dio al modelo, el mallado utilizado fue el que trae predeterminado el programa, con algunas modificaciones que se realizaron al mallado, como el incremento de la densidad de nodos en regiones de interés; regiones cercanas a los huecos y ranuras y cambios bruscos de dirección (ángulos rectos), etc.

Figura 23. Deformación total del soporte guía del motor eléctrico



En la figura 23 se puede observar desde un punto de vista isométrico y frontal como se deformó la pieza cuando se realizó la simulación de carga. Como era de esperarse, debido a las cargas impuestas un lado del soporte guía baja y el otro lado intenta subir, como se puede apreciar en la vista frontal.

Figura 24. Factor de seguridad del soporte guía del motor eléctrico



Como se explicó en la Tabla 5, el espesor del material se eligió realizando una comparación entre el factor de seguridad y el peso de la pieza; en la Figura 24 se observa el factor de seguridad de la pieza, con el espesor que fue seleccionado (calibre 3/16").

Como resultados de las simulaciones se pueden obtener también las cargas de reacción\* (fuerzas y momentos), las cuales serán aplicadas a la pieza donde se acopla este elemento (Plataforma de trabajo N° 2) de acuerdo a la tercera Ley de Newton (acción y reacción).

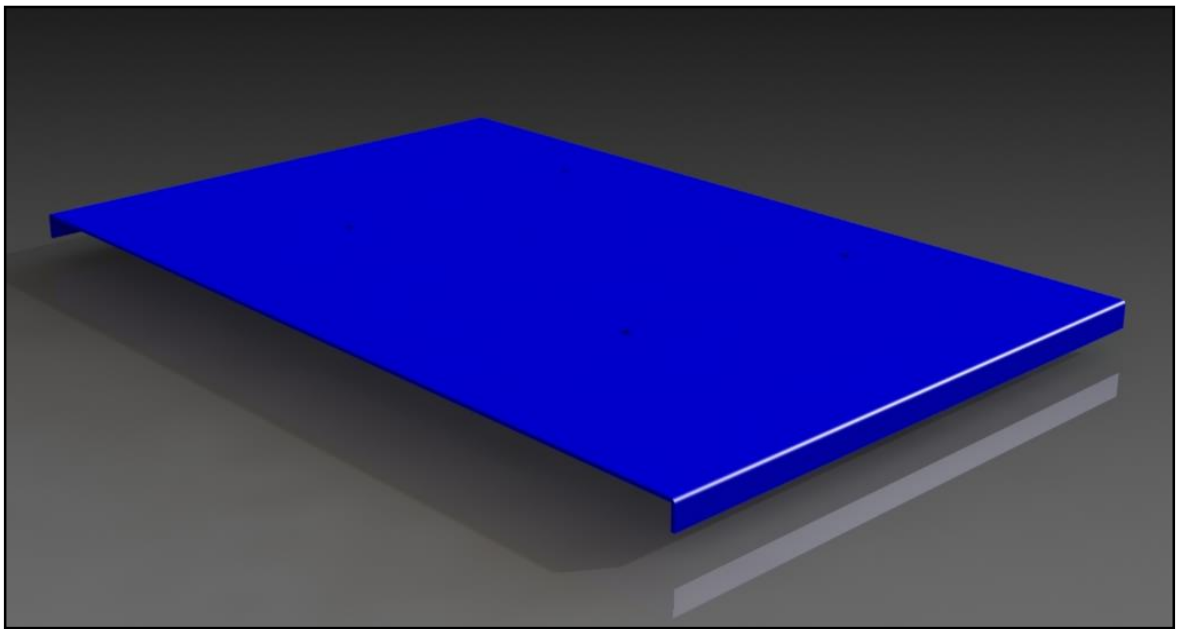
---

\* Para ampliar la información respecto a las simulaciones en Ansys. Ver anexo H.

### 3.1.4 Diseño de la plataforma de trabajo N° 2

Esta pieza es la plataforma que se monta sobre la estructura del módulo, y sobre ella se acopla el soporte guía del motor eléctrico, en la Figura 25 se puede ver dicha plataforma.

Figura 25. Plataforma de trabajo N° 2



Como se mencionó anteriormente las reacciones que resultan de aplicar las cargas generadas por el motor eléctrico sobre el soporte guía; son las cargas que se aplicaran sobre la plataforma de trabajo. Para esta pieza también se eligió el espesor de 3/16" (4,5 mm), la razón de esta elección se debe a que la plataforma de trabajo N° 1, que pertenece al módulo de la bomba hidráulica también tiene este espesor, entonces para evitar ocasionar altibajos al unir los dos módulos se decide usar el mismo espesor para la plataforma de trabajo N° 2. Nuevamente se elige el Acero ASTM A36, para la fabricación de esta pieza. En la Tabla 6 se observan las cargas aplicadas a dicha pieza.

Tabla 6. Cargas aplicadas a la plataforma de trabajo N° 2

		X	Y	Z
<b>FUERZAS</b> [N]	SOPORTE A	488,93	-544,4	-147,53
	SOPORTE B	953,26	-1329,9	-0,5292
	SOPORTE C	-330,2	-803,68	148,06
<b>MOMENTOS</b> [N-mm]	SOPORTE A	-13394	-3999,6	7906,5
	SOPORTE B	-70,885	2399,6	61451
	SOPORTE C	13392	-4034,5	-23484

### 3.1.5 Análisis de esfuerzo de la plataforma de trabajo N° 2

Con las cargas de la Tabla 6 se procede a realizar las simulaciones, para observar el comportamiento que tiene el modelo al soportar las cargas aplicadas. Al igual que la pieza anterior, esta pieza se puede modelar mediante el uso de superficies.

Figura 26. DCL de la Plataforma de Trabajo N° 2

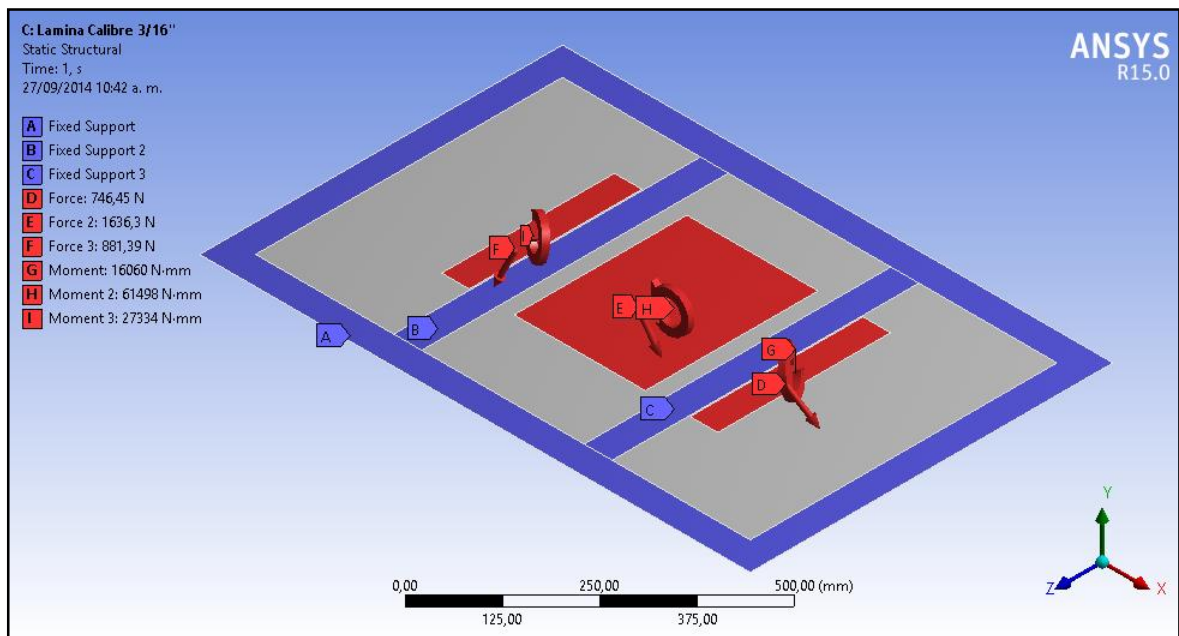


Figura 27. Deformación total de la Plataforma de Trabajo N° 2

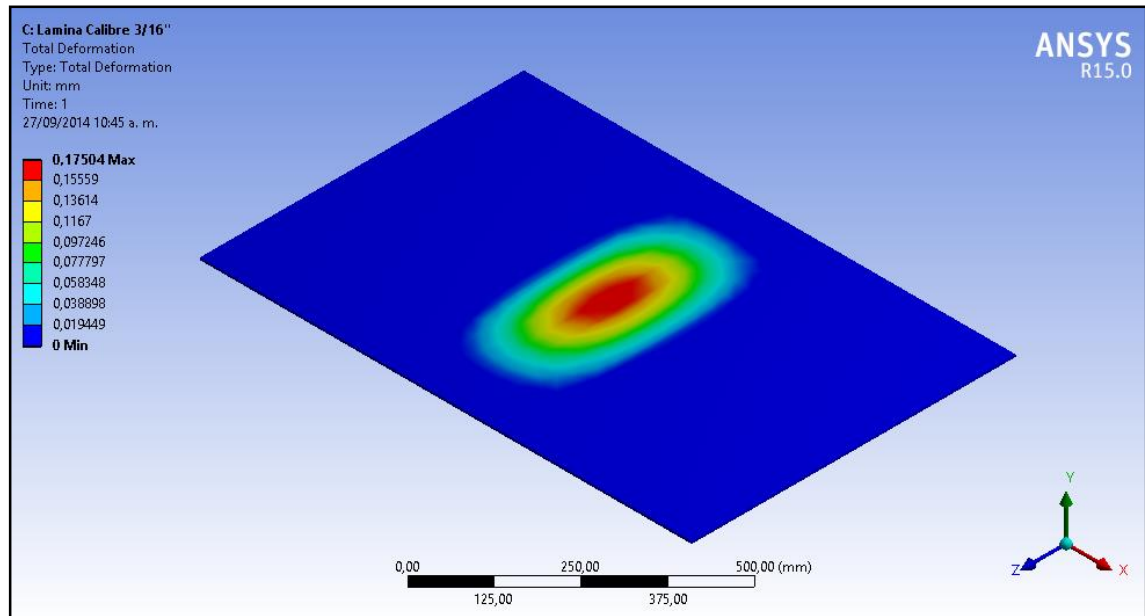
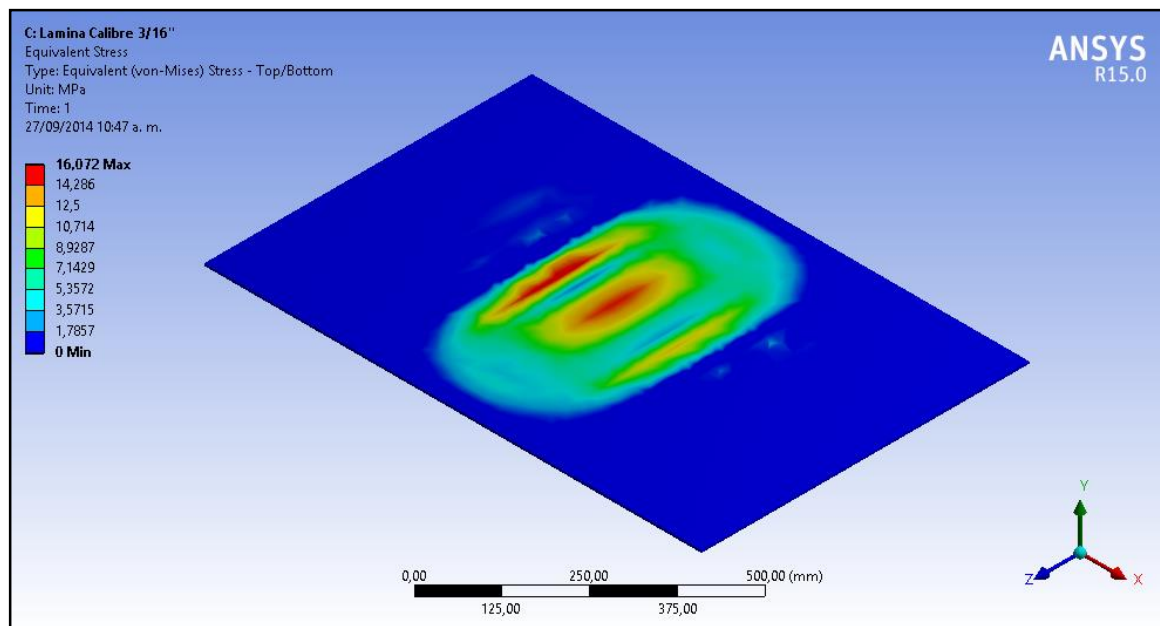
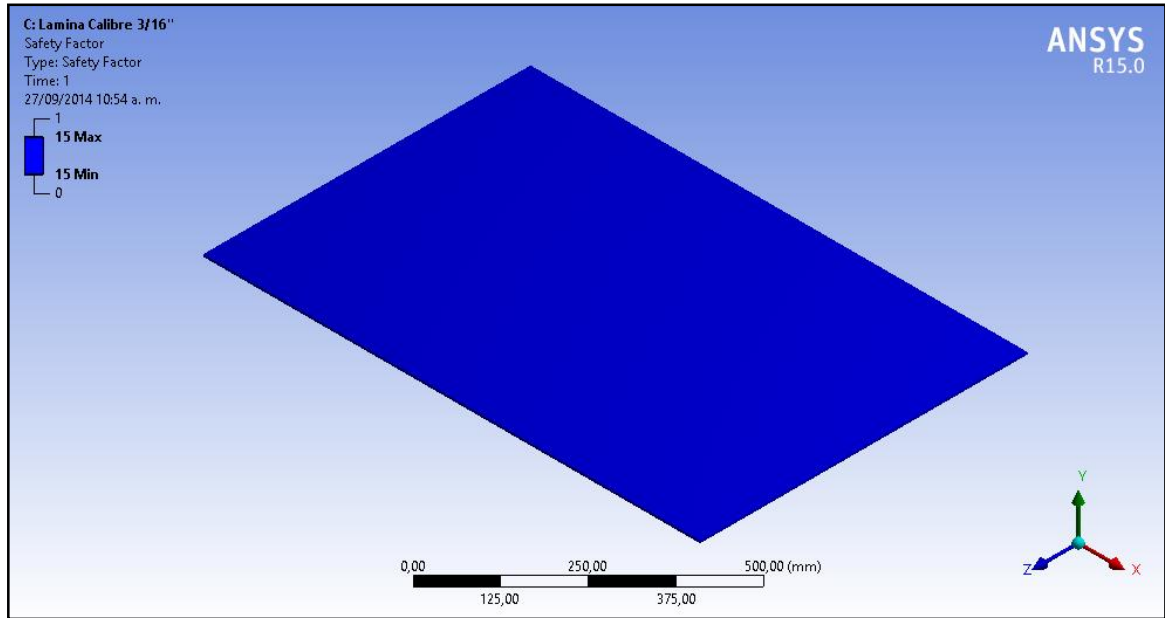


Figura 28. Esfuerzo equivalente de la Plataforma de Trabajo N° 2



En la Figura 28, se puede observar que existe una región donde el esfuerzo es mayor, esto es consecuencia de las cargas impuestas por el motor eléctrico, y el sentido de giro del momento reactivo del mismo.

Figura 29. Factor de seguridad de la Plataforma de Trabajo N° 2



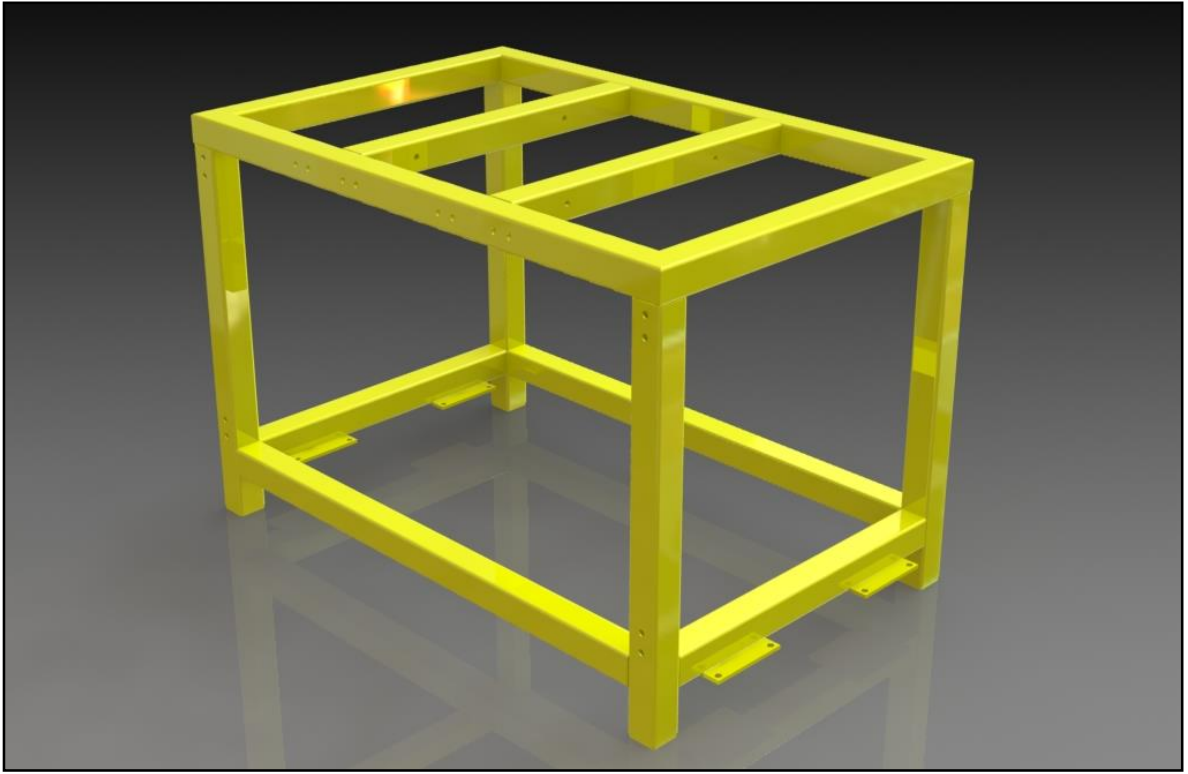
En la Figura 29, se observa que la plataforma está sobredimensionada con el calibre que se eligió para su manufactura, pero anteriormente se mencionó la razón de esta elección.

### 3.1.6 Diseño de la estructura del módulo del motor eléctrico

Esta pieza es la que le da soporte a todo el módulo, la estructura soporta el peso muerto de la plataforma de trabajo, el soporte guía y el motor eléctrico, además de las carga generadas por este último. En la Figura 30 se puede observar la estructura.

Las cargas aplicadas en el modelo se pueden apreciar en la Tabla 7; para su diseño se eligió el mismo perfil usado en la construcción de la estructura del módulo de la bomba hidráulica, el cual es un perfil estructural cuadrado calibre 12 (2,5 mm). De esta forma, todos los módulos que conforman el banco guardarán las mismas proporciones.

Figura 30. Estructura del módulo del motor eléctrico



La masa de la plataforma de trabajo es de 25,6 [kg] y del soporte guía es de 7,5 [kg], juntos tiene una masa de 33,1 [kg], lo cual genera un fuerza neta en la dirección [-Y], cuya magnitud es igual a  $W_N$ .

$$W_N = m_N * g * F_o$$

Ecuación 3.7

$$W_N \cong 487 [N]$$

Usando de manera análoga la Tercera Ley de Newton como en los dos casos anteriores, las cargas de reacción calculadas de la plataforma de trabajo N° 2, se trasladan para que sean aplicadas en la estructura del módulo del motor eléctrico.

Tabla 7. Cargas aplicadas a la estructura del módulo del motor eléctrico

		X	Y	Z
<b>FUERZAS</b> [N]	SOPORTE A	46,354	-89,152	0
	SOPORTE B	170,88	-1698,7	123,07
	SOPORTE C	902,38	-882,41	122,73
<b>MOMENTOS</b> [N-mm]	SOPORTE A	-8019,9	10098	-8651,9
	SOPORTE B	-14433	807,93	-43075
	SOPORTE C	-24987	-12125	14742
<b>PESO</b> [N]	Plataforma + soporte guía	-487		

### 3.1.7 Análisis de esfuerzo de la estructura del módulo del motor eléctrico

Debido a la forma que tiene la pieza, para reducir tiempo de cálculo y carga computacional, la pieza fue tratada como un conjunto de líneas; una vez que el paquete de líneas se exporto a Ansys, se procedió a dibujar el perfil del tubo y se le indicó al programa que hiciera un barrido del perfil por el conjunto de líneas exportado anteriormente. Con las cargas de la Tabla 7, se inicia la simulación de la estructura.

Figura 31. DCL de la estructura del módulo del motor eléctrico

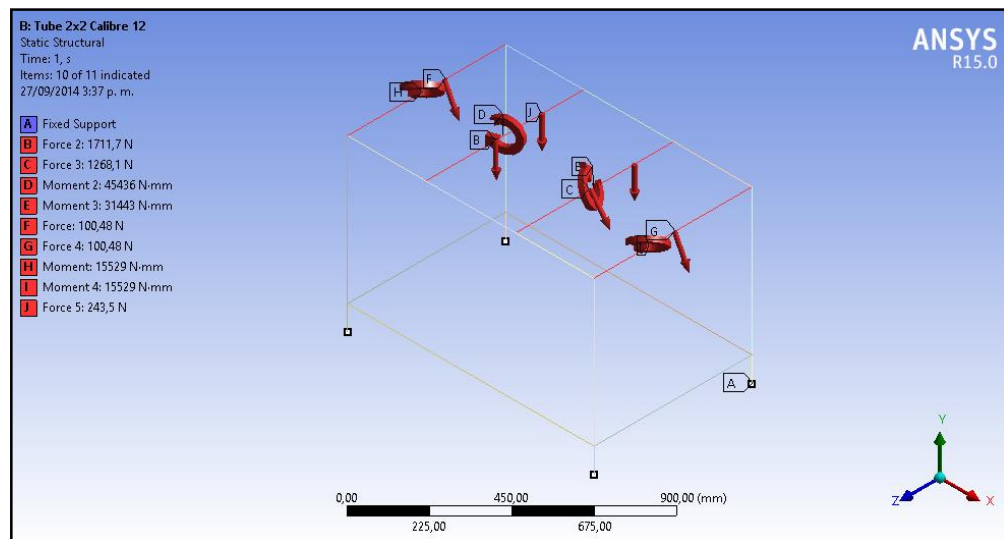
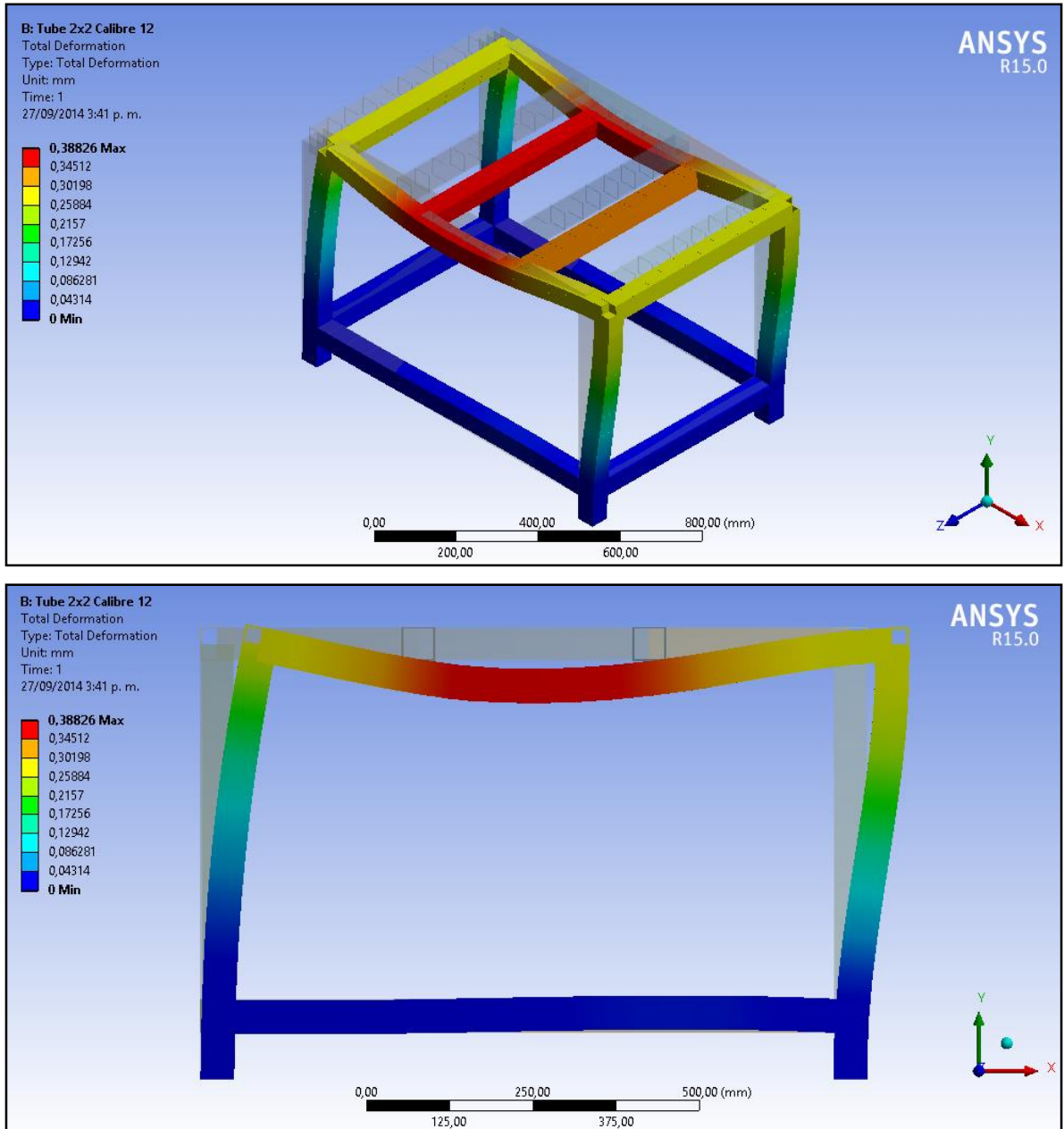


Figura 32. Deformación total de la estructura del módulo del motor eléctrico



Para mostrar cómo se deforma la estructura se seleccionaron las dos vistas que aportan la mayor cantidad de información (isométrica y frontal), en la figura se puede observar como un travesaño de la estructura baja más con respecto al otro, como se ha mencionado anteriormente, esto es consecuencia de las cargas impuestas por el motor eléctrico.

Figura 33. Esfuerzo combinado mínimo de la estructura del módulo del motor eléctrico

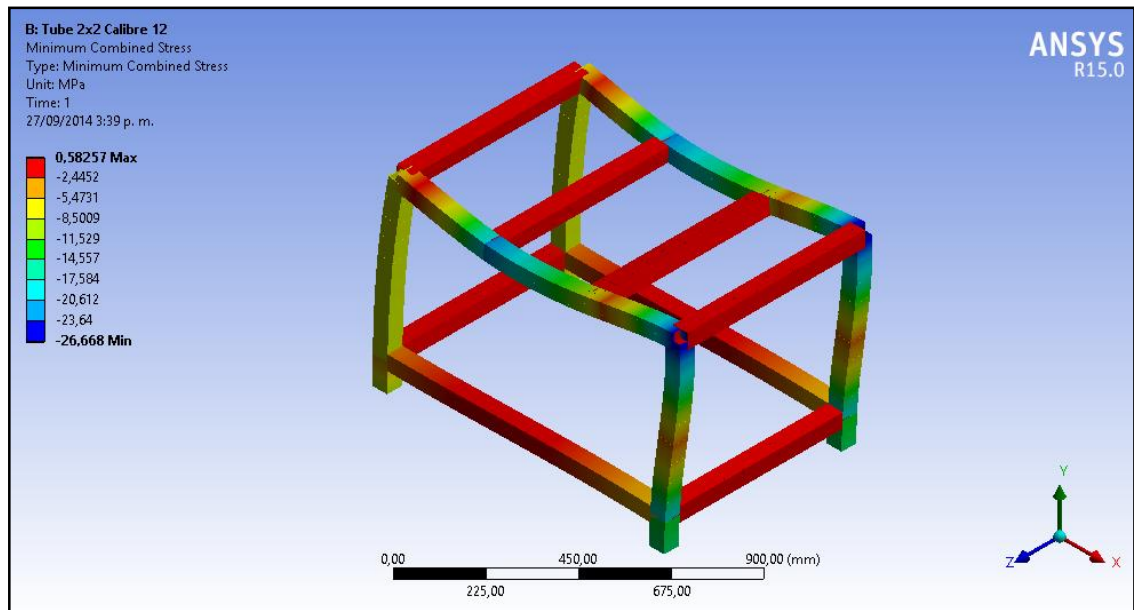
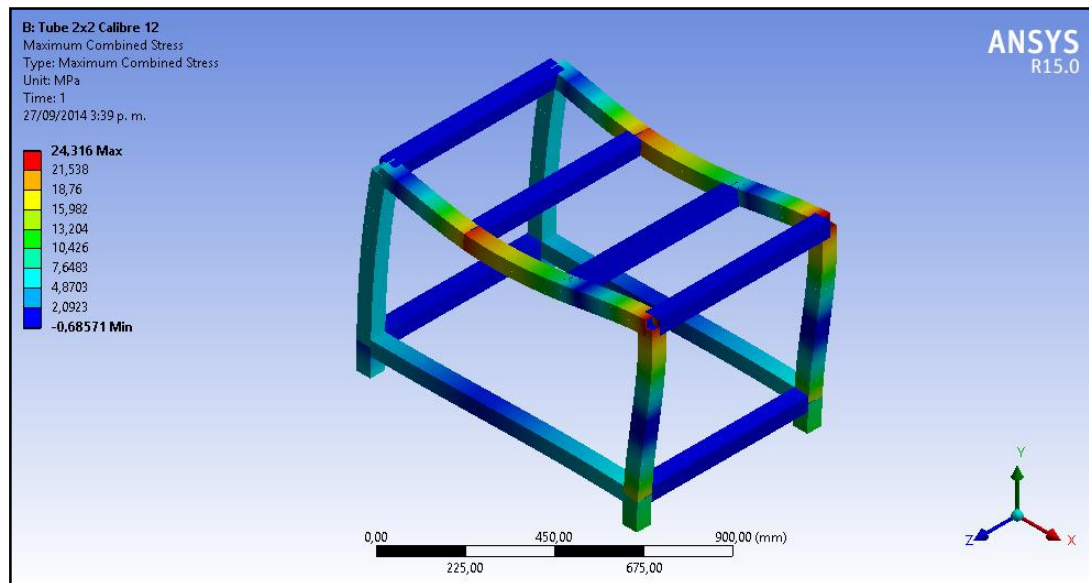


Figura 34. Esfuerzo combinado máximo de la estructura del módulo del motor eléctrico



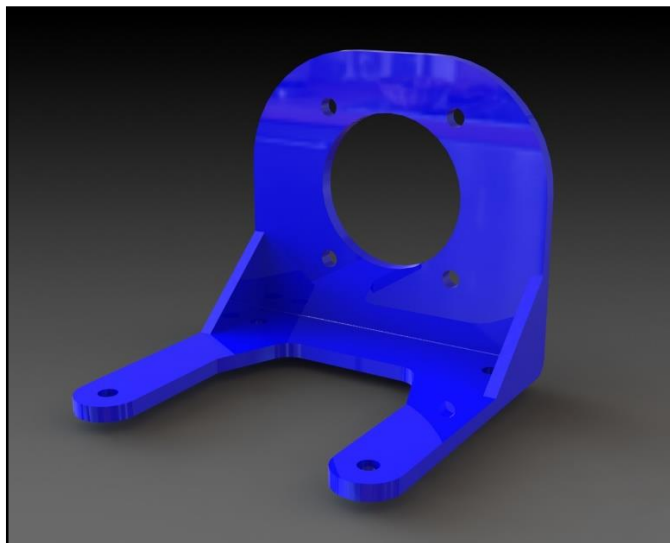
## 3.2 DISEÑO DEL MÓDULO DEL MOTOR HIDRÁULICO

Este módulo está conformado como ya se dijo anteriormente, por el motor hidráulico y su respectivo soporte, el sistema de generación de carga y la estructura que da soporte al módulo. El proceso de diseño para algunas piezas es muy similar al mostrado en la sección anterior, por tal motivo no se hablara de aquellas piezas que sean similares a las del módulo anterior.

### 3.2.1 Diseño del soporte del motor hidráulico

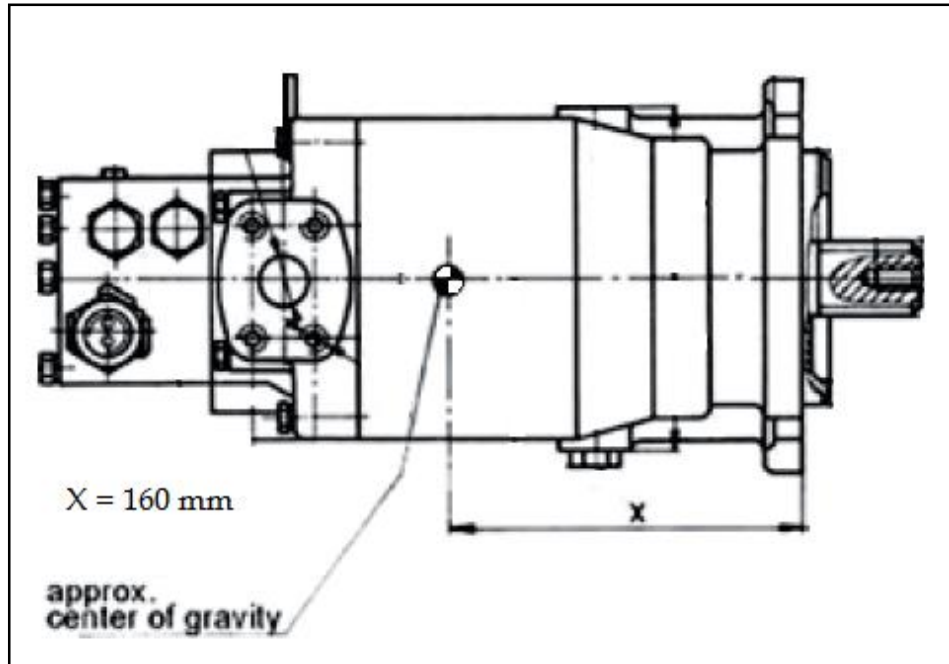
Sobre esta pieza se monta el motor hidráulico, y como tal debe ser capaz de soportar las cargas impuestas por el motor. Debido a la forma que tiene la brida de acople del motor y a la orientación del mismo, el soporte tiene la siguiente forma.

Figura 35. Soporte del motor hidráulico



Si se concentra todo el peso del motor en el centro de masa del mismo y trasladando esa fuerza al soporte, se genera un momento sobre el soporte que debe ser calculado. En la siguiente figura se puede observar el centro de masa aproximado del motor hidráulico.

Figura 36. Centro de masa del motor hidráulico



Fuente. Hydraulex Global Genuine Metaris 20 Series Pumps & Motors GM20SPM-Rev 10.2013

Según catálogo, el motor tiene una masa de 35 [kg], lo que genera un peso, el cual es calculado con la siguiente ecuación.

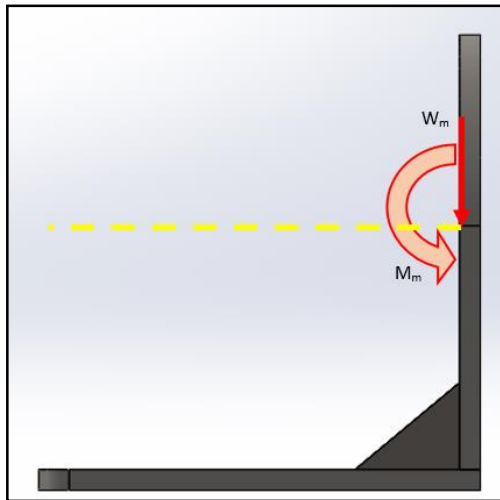
$$W_m = m_{motor} * g * F_0 \quad \text{Ecuación 3.8}$$
$$W_m \cong 515 [N]$$

Esta fuerza se concentra en el centro de masa del motor, y debe ser trasladada a la brida de acople del motor, al ser trasladada genera un momento igual a.

$$M_m = W_m * x \quad \text{Ecuación 3.9}$$
$$M_m \cong 82 [N - m]$$

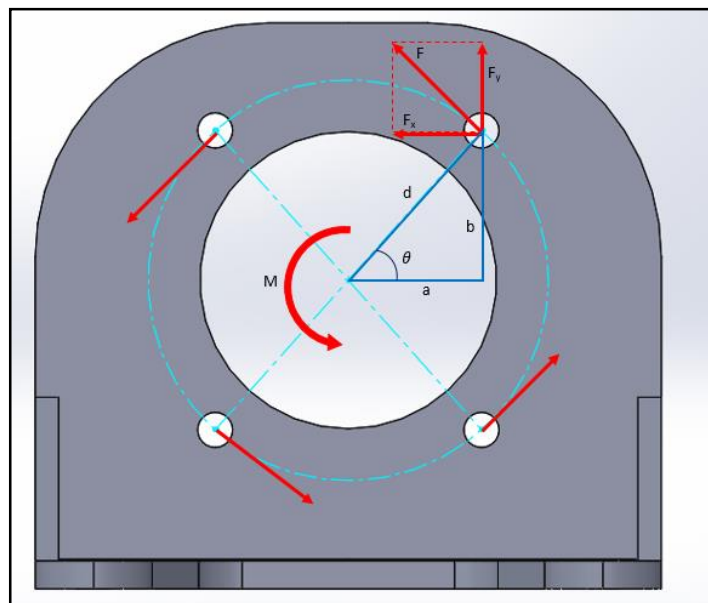
El peso del motor y el momento generado por este, están aplicadas al soporte como se muestra en la siguiente figura.

Figura 37. Cargas de peso y momento aplicadas sobre el soporte



Además del peso muerto del motor, la pieza también debe soportar el torque reactivo, este torque es igual al torque de trabajo que desarrolla el motor con sentido de aplicación contrario. En la siguiente figura se puede apreciar el momento resistivo aplicado al soporte.

Figura 38. Momento resistivo del motor hidráulico



Donde,

- M = Momento de diseño, [N-m]
- a = Distancia horizontal al centro del eje del motor, [mm]
- b = Distancia vertical al centro del eje del motor, [mm]
- d = Distancia perpendicular del centro del eje del motor a la fuerza F, [mm]

Tomando como referencia los valores dados por el fabricante del motor, se procede a realizar el cálculo de la fuerza 'F', en la siguiente tabla se muestran los valores que fueron tomados del catálogo.

Tabla 8. Datos para el diseño del soporte del motor hidráulico

	VALOR	UNIDADES
<b>Torque nominal</b>	169,9	N-m
<b>a</b>	57	mm
<b>b</b>	64	mm

Fuente. Hydraulex Global Genuine Metaris 20 Series Pumps & Motors GM20SPM-Rev 10.2013

$$M = torque_{nominal} * F_0$$

Ecuación 3.10

$$M \cong 255 [N - m]$$

De acuerdo a la Figura 45 y usando un procedimiento de cálculo similar al del soporte guía del motor hidráulico, se puede calcular las fuerzas que actúan sobre los tornillos. Con los valores de  $F = 741 [N]$  y  $\Theta = 48,3 [^\circ]$ , se encuentran los valores de  $F_x$  y  $F_y$ , para cada tornillo.

$$F_x \cong 495 [N]$$

$$F_y \cong 555 [N]$$

En la siguiente tabla se resumen todas las cargas aplicadas al soporte.

Tabla 9. Cargas aplicadas al soporte

	VALOR	UNIDADES
$W_m$	515	[N]
$M_m$	82	[N – m]
$F_x$	495	[N]
$F_y$	555	[N]

### 3.2.2 Análisis de esfuerzo del soporte del motor hidráulico

El material utilizado para la construcción de la pieza fue el acero ASTM A36, el procedimiento es muy similar al que se llevó a cabo en el análisis de esfuerzos de las piezas del módulo del motor eléctrico, por tanto no se profundizará mucho en esta parte. Así que se realizaron simulaciones para varios espesores, para buscar el espesor que pueda soportar las cargas sin comprometer la integridad física de la pieza. También se debe tener en cuenta la deformación de la pieza, ya que de una deformación excesiva traerá como consecuencia desalineamientos sobre el eje del motor. El proceso se inició con un espesor de 1”.

Figura 39. Simulación con espesor = 1”

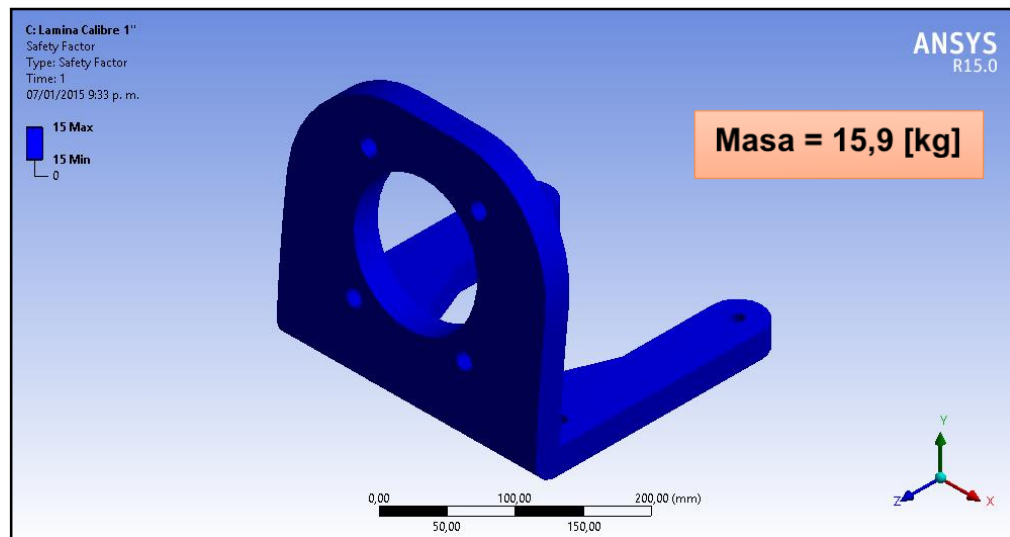


Figura 40. Simulación con espesor = 1/2"

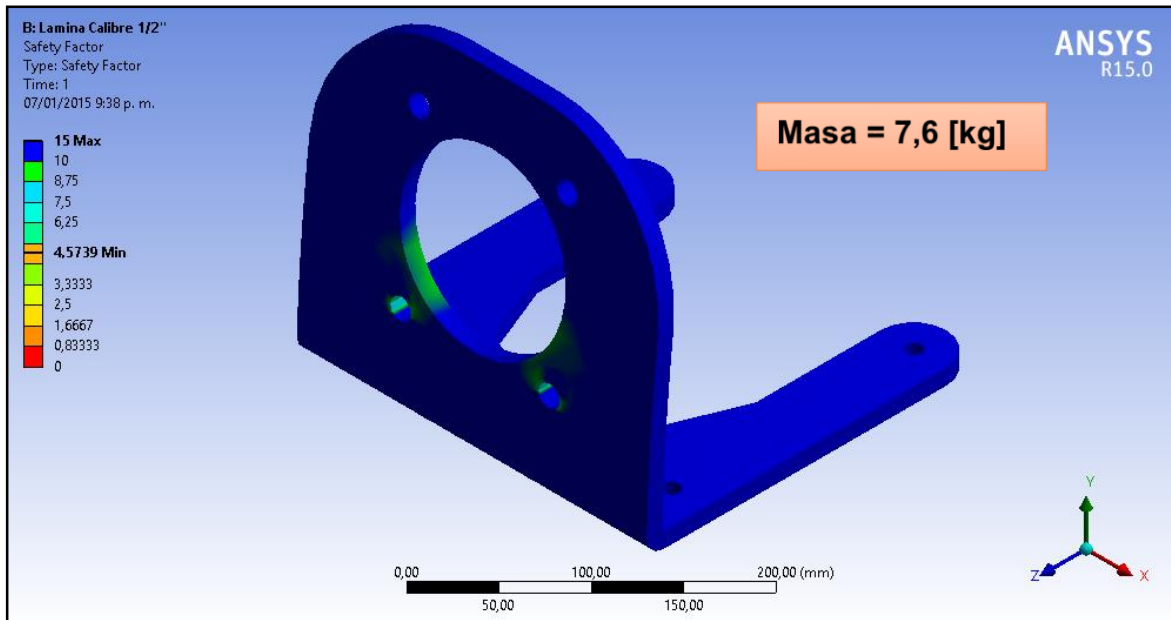
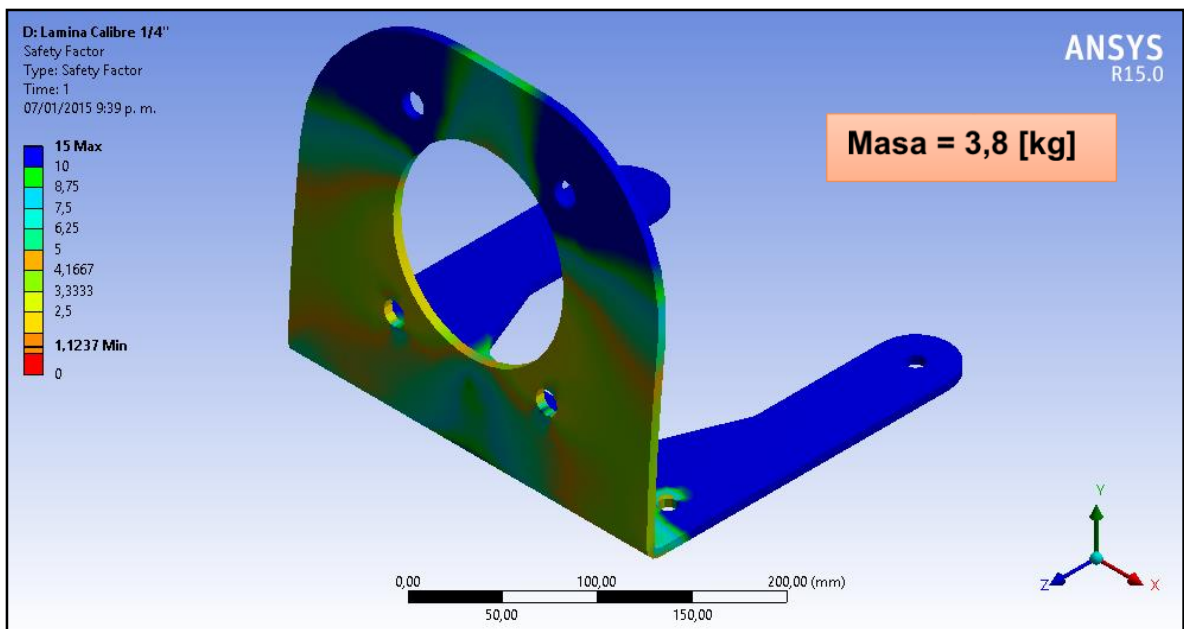


Figura 41. Simulación con espesor = 1/4"



De las tres simulación se puede decir que la primera (espesor 1") está dimensionada de manera excesiva, haciéndola muy robusta, esto se puede ver en el valor de su factor de seguridad que se encuentra por encima de 15, su elevado factor de

seguridad nos permite seguir reduciendo el espesor de la pieza; en la tercera simulación (espesor 1/4") el valor de la masa de la pieza sufre una caída drástica de alrededor del 76,1%, pero su factor de seguridad sufre una caída aún más drástica permitiendo descartar esta valor totalmente; en la segunda simulación (espesor 1/2") el factor de seguridad se encuentra alrededor de 4 y el valor de su masa es aceptable con respecto a los parámetros de diseño, por tal motivo se elige el espesor de 1/2" para la fabricación de dicha pieza.

Al diseño de esta pieza, se le adicionan unas cartelas de refuerzo, que se ubican en el ángulo de 90 ° que tiene la pieza. Nuevamente por las características de geometría que posee la pieza, se le da el tratamiento de superficies, para reducir la carga computacional.

Figura 42. DCL del soporte del motor hidráulico

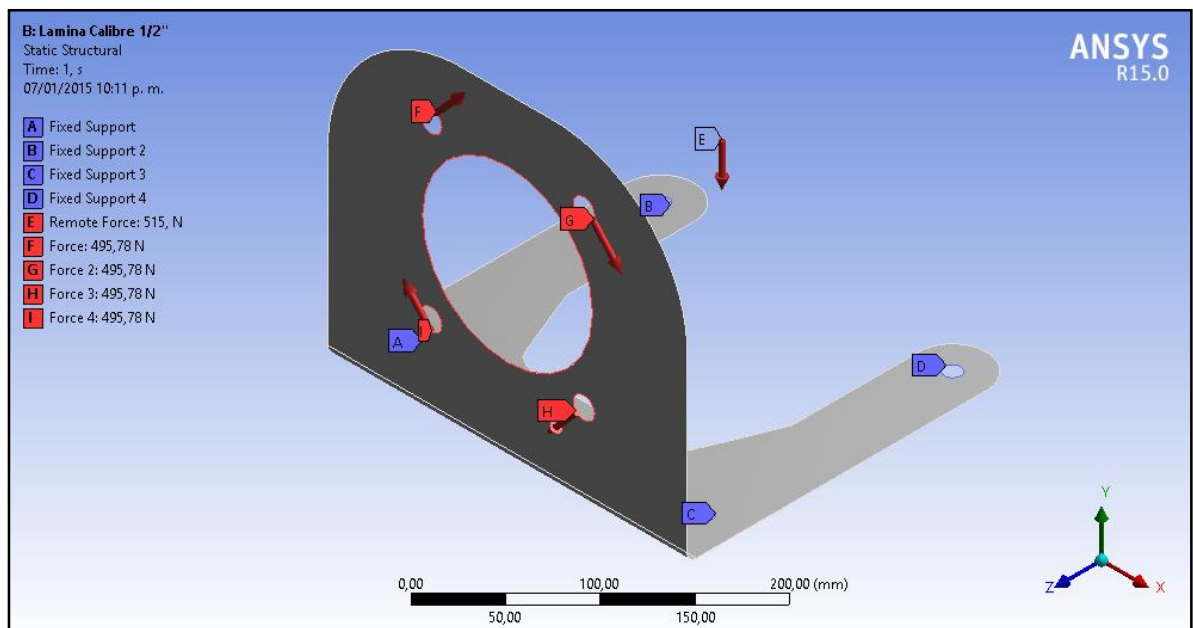
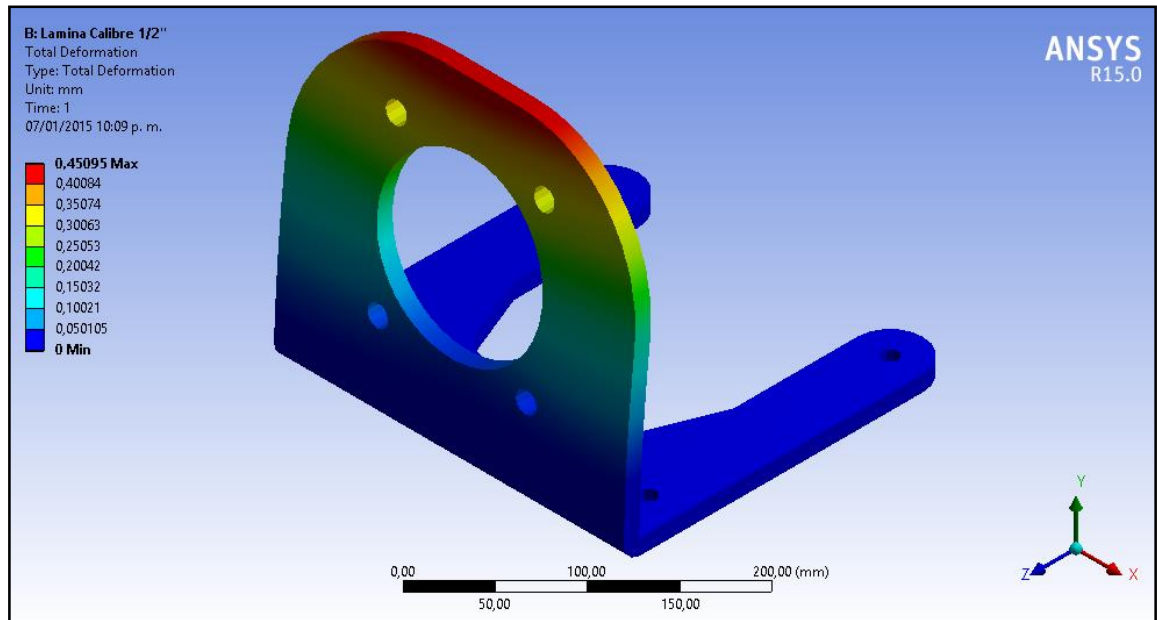


Figura 43. Deformación total del soporte del motor hidráulico



La deformación que se puede apreciar en la Figura 43, genera una elevación de la línea del eje del motor cercana a los  $0,15^\circ$  con respecto a la horizontal, este desajuste puede ser corregido durante el proceso de alineación y montaje del motor.

### 3.2.3 Diseño del sistema de generación de carga

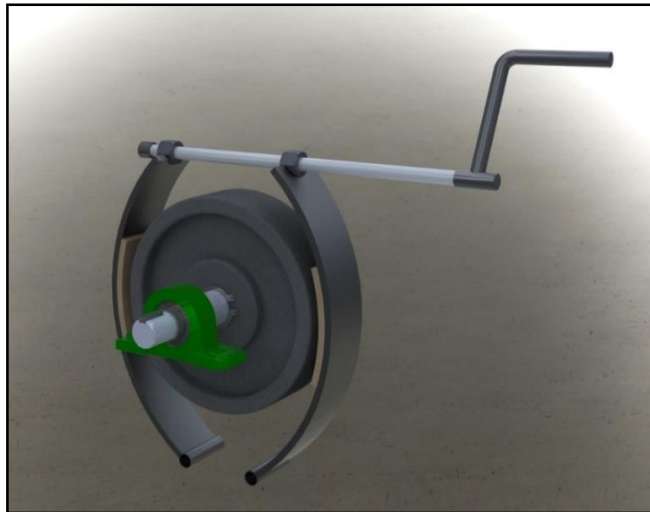
Este sistema, como su nombre lo indica es el encargado de generar carga al motor hidráulico, para tratar de llevar el funcionamiento de la hidrotensión lo más cercano posible de la realidad. El diseño de este sistema, se dividirá en el diseño del eje, el volante de inercia y el freno. En la siguiente figura se puede observar dicho sistema.

#### 3.2.3.1 *Diseño del eje*

Los ejes son elementos muy importantes en el campo de la ingeniería, porque gracias a estas piezas se puede transmitir potencia a una velocidad dada, el cual es un parámetro muy relevante en el área de la ingeniería mecánica; Bernard J.

Hamrock en su libro *Fundamentos de elementos de máquinas*, define Eje como; “un miembro rotatorio o estacionario, el cual usualmente tiene la sección transversal circular mucho más pequeña en el diámetro que en su longitud misma y tiene montados elementos transmisores de potencia, tales como engranajes, poleas, bandas, cadenas, levas, volantes, manivelas, ruedas dentadas y cojinetes de elementos rodantes. La carga sobre el eje puede ser de varias combinaciones de flexión (casi siempre fluctuante); de torsión (fluctuante o no); de cortante de choque, axial, normal o transversa<sup>3</sup>”. Y para el diseño del eje se seguirá el procedimiento utilizado en su libro.

Figura 44. Sistema de generación de carga



De acuerdo al espacio disponible para el montaje del sistema, se requiere un eje con una longitud aproximada de 364 [mm], con una separación entre rodamientos de 212 [mm]. Aparte del torque aplicado por el motor hidráulico (255 [N-mm]), el eje debe soportar el peso del volante más el freno, que para efectos de cálculos, se asume una masa total de 60 [kg]; y usando un factor de incremento  $F_0 = 1,5$  se obtiene una carga aplicada sobre el eje cuya magnitud es igual a 883 [N].

---

<sup>3</sup> HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Elementos de máquinas. McGraw-Hill, 2000. p. 424.

Figura 45. Diagrama de cortante y momento del eje

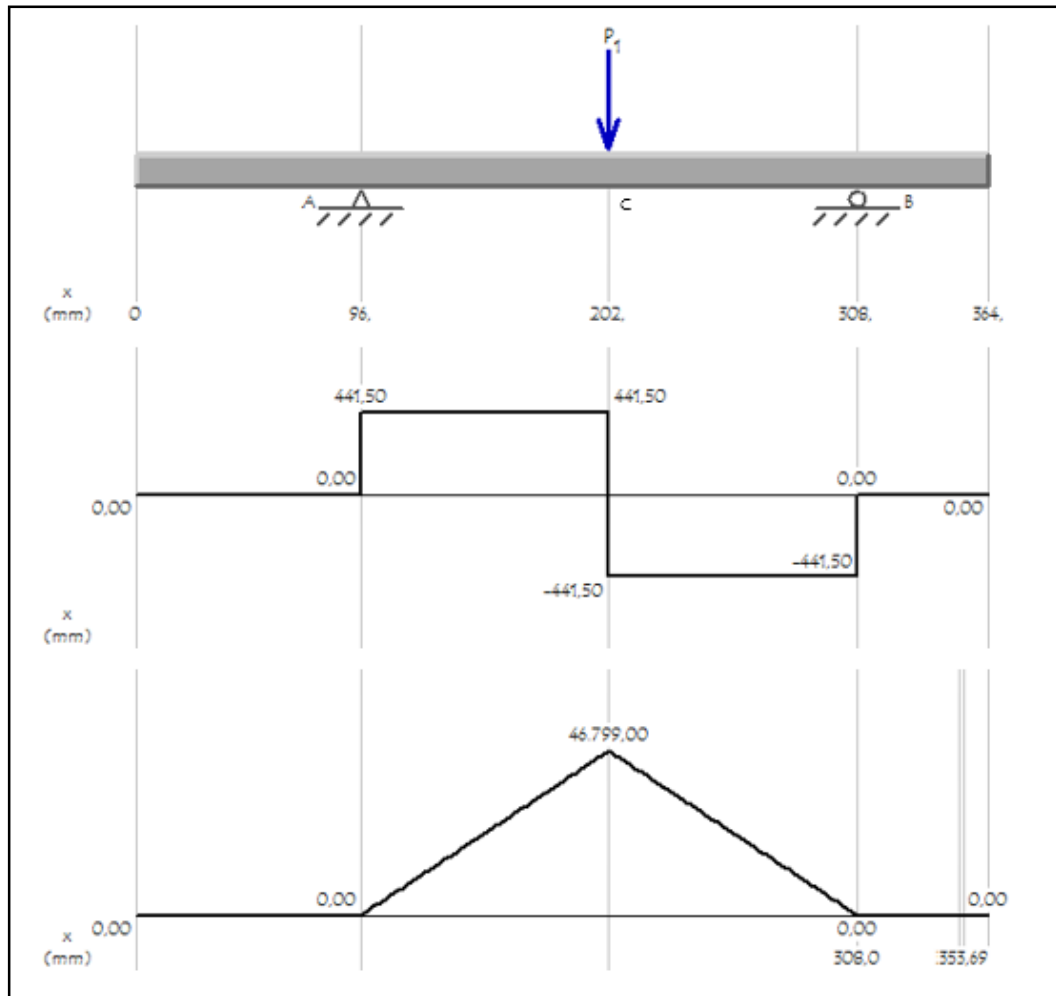
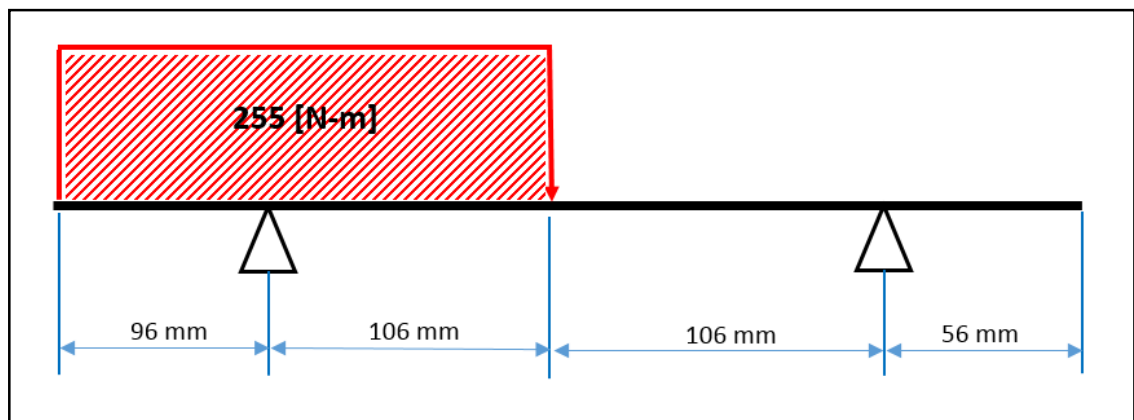


Figura 46. Diagrama de torque del eje



De la Figura 45 y 46 se pueden obtener los valores de momentos y torque para los puntos A, B y C. En la siguiente tabla se resumen los valores de momento y torque para estos tres puntos específicos.

Tabla 10. Resumen de momentos y torques aplicados al eje

Punto	Momento [N-m]	Torque [N-m]
A	0	255
B	0	0
C	46,8	255

De los puntos A y B, se puede decir, que tienen el mismo diámetro, el mismo concentrador de esfuerzo (entalla), por ende, entre los dos es más crítico el punto A. En el diseño del eje se usará el concepto de falla bajo carga cíclica (fatiga), para el cual se utilizará el criterio de *Sodeberg Máximo Esfuerzo Cortante*, con un factor de seguridad igual a 2, y como el torque es constante y la carga es totalmente reversible, los esfuerzos cíclicos quedan ajustados de la siguiente manera.

$$\begin{aligned} \sigma_m &= 0 & \sigma_a &= \sigma_{max} \\ \tau_m &= \tau_{max} & \tau_a &= 0 \\ \sigma_a &= \frac{32 * M}{\pi * D_{req}^3} & \tau_m &= \frac{16 * T}{\pi * D_{req}^3} \end{aligned}$$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{32 * k_f * M}{\pi * D_{req}^3 * S_e} \right)^2 + 4 * \left( \frac{16 * T}{\pi * D_{req}^3 * S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Donde,

- $\sigma_m$  = Esfuerzo normal medio, [N/m<sup>2</sup>]
- $\sigma_a$  = Esfuerzo normal alternante, [N/m<sup>2</sup>]
- $\tau_m$  = Esfuerzo cortante medio, [N/m<sup>2</sup>]

- $\tau_a$  = Esfuerzo cortante alternante, [N/m<sup>2</sup>]
- $M$  = Momento aplicado en el punto de estudio, [N-m]
- $T$  = Torque aplicado en el punto de estudio, [N-m]
- $D_{req}$  = Diámetro mínimo requerido, [m]
- $k_f$  = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga
- $S_e$  = Resistencia a la fatiga modificado, [N/m<sup>2</sup>]
- $S_y$  = Resistencia a la fluencia, [N/m<sup>2</sup>]

El estudio comienza, calculando el diámetro mínimo requerido bajo las condiciones de carga del punto A, luego se repetirá el proceso con las condiciones de carga del punto C, y se elegirá el diámetro mayor entre los dos. Este diámetro se usará en la selección de los rodamientos donde finalmente quedará establecido. El material utilizado para la manufactura del eje, es el Acero SAE 1045\*, el cual cuenta con las siguientes propiedades físicas.

Tabla 11. Propiedades físicas del Acero SAE 1045

PROPIEDAD	LAMINADO EN CALIENTE
Resistencia a la tracción [MPa]	655
Punto de fluencia [MPa]	413
% de elongación	23
% de reducción de área	44
Dureza Brinell (3000 kg)	190

Fuente. Compañía General De Aceros S.A.

### Punto A

$$\frac{1}{N} = \left[ 4 * \left( \frac{16 * T}{\pi * D_{req}^3 * S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

---

\* Ver anexo D

$$\frac{1}{2} = \left[ 4 * \left( \frac{16 * 255}{\pi * D_{req}^3 * 413.000.000} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$D_{req} \cong 0,02326 [m] \cong 23,26 [mm]$$

### Punto C

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{32 * k_f * M}{\pi * D_{req}^3 * S_e} \right)^2 + 4 * \left( \frac{16 * T}{\pi * D_{req}^3 * S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$S_e = k_L * k_s * k_d * k_c * k_T * k_m * S'_e$$

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \rightarrow S_{ut} \leq 200 [ksi]$$

Donde,

$S_e$  = Resistencia a la fatiga modificado, [N/m<sup>2</sup>]

$S'_e$  = Resistencia a la fatiga, [N/m<sup>2</sup>]

$S_{ut}$  = Resistencia ultima a la tracción, [N/m<sup>2</sup>]

$k_L$  = Factor de carga

$k_s$  = Factor de acabado superficial

$k_d$  = Factor de tamaño

$k_c$  = Factor de confiabilidad

$k_T$  = Factor de temperatura

$k_m$  = Factor misceláneo

Los factores que se requieren para conocer el valor de la resistencia a la fatiga, se pueden observar en la siguiente tabla. También en el punto C existe una chaveta, el cual tiene un concentrador de esfuerzo y éste es igual a  $k_f = 2$ .

Tabla 12. Factores que modifican la resistencia a la fatiga.

FACTORES	VALOR
Factor de carga	0.76
Factor de acabado superficial	0.55
Factor de confiabilidad	0.87
Factor de temperatura	1
Factor misceláneo	0.8

$$S_{ut} = 655 \text{ [MPa]} = 95000 \text{ [psi]} \quad S_e = 0,76 * 0,55 * 0,869d^{-0,112} * 0,87 * 1 * 0,8 * S'_e$$

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad S_e = 0,253 * S'_e * d^{-0,112}$$

$$S'_e = 47500 \text{ [psi]} \quad S_e = 12017,5 * d^{-0,112}$$

$$\frac{1}{2} = \left[ \left( \frac{32 * 2 * 46,8}{\pi * D_{req}^3 * S_e} \right)^2 + 4 * \left( \frac{16 * 255}{\pi * D_{req}^3 * 59900} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Con ayuda de un software para la resolución de ecuaciones se obtiene el valor del diámetro mínimo requerido.

$$D_{req} \cong 1,175 \text{ [in]} \cong 29,84 \text{ [mm]}$$

De los puntos A y C, el mayor diámetro lo tiene el punto C y es igual a  $d = 29,84 \text{ [mm]}$ .

### 3.2.3.2 Selección de rodamientos

Para esta aplicación se utilizarán rodamientos rígidos de bolas, debido a que soportan muy bien las cargas radiales, además son bastante económicos con relación a su funcionabilidad. Una vez determinado el valor del diámetro mínimo requerido del eje se debe normalizar, y esto se realiza durante la selección de los rodamientos. La carga que soportará el rodamiento es una fuerza radial cuyo valor

es igual a  $F_r = 441,5$  [N]. Pero existen varias situaciones en la que la carga de operación real es mucho mayor que la calculada teóricamente, debido a vibraciones y/o choques en la maquinaria. La carga real puede ser determinada usando la siguiente ecuación.

$$K = f_w * K_c \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Donde,

- $K$  = Carga real, [N]
- $f_w$  = Factor de carga
- $K_c$  = Valor de carga calculada teóricamente, [N]

Figura 47. Factor de carga  $f_w$

Magnitud de choque	$f_w$	Aplicación
Muy poco o nada de choque	1.0~1.2	Máquinas eléctricas, maquinas herramientas, instrumentos de medición.
Choque ligero	1.2~1.5	Vehículos ferroviarios, automóviles, molinos de rodillos, máquinas para trabajar metales, maquinas para fabricar papel, máquinas impresoras, aeronaves, máquinas para textiles, máquinas eléctricas, máquinas de oficina.
Choque pesado	1.5~3.0	Trituradores, equipo agrícola, equipo de construcción, grúas.

Fuente. Catálogo de rodamientos NTN.

Se utiliza un factor de carga  $f_w = 1,3$  para determinar el valor de la carga real sobre el rodamiento.

$$K = 1,3 * 441,5$$

$$K \cong 574 \text{ [N]}$$

Lo siguiente que se debe hacer es determinar la velocidad a la cual gira el rodamiento, cuyo valor es igual a la velocidad de giro del motor hidráulico, que para efectos de cálculos se estima un valor máximo de  $V \cong 2.000$  [rpm].

Conocida la velocidad del rodamiento lo siguiente es determinar la capacidad básica de carga dinámica a la cual está sometido el rodamiento y su vida nominal básica, para esto existen expresiones\* que relacionan la velocidad de rotación, la vida nominal básica, la capacidad básica de carga dinámica y los factores de vida y de velocidad.

Para una vida útil de 10.000 [horas] y una velocidad de rotación de 2.000 [rpm], el factor de vida y de velocidad son  $f_h = 2,7$  y  $f_n = 0,25$ ; con esto se puede determinar capacidad básica de carga dinámica requerida, de la siguiente forma.

$$f_h = f_n * \frac{C}{P} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

P es la carga dinámica equivalente, como para este caso la carga axial aplicada es nula,  $P = K = 574$  [N].

$$C = \frac{f_h}{f_n} * P$$

$$C \cong 6.200 \text{ [N]}$$

Ahora se debe buscar en el catálogo de rodamientos rígidos de bolas, un rodamiento que tenga una capacidad básica de carga dinámica superior al valor calculado. Se elige un rodamiento cuya designación es 6908ZZ\*\* del catálogo de rodamientos del fabricante NTN, ahora se debe buscar el soporte del rodamiento, ya que debido al montaje que se requiere para el sistema de generación de carga, es más cómodo y económico montar el eje sobre un par de chumaceras de pedestal tipo *Pillow blocks cast housing set screw type* cuya designación es UCP208D1\*\*\*

---

\* Ver Anexo I.

\*\* Ver Anexo E.

\*\*\* Para ver las dimensiones de la chumacera, Ver Anexo I.

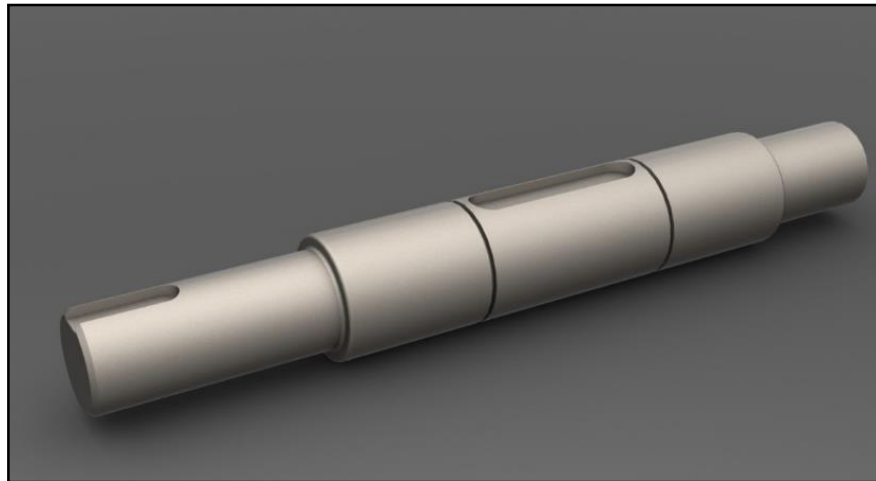
Con esto queda fijado el diámetro del eje en  $D_{\min} = 40$  [mm]; ahora se debe determinar el hombro para el rodamiento y su respectivo radio de redondeo, para terminar de definir las dimensiones del eje. En el Anexo I se pueden encontrar las tablas que determinan estos últimos valores. De acuerdo a esa información las dimensiones finales del eje son las siguientes.

$$D_1 = D_{\min} \text{ [mm]}$$

$$D_2 = D_1 + 10,8 \text{ [mm]}$$

$$r_1 = 1,5 \text{ [mm]}$$

Figura 48. Eje del sistema de generación de carga

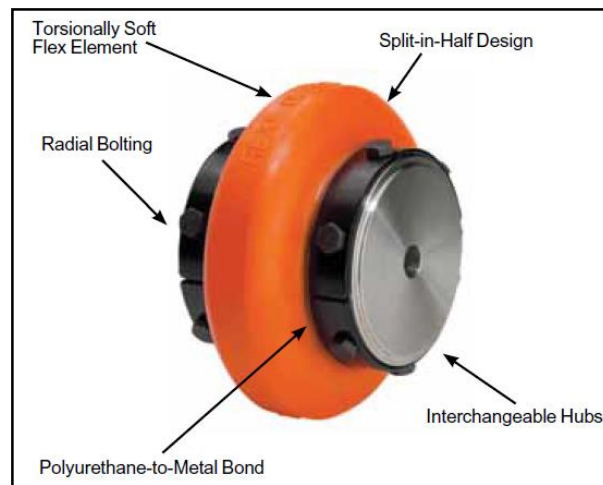


### 3.2.3.3 Selección de los acoples

Los acoples mecánicos tienen como función conectar tramos de ejes diferentes para que sea posible la transmisión de potencia, estos dispositivos pueden clasificarse en diferentes tipos; existen acoples rígidos, flexibles y especiales, estos a su vez pueden dividirse en diferentes categorías, dependiendo de los elementos que usen para la unión de los ejes. Debido a las especificaciones de diseño del banco de pruebas se requieren de dos acoples, uno para unir los ejes del motor eléctrico y la bomba hidráulica y el segundo para acoplar el eje del motor hidráulico al volante de inercia.

Los acoples flexibles usados en el proyecto son del tipo Rex Omega y cruceta, las razones de seleccionar estos tipos fueron, que esta clase de acople no requiere lubricación y es resistente a la mayoría de agentes químicos, protege contra las cargas de impacto y vibración, además permiten cierto grado de desalineamiento entre las flechas que unen, y su montaje es relativamente sencillo. Esta clase de acople está conformado de manera general por un elemento flexible (elastómero) y dos manzanas de acero que pueden maquinarse de acuerdo a los requerimientos de los ejes de entrada y salida.

Figura 49. Acople Rex Omega



Fuente. Catálogo de acoples Rexnord

Para seleccionar el tamaño del acople idóneo para la aplicación, se debe tener en cuenta requerimientos de potencia, velocidad de rotación de las flechas, los tipos de equipos que se unen y la naturaleza de la carga que deben transmitir; cada fabricante tiene en su catálogo de productos un serie de pasos que se deben llevar a cabo para realizar la correcta selección del acople. Para la selección del acople omega se calculó un valor equivalente de potencia, el cual es igual a:

$$Pot_{equiv} = \frac{HP * 100}{RPM}$$

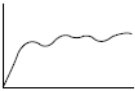
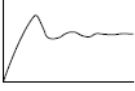
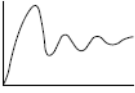
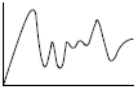
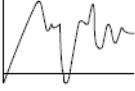
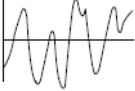
Ecuación 3.14

De acuerdo a las especificaciones del motor de 40 [HP] y 1200 [RPM], la potencia equivalente tiene el siguiente valor.

$$Pot_{equiv} = \frac{10}{3}$$

Según el catálogo del fabricante del acople se debe buscar un factor de servicio, para tener en cuenta la naturaleza de la carga, en la siguiente figura se puede observar dichos factores, que para el caso de estudio se utilizó un factor de servicio igual a 1,5.

Figura 50. Factor de servicio para la selección del acople Omega.

	Load Classifications	Service Factors
	Continuous service and running loads vary only slightly.	1.0
	Torque loading varies during operation of the equipment.	1.5
	Torque loading varies during operation, frequent stop/start cycles are encountered.	2.0
	For shock loading and substantial torque variations.	2.5
	For heavy shock loading or light reversing drives.	3.0
	Reversing torque loads do not necessarily mean reversal of rotation. Depending upon severity of torque reversal, such loads must be classified between "medium" and "extreme."	Consult Rexnord

Fuente. Catálogo de acoples Rexnord

Ahora se procede a realizar el producto de la potencia equivalente por el factor de servicio; este valor se utiliza para ubicar en la siguiente figura el tamaño del acople omega.

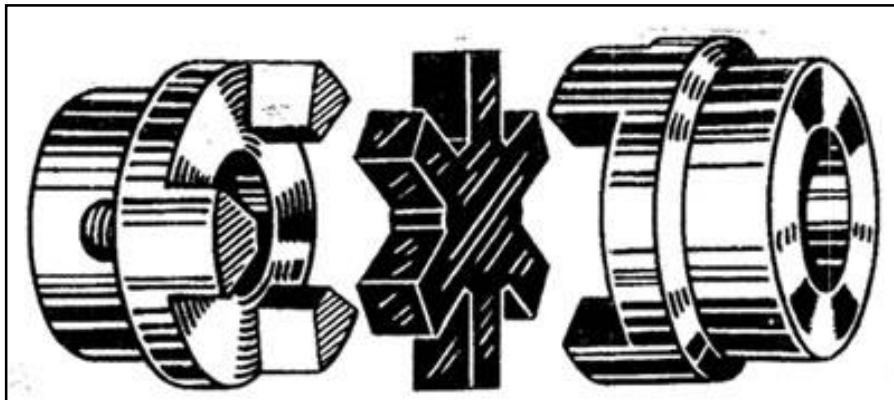
Figura 51. Tamaños para el acople Omega.

Size		Equivalent HP/100 RPM
Standard	Spacer	
E2	ES2	0.3
E3	ES3	0.58
E4	ES4	0.88
E5	ES5	1.48
E10	ES10	2.3
E20	ES20	3.65
E30	ES30	5.79
E40	ES40	8.85
E50	ES50	12.14
E60	ES60	19.84
E70	ES70	35.12
E80	ES80	62.7
E100	NA	135
E120	NA	270
E140	NA	540

Fuente. Catálogo de acoples Rexnord

Para la selección del acople de cruceta se siguió un procedimiento muy similar al que se utilizó en la selección del acople omega. Finalmente se seleccionaron los siguientes tamaños: para el acople Rex Omega se seleccionó el tamaño E30 y para el acople de cruceta se eligió el tamaño L-225.

Figura 52. Acople de cruceta



Fuente. <http://www.co.all.biz/img/co/catalog/14043.jpeg>

### 3.2.3.4 *Volante de inercia*

Un volante de inercia es un elemento pasivo, cuya función es aportar una inercia adicional de modo que este pueda almacenar energía cinética. Los volantes continúan su movimiento por inercia, aunque ya haya cesado el par motor que lo impulsaba, de esta manera, el volante de inercia puede oponerse a las aceleraciones bruscas en un movimiento rotativo, consiguiendo reducir las variaciones de velocidad angular.

Para realizar el cálculo del momento de inercia, se trabaja el volante como la unión de tres cilindros huecos de diferentes longitudes, y se utiliza la siguiente ecuación para cada cilindro.

$$J = \frac{1}{2} * m * (R_{ext}^2 + R_{int}^2) \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Pero modificando la ecuación para tener en cuenta la densidad y las longitudes de cada cilindro, la ecuación anterior se convierte en.

$$J = \frac{\pi}{2} * \rho * L * (R_{ext}^4 - R_{int}^4) \quad \text{Ecuación 3.16}$$

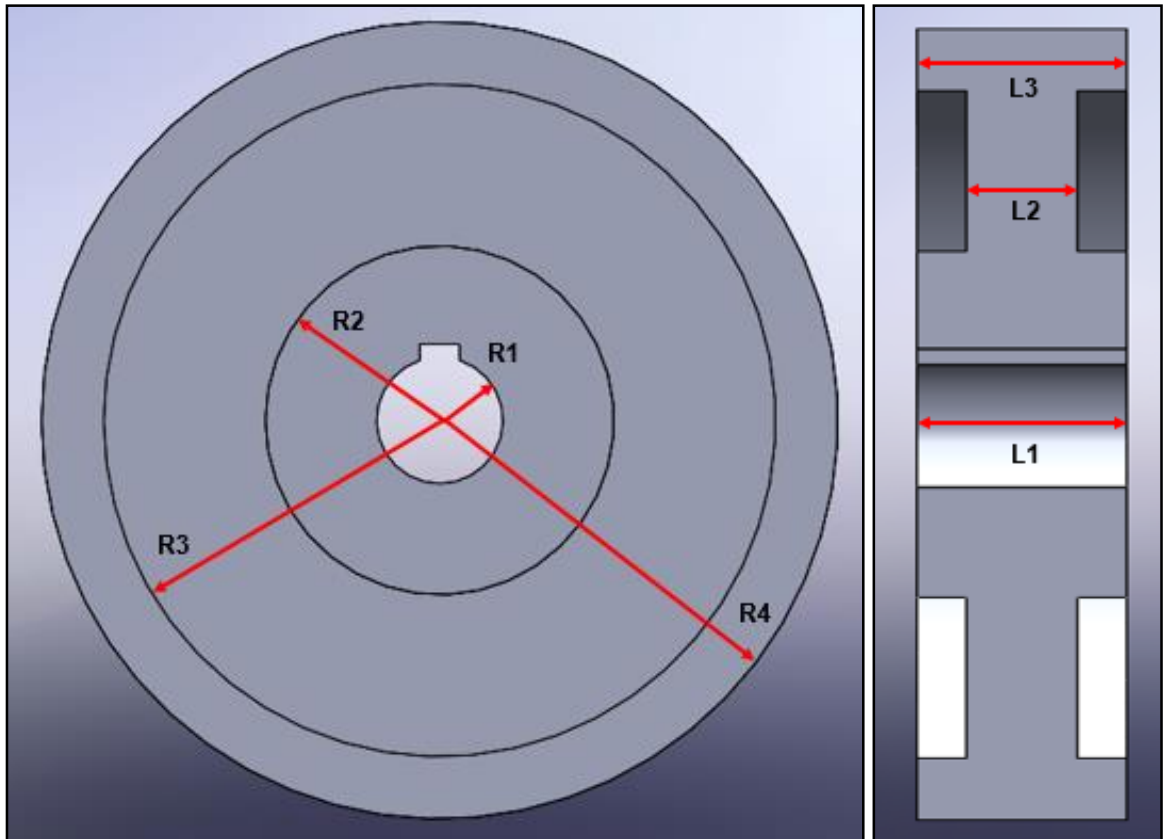
Con base a la ecuación anterior y teniendo en cuenta la información de la Figura 53 se construye una tabla para el cálculo del momento de inercia.

Tabla 13. Calculo del momento de inercia.

Densidad [kg/m3]	Longitud [mm]		Radio [mm]		Momento de inercia [kg – m <sup>2</sup> ]		Masa [kg]	
7200	L1	85	R1	25,4	J1	0,0227	M1	8,2
<b>Material</b>	L2	45	R2	70	J2	0,1568	M2	13,6
Fundición Gris	L3	85	R3	135	J3	0,3107	M3	14,2
			R4	160	<b>Total</b>	<b>0,4902</b>	<b>Total</b>	<b>35,9</b>

Debido que este elemento es manufacturado por un proceso de fundición, y el costo de este proceso depende de la masa de la pieza a fundir; por tal motivo se opta por un volante con una masa aproximada de 36 [kg], cuyo momento de inercia es igual a 0,49 [kg – m<sup>2</sup>]. Para ver el plano de la pieza, revisar el Anexo F.

Figura 53. Volante de Inercia.



### 3.2.3.5 Freno

Para realizar la tarea de frenado se construyó un freno de zapata corta, al cual se acoplo un Tornillo – Manivela, para poder aplicar la fuerza de frenado sobre el volante. En la siguiente figura se puede observar el freno montado sobre el módulo del motor hidráulico.

Figura 54. Freno de zapata



## **4 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO**

### **4.1 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS**

Una vez terminado el proceso de diseño, el siguiente paso es llevar a la realidad lo que figura en los planos, es decir, comenzar con el proceso de construcción y una vez contruidos todos los elementos que conforman el banco continuar con el proceso de ensamble. La idea principal en esta parte del proceso es realizar el mayor porcentaje de la construcción de los elementos del banco usando las herramientas disponibles en el taller de metalmecánica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con el fin de reducir costos.

#### **4.1.1 Estructuras de soporte**

Las estructuras son piezas que fueron construidas mediante la unión de elementos de perfil cuadrado 2"x2" Calibre 12 (2,5 mm) de diferentes longitudes para dar la forma establecida por los planos, dicha unión se realizó mediante un proceso de soldadura de arco eléctrico, proceso que fue llevado a cabo en el taller de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Esto da como resultado una pieza rígida que puede soportar las cargas impuestas, según lo mostrado en el capítulo anterior; en un principio existió la posibilidad de realizar la construcción de la estructura como la unión de diferentes piezas unidas a través de tornillos; esta opción fue descartada debido a la gran cantidad de elementos que tendrían las estructuras (elementos de perfil y tornillos) haciendo su ensamble una tarea muy engorrosa, por esta razón esa opción fue descartada y en su lugar se optó por realizar una sola pieza soldada.

A cada una de las piezas se les realizaron agujeros para tornillos de 3/8", para unir las diferentes estructuras que conforman el banco de pruebas. Las estructuras también cuentan con un sistema para facilitar su transporte de un lugar a otro, dicho sistema está conformado principalmente por un conjunto de 4 ruedas de Nylon de 4" de diámetro, cuya capacidad según fabricante es de 200 [kg] cada una, y una serie de platinas de acero A36 de calibre 1/4"(6 mm) de dimensiones 100x130 [mm] que se soldán a las estructuras y en la cual se montan las ruedas.

Las estructuras también cuentan con un sistema de nivelación, el cual le permitirá al banco ajustarse a los diferentes lugares en el cual sea puesto en funcionamiento, debido a la dificultad de conseguir este elemento en el mercado local por la magnitud de carga que maneja, se optó por construirlo; para esto fue necesario la compra de varilla roscada de 3/4" grado 8, tuercas 3/4" y cubiertas de caucho antivibratorio. En la Figura 57 se pueden observar estos elementos.

Figura 55. Estructura del módulo del motor eléctrico



Figura 56. Estructura del módulo del motor hidráulico



Figura 57. Pies niveladores



### 4.1.2 Plataformas de trabajo

Estas piezas fueron diseñadas para generar un área uniforme que pueda servir para el apoyo de diferentes elementos, tales como; laptops, equipos de medición, así como los mismos elementos del banco. Fueron construidas en Acero ASTM A36, el cual viene en la presentación de láminas, forma que facilita su construcción. A las láminas de calibre 3/16" se les realizaron dos pliegues laterales, en la empresa *Láminas y Cortes Ltda.*

Figura 58. Plataformas de trabajo



### 4.1.3 Soportes guía

Estas piezas son las encargadas de dar soporte a los motores eléctrico e hidráulico, a su vez que le permiten a los motores cierta cantidad de desplazamiento en la dirección axial y transversal de sus ejes.

Estas piezas están construidas en láminas de acero ASTM A36 cuyo espesores son de 6 y 9 [mm], estas piezas cuentan con ranuras de 20 [mm] de diámetro para el soporte del motor eléctrico y 12 [mm] de diámetro para el soporte del motor hidráulico, estas ranuras son las que le permiten a los motores la capacidad de desplazamiento axial; además ambas piezas cuentan con 4 ranuras de 14 [mm] de diámetro para tornillos de 1/2" designados para su montaje sobre la estructura, estas ranuras son las encargadas de proveer a los motores la cualidad de desplazamiento en la dirección transversal, estas cualidades de poder desplazarse en las direcciones axial y transversal será de vital importancia al momento de la alineación.

Para la construcción de estas piezas, se realizaron sobre la lámina de acero una serie de pliegues hasta obtener la forma requerida, este procedimiento de plegado fue realizado por la empresa *Corpliegues*.

Figura 59. Soportes guía de los motores



#### 4.1.4 Soporte del motor hidráulico

Esta pieza es la encargada de darle soporte al motor hidráulico, que por la forma de montaje que tiene dicho motor, esta pieza fue construida sobre lámina de acero A36 de calibre de 1/2". Después que la lámina fuera recortada según planos, se le realizó un pliegue a 90° para darle la forma de L necesaria para darle soporte al motor, además se le adicionaron dos cartelas laterales para generar un refuerzo adicional en la pieza. Esta pieza cuenta con agujeros para tornillos de 9/16" necesarios para poder acoplar dicha pieza al resto de la estructura.

Figura 60. Soporte del motor hidráulico



#### 4.1.5 Eje y volante de inercia

Para la construcción del eje se requirió una porción cilíndrica maciza de acero AISI 1045\* de 2" de diámetro, al cual se le realizó un proceso de torneado hasta obtener la forma según planos, se realizaron dos ubicaciones para chavetas cuadradas en la mitad del eje y en uno de sus extremos para el montaje del volante de inercia y el acople de cruceta respectivamente. También se le realizaron dos alojamientos para

---

\* Ver anexo D.

chavetas circulares, las cuales cumplen la función de evitar el desplazamiento axial del volante de inercia una vez que esté montado sobre el eje.

La manufactura del volante de inercia se realizó en fundición gris; cuando el volante estuvo fundido y maquinado se procede a montarlo sobre el eje. Como el conjunto Eje – Volante está destinado a rotar a una velocidad cercana a las 2000 [RPM] y como no se puede garantizar que la distribución de masa en el volante sea homogénea, se realizó un balanceo dinámico al conjunto para evitar la generación de vibraciones inducidas por regiones de masa descentrada con respecto al eje de rotación del volante. Este procedimiento se realizó en la empresa *Industriales Unidos de Colombia* ubicada en la ciudad de Barrancabermeja, el informe del balanceo se puede leer en el Anexo E.

Figura 61. Balanceo del conjunto Eje – Volante



En las siguientes figuras se puede observar las medidas inicial y final arrojadas por la máquina, sobre la masa descentrada que posee el conjunto Eje – Volante, la cual como se dijo anteriormente puede inducir vibraciones no deseadas cuando el conjunto se encuentre en funcionamiento.

Figura 62. Medida inicial de desbalanceo en el conjunto Eje – Volante



Figura 63. Medida final de desbalanceo en el conjunto Eje – Volante



Cuando todas las piezas que conforman el banco estuvieron construidas, se realizó la labor de pintar dichos componentes, para este proceso se utilizó pintura electroestática, el cual fue llevado a cabo en la empresa Electroacabados S.A. En la siguiente figura se puede apreciar el estado final de los componentes.

Figura 64. Estado final de los componentes de los módulos eléctrico e hidráulico



## 4.2 MONTAJE DEL BANCO DE PRUEBAS

Para realizar el montaje del banco se requieren las siguientes herramientas; llave de dados y mixta para tornillos de 3/8", 1/2", 9/16", 5/8" y 3/4", además se requiere el uso de una llave expansiva o inglesa, Stillson y Bristol. Una vez que todas las herramientas estén listas el procedimiento de montaje es el siguiente.

Se debe armar una parte de la estructura del módulo de la bomba hidráulica (Frontal N° 1, Travesaños, Laterales N° 1 y 2), luego esta parte se debe unir con el Frontal N° 2 y la estructura del módulo del motor eléctrico. Luego de realizar el respectivo apriete de todos los tornillos que se utilizan para la unión de esta estructura, se procede a montar las plataformas de trabajo N° 1 y 2. La bomba y el motor hidráulico se deben acoplar a sus respectivos soportes, una vez realizada esta labor se debe continuar montando sobre las estructura los soportes guías de la bomba y el motor eléctrico, para que luego se puedan acoplar dichos elementos.

El montaje del módulo del motor hidráulico es más sencillo, sobre la estructura de este módulo, se debe montar la plataforma de trabajo N° 3, luego se debe colocar el soporte guía para que sea posible el acople del soporte del motor hidráulico. Para terminar el montaje, se deben colocar las chumaceras al conjunto Eje – Volante, y luego acoplarlo al resto de la estructura de dicho módulo. Esta labor, siendo realizada por dos personas puede tomar aproximadamente un tiempo de 3 horas.

Luego de tener el montaje de estas estructuras se procede a realizar el procedimiento de alineación de los ejes del Motor eléctrico – Bomba hidráulica y Motor hidráulico – Sistema de generación de carga, del cual se profundizara más adelante. Una vez terminada esta labor se debe montar el tanque de aceite y realizar las conexiones de manguera respectivas para formar la hidrottransmisión Bomba variable – Motor fijo.

Figura 65. Banco de pruebas



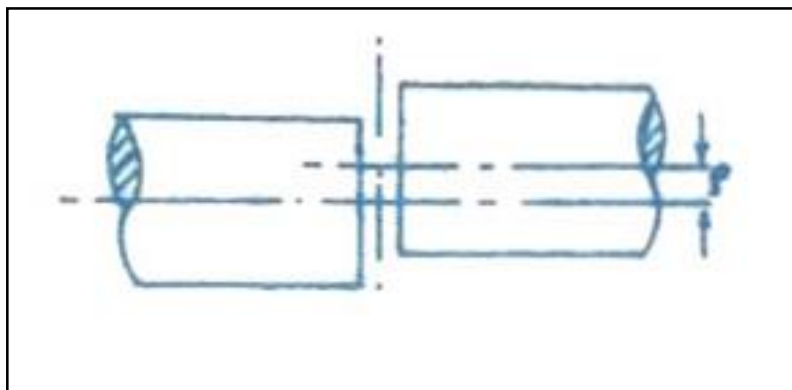
### 4.2.1 Alineación de ejes

La alineación es un proceso que consiste en hacer coincidir las líneas de centro de ejes de máquinas que se encuentran acopladas; cuando no se realiza una correcta alineación, esto puede generar cargas excesivas en el acople, las cuales se transmitirán al eje, y terminaran llegando a los demás componentes internos de la máquina, el efecto de esta carga conlleva a:

- Desgaste prematuro en los cojinetes, empaques, ejes y acoples.
- Altas temperaturas en cojinetes y acoples.
- Vibraciones excesivas.
- Alto consumo de electricidad.

Los tipos de desalineación que se pueden dar son: *la angular*, que ocurre cuando los ejes se encuentran inclinados uno con respecto al otro y *la axial o paralela*, que ocurre cuando los ejes son paralelos pero se encuentran desplazados transversalmente, estos tipos de desalineación se puede dar una a la vez o las dos al mismo tiempo.

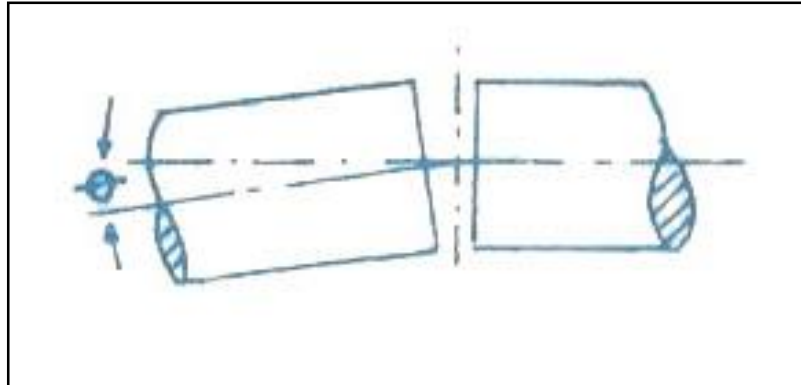
Figura 66. Desalineación paralela



Fuente.

[http://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos\\_maquinas/vol9/imagenes/imagenes\\_contenido/actividad2-figura17.jpg](http://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol9/imagenes/imagenes_contenido/actividad2-figura17.jpg)

Figura 67. Desalineación angular

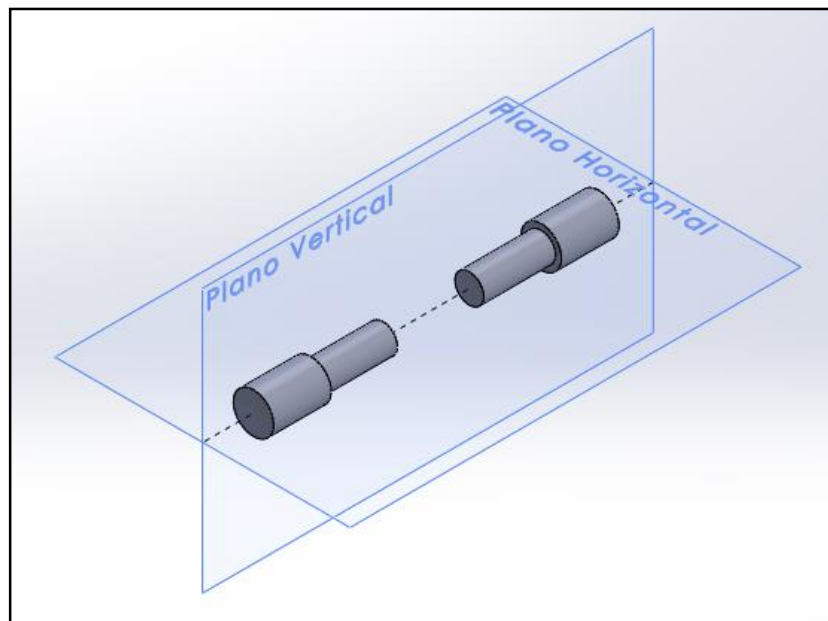


Fuente.

[http://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos\\_maquinas/vol9/imagenes/imagenes\\_contenido/actividad2-figura16.jpg](http://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol9/imagenes/imagenes_contenido/actividad2-figura16.jpg)

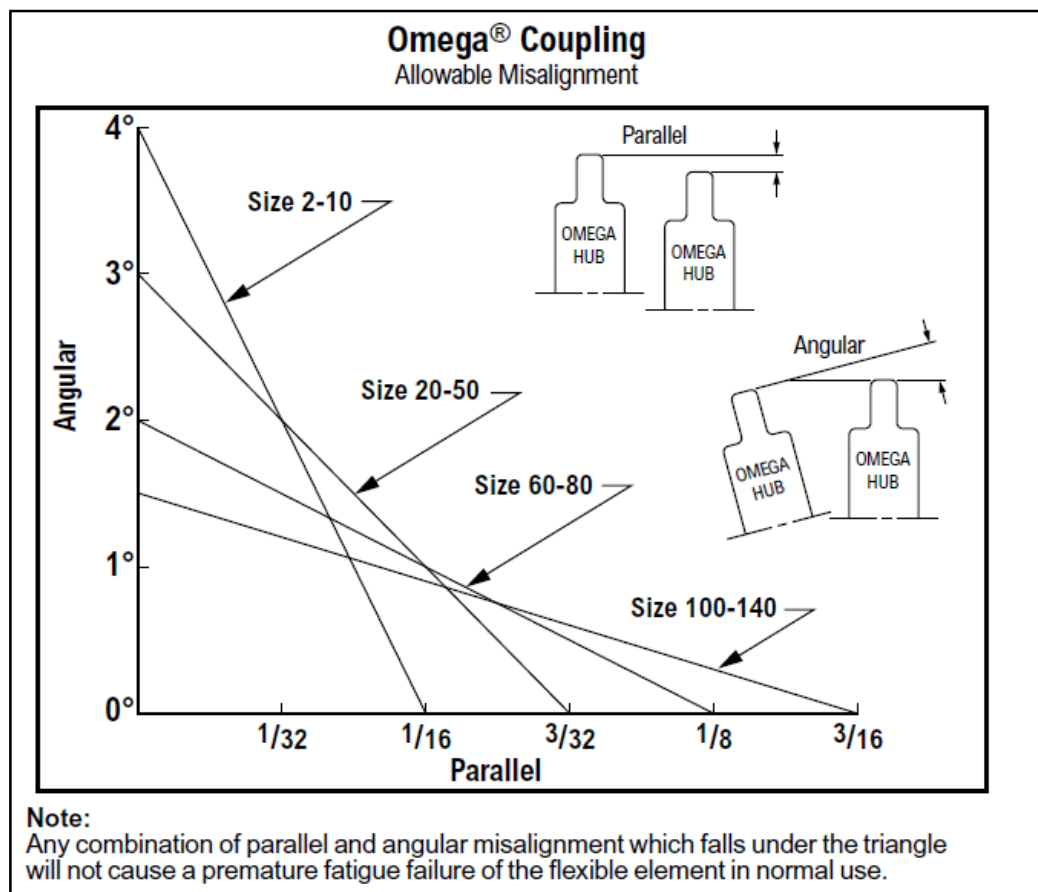
Para realizar la labor de alineación en el banco de pruebas, se utilizó el dispositivo *SKF Shaft Alignment Tool TKSA 20*, el cual fue suministrado por el laboratorio de vibraciones de la escuela de Ingeniería Mecánica. El proceso de alineación consiste en llevar los valores de desalineación paralela y angular de los planos vertical y horizontal a los valores admisibles por el acople utilizado.

Figura 68. Planos donde se verifican los valores de desalineación



El proceso de alineación comienza con los ejes del motor eléctrico y bomba hidráulica, los cuales se van a unir con un acople Rex Omega, este elemento permite cierta tolerancia de desalineación; en paralelo permite  $3/32''$  (2,38 mm) y en angular permite  $3^\circ$ , la distancia que existe entre las manzanas de acero del acople una vez montada es de 110 [mm], por lo que esos  $3^\circ$  se pueden convertir en 5,76 [mm] de desalineación angular.

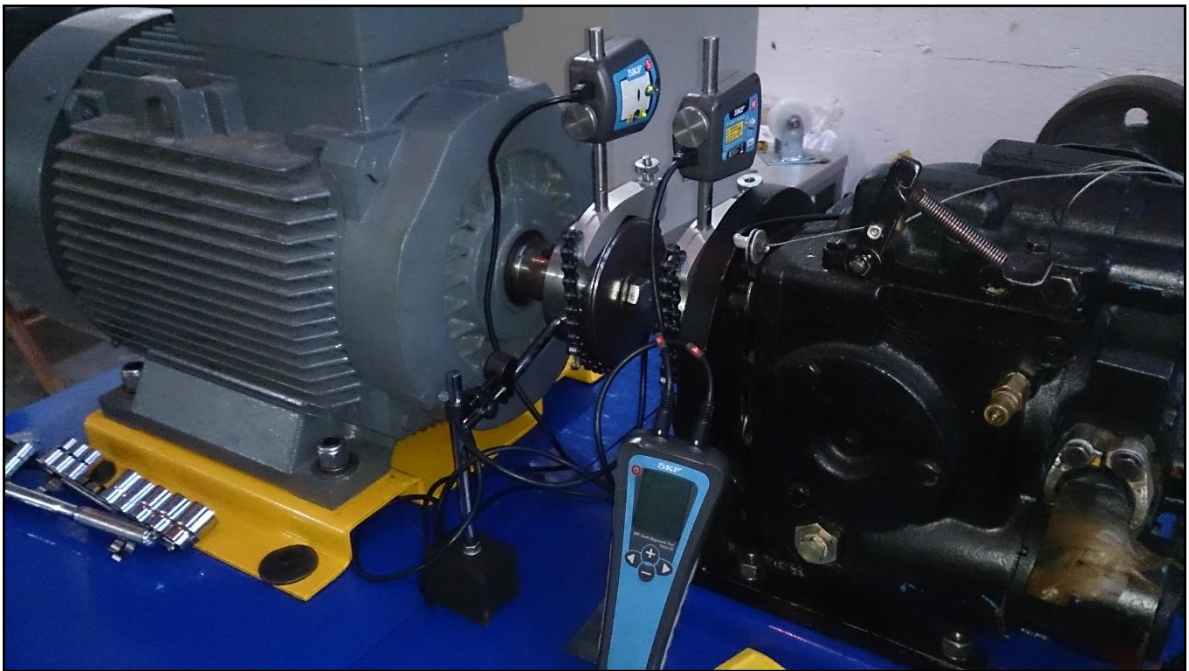
Figura 69. Tolerancias de desalineación del acople Rex Omega



Fuente. Catálogo de acoples Rexnord

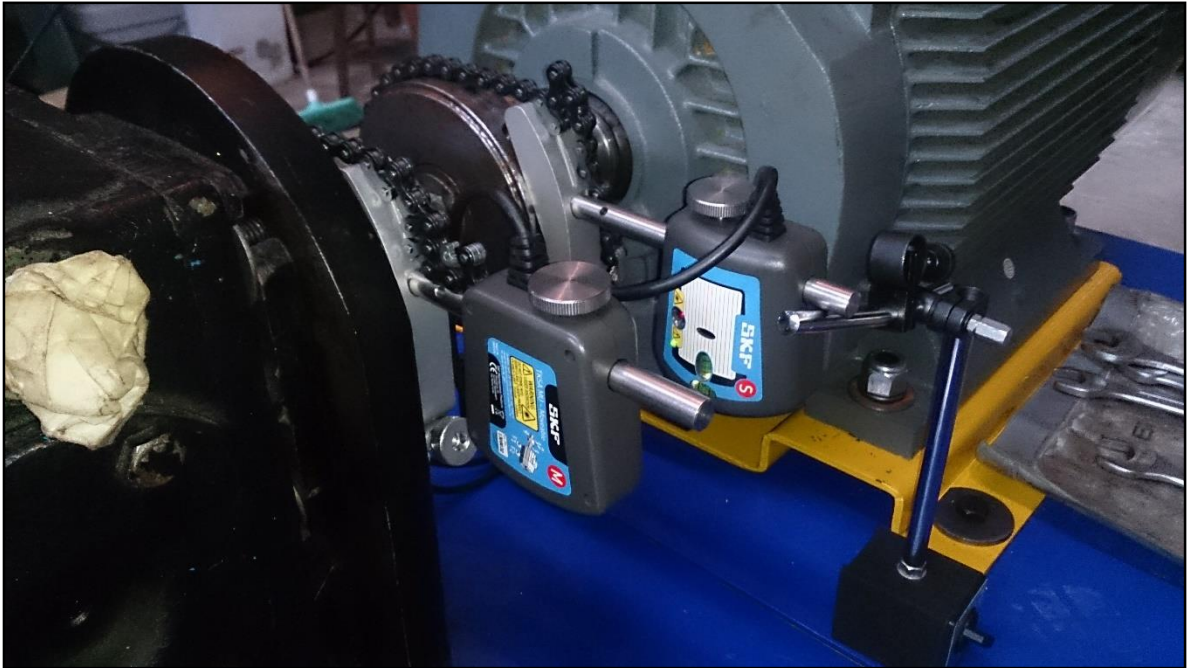
El primer plano que se comprueba es el vertical, se realiza el montaje del alineador y da inicio el proceso de alineación, luego se continua con el plano horizontal, este procedimiento es iterativo, porque se deben verificar tras cada ajuste ambos planos. Los resultados obtenidos son los siguientes.

Figura 70. Alineación final en el plano vertical de los ejes del motor eléctrico y bomba hidráulica



La desalineación angular, el primer dato que entrega el dispositivo se lee 0,14 mm/100 mm.

Figura 71. Alineación final en el plano horizontal de los ejes del motor eléctrico y bomba hidráulica



Como se puede observar en las Figuras 70 – 71 los valores de desalineación angular y paralela se encuentra dentro del rango admisible del acople Rex Omega.

Figura 72. Alineación final en el plano vertical de los ejes del motor hidráulico y el sistema de generación de carga

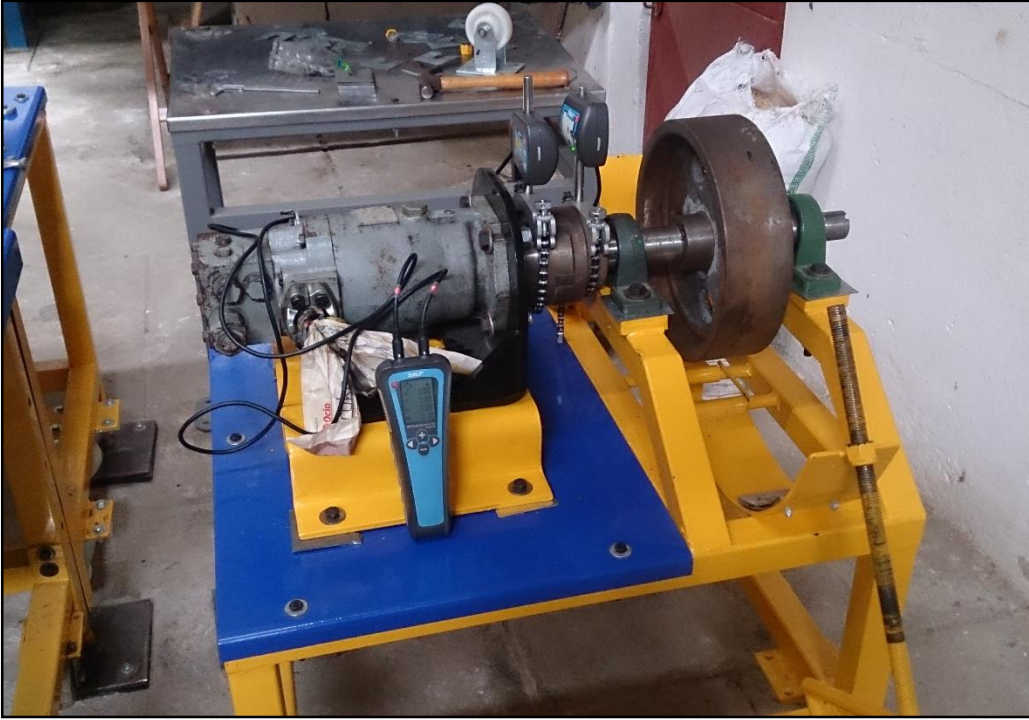
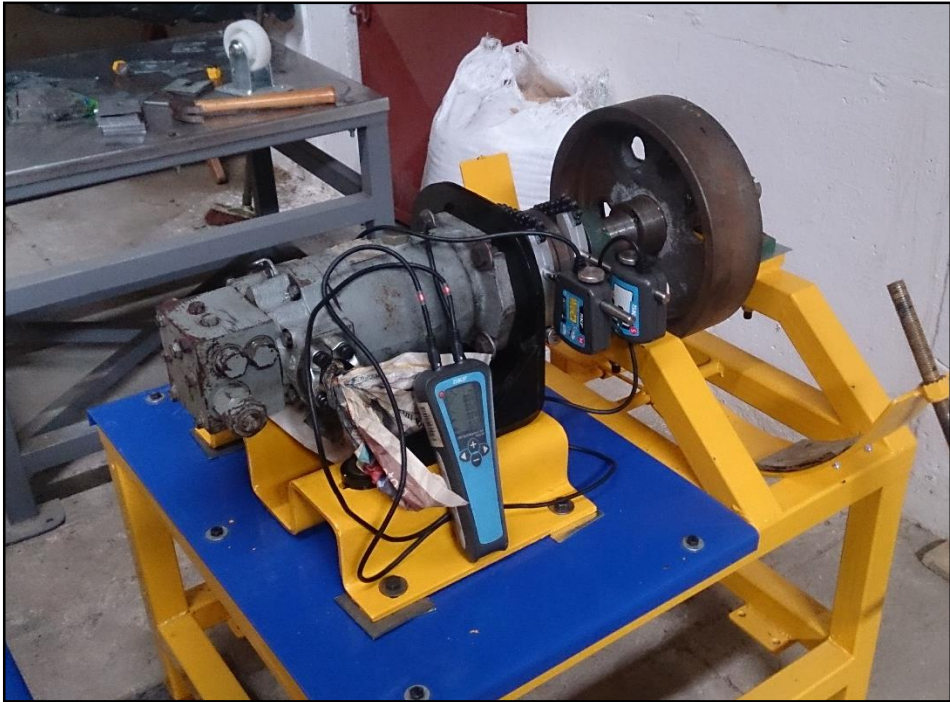






Figura 73. Alineación final en el plano horizontal de los ejes del motor hidráulico y el sistema de generación de carga



Como no se cuenta con los valores de desalineación permitidos para el acople de cruceta, se tomará como referencia las tolerancias suministradas en el manual de operación del *SKF Shaft Alignment Tool TKSA 20*, estos valores se pueden apreciar en la siguiente figura.

Figura 74. Desalineación máxima permitida

				
rpm	mm/100 mm	mm	0.001"/1"	0.001"
0 - 1000	0.10	0.13	1.0	5.1
1000 - 2000	0.08	0.10	0.8	3.9
2000 - 3000	0.07	0.07	0.7	2.8
3000 - 4000	0.06	0.05	0.6	2.0
4000 - 6000	0.05	0.03	0.5	1.2

Fuente. Manual de operación del *SKF Shaft Alignment Tool TKSA 20*

De la Figura 74 se pueden obtener los valores máximos permitidos para la desalineación angular y paralela, estos valores son 0,08 [mm] y 0,10 [mm] respectivamente. En las Figuras 72 – 73 se puede corroborar que los valores de desalineación se encuentran dentro del rango permitido.

#### 4.2.2 Instalación del motor eléctrico

Para el arranque del motor no se optó por la tradicional conexión Estrella – Triángulo, debido a que estas clases de arranques no controlan el pico de corriente que se genera cuando el motor se enciende. La red eléctrico del lugar donde se encuentra ubicado el banco tiene una capacidad de 200 [A] a 220 [V], y debido a que el motor tiene una corriente nominal de 108 [A] a 220 [V], existía el riesgo que durante el arranque se sobrecargara la red, por esta razón se decidió utilizar un arrancador suave Sirius Siemens 3RW40.

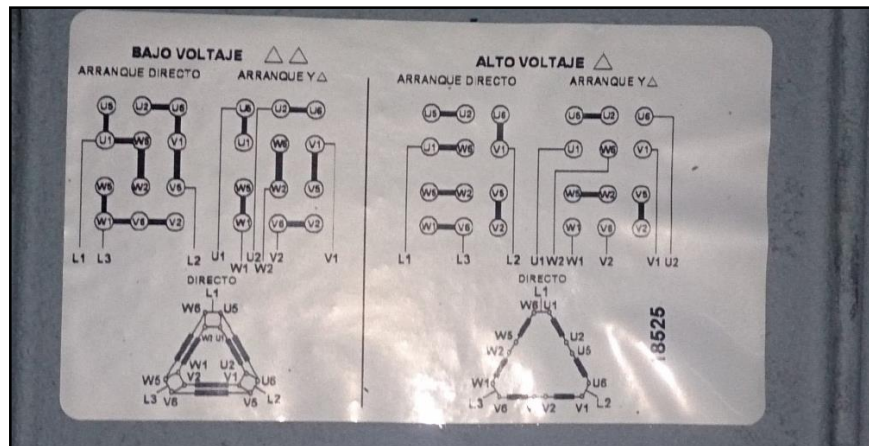
Figura 75. Arrancador suave Siemens 3RW40

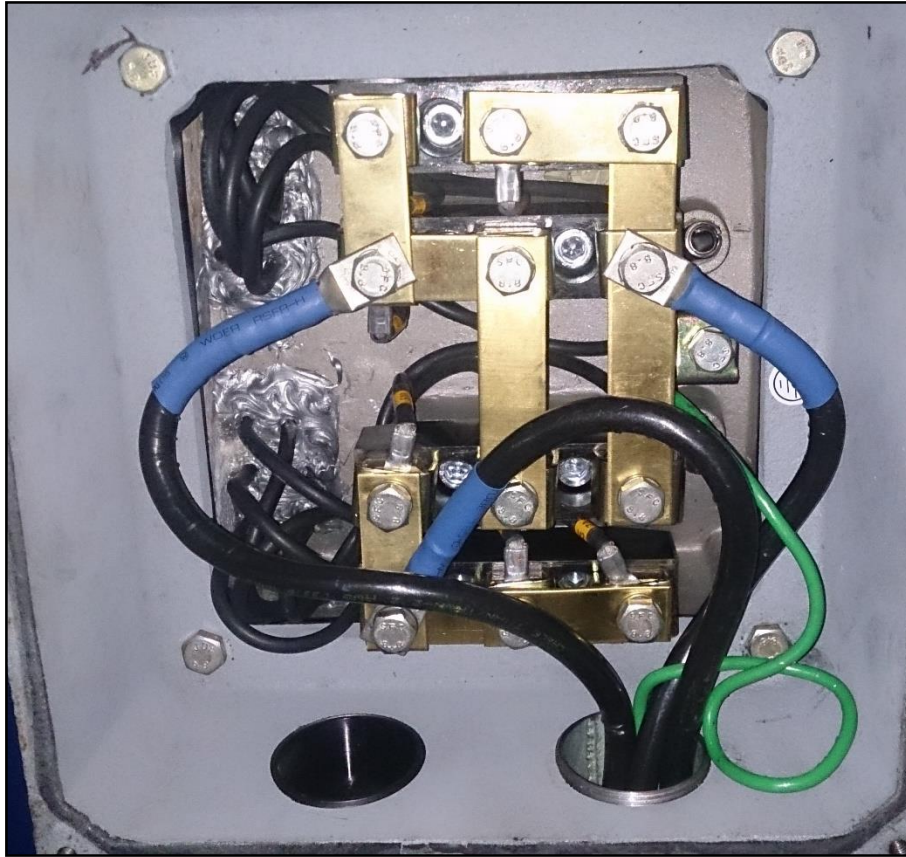


Fuente. [http://overcontrols.com/archivos/fotos/4a85a0\\_600\\_Siemens-Sirius-Size2-1.jpg](http://overcontrols.com/archivos/fotos/4a85a0_600_Siemens-Sirius-Size2-1.jpg)

Siguiendo las recomendaciones del manual del arrancador suave se ajustaron los parámetros de arranque de la siguiente manera; la tensión de arranque se ubicó en un 40% y el tiempo de rampa se dejó en 10 [s], estos valores son los recomendados por el fabricante cuando el equipo a mover es una bomba hidráulica. Para el motor eléctrico se utilizó la configuración de arranque directo a bajo voltaje, como se puede apreciar en la siguiente figura.

Figura 76. Configuración de arranque del motor eléctrico



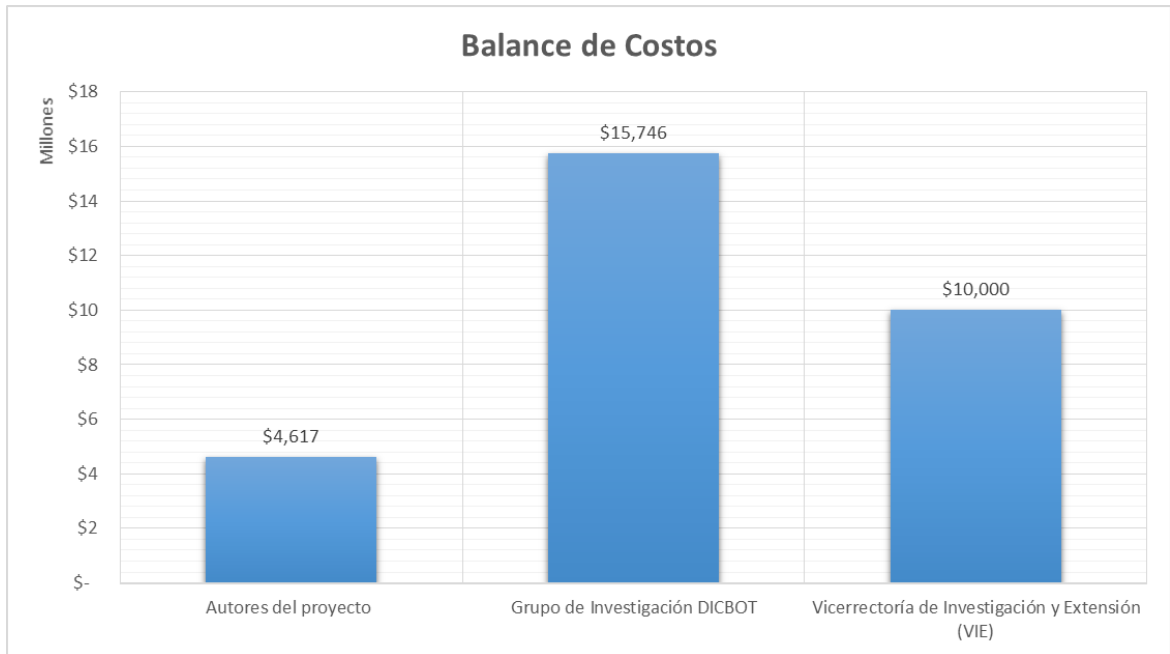


Para ver los diagramas del circuito de potencia y del circuito de control, ver Anexo F.

#### **4.3 PRESUPUESTO**

El costo del trabajo de grado fue asumido por los estudiantes autores del presente trabajo de grado, el grupo de investigación DICBOT y la Vicerrectoría de Investigación y Extensión (VIE). En la siguiente tabla se presenta un balance de costos en la que se indica el aporte monetario de cada parte; luego se presenta la lista de precios de cada componente que se utilizó en la construcción del proyecto.

Figura 77. Balance de costos.



El dinero aprobado por la Vicerrectoría de Investigación y Extensión (VIE), pertenece al proyecto 1366.

<b>ESTRUCTURA MECÁNICA</b>			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
4	Perfil acero estructural 2"x 2" calibre 12. Tramo de 6 m	67.000	268.000
1	Corte de Lámina A36 669x400x6 [mm]. Con servicio de Plegado	55.800	55.800
1	Corte de Lámina A36 736x300x9 [mm]. Con servicio de Plegado	91.600	91.600
1	Corte de Lámina A36 789x520x4.5 [mm]. Con servicio de Plegado	46.000	46.000
1	Corte de Lámina A36 1079x655x4.5 [mm]. Con servicio de Plegado	59.000	59.000
8	Corte de Lámina A36 100x130x6 [mm]	3.500	28.000

1	Corte de Lámina A36 Calibre 1/2" según Plano	47.000	47.000
16	Mecanizado de Ranuras de $\Phi$ 20, $\Phi$ 14 y $\Phi$ 12 [mm]	4.063	65.000
8	Empaques	6.500	52.000
10	Platinas A36 200x200x6 [mm]	6.300	63.000
20	Agujeros 1/2"	650	13.000
10	Platina Neopreno 200x200x12 [mm]	11.600	116.000
1	Pintura electroestática	150.000	150.000
8	Ruedas para transporte	22.000	176.000
1	Calzas para alineación Motor eléctrico	26.000	26.000
8	Pies niveladores	25.350	202.800
1	Soldadura y elementos de corte	80.500	80.500
1	Tornillería	134.300	134.300
<b>Sub Total</b>			<b>1.674.000</b>

<b>SISTEMA HIDRÁULICO</b>			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
2	Bridas 1 3/4" x 5/16" para el motor hidráulico	40.000	80.000
4	[m] Manguera R12 $\Phi$ =1"	71.000	284.000
4	Terminal para manguera SAE 90° 4000 PSI [1"x1 3/4"x5/16"]	80.000	320.000
4	Capsulas grafadas	20.000	80.000
2	[m] Manguera R1 $\Phi$ =5/8"	28.000	56.000
1	Accesorios para Manguera R1 $\Phi$ =5/8"	44.000	44.000
1	Filtro BT 287 con base	170.000	170.000
3	[Baldes] Aceite Hidráulico Shell Tellus ISO 32	267.200	801.600
1	Bomba Hidráulica Eaton 54	9.000.000	9.000.000
1	Motor Hidráulico M-21	4.500.000	4.500.000

1	Reparación Motor Hidráulico	300.000	300.000
Sub Total			<b>15.635.600</b>
<b>SISTEMA ELÉCTRICO</b>			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Motor Eléctrico 40 [hp]	5.684.000	5.684.000
1	Arrancador suave	2.290.000	2.290.000
1	Cofre 50x60x40 [cm] calibre 18	160.000	160.000
1	Totalizador 3x125 A Schneider	200.600	200.600
46	[m] Cable 2 AWG	7.900	363.400
18	Borna estañada	1.800	32.400
15	[m] Cable 4x16 encauchetado	2.200	33.000
1	Caja 3 huecos para ensamble	9.000	9.000
1	Selector 2 posiciones con llave	18.000	18.000
1	Piloto verde de señalización 22 [mm]	6.000	6.000
2	Pulsador Paradas de emergencia	9.000	18.000
1	Caja 1 hueco para ensamble	5.500	5.500
1	Pulsador verde NA con piloto incorporado 22 [mm]	25.000	25.000
1	Pulsador rojo NC con piloto incorporado 22 [mm]	25.000	25.000
1	Caja 20x20x15 [cm] de paso metálica	14.000	14.000
2	[m] de coraza metálica de 2"	16.500	33.000
1	Conector recto de 2" para coraza metálica	11.700	11.700
1	Conector curvo de 2" para coraza metálica	17.500	17.500
5	Tubos PVC de $\Phi=2"$ x 3 [m]	12.500	62.500
10	Codos PVC $\Phi=2"$	2.000	20.000
3	Adaptador PVC $\Phi=2"$	2.000	6.000
1	Copa reductora 2"- 1 1/2"	7.000	7.000
1	Niple con Rosca según muestra	39.500	39.500

6	[m] Cable vehículo #12 Negro	1.500	9.000
1	[m] Termoencogible	1.300	1.300
4	Terminales de ojo para cable #10	400	1.600
1	Marquilla 1/0	2.000	2.000
2	Marquilla Parada de emergencia	3.500	7.000
5	Grapas galvanizadas 2"	650	3.250
18	[m] Cable 7 hilos #10	1.500	27.000
4	[m] Cable 2x18 encauchetado	1.000	4.000
12	Chazos plásticos con tornillo	50	600
6	Tornillo cobrizado 5/16" x 1"	1.200	7.200
1	Manual Arrancador suave	21.000	21.000
1	Acople Rex omega E-30	730.000	730.000
<b>Sub Total</b>			<b>9.895.050</b>

<b>SISTEMA VOLANTE</b>			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Volante de inercia de 36 [kg]	170.000	170.000
1	Corte redondo AISI 1045 de 50,8x400 [mm]	30.000	30.000
1	Mecanizado de eje	110.000	110.000
2	Chumaceras $\Phi$ 40 [mm]	28.000	56.000
1	Mecanizado hembra para un eje estriado	90.000	90.000
3	Mecanizados hembra con cuñero	40.000	120.000
1	Mano de obra	100.000	100.000
2	Platinas 2,5" x 1/2". Tramo de 20 cm	8.000	16.000
2	Platinas 2,5" x 3/8". Tramo de 20 cm	6.000	12.000
1	Balaceo dinámico	401.000	401.000
1	Fabricación del freno	300.000	300.000

1	Acople flexible de cruceta L-225	130.000	130.000
Sub Total			<b>1.535.000</b>

<b>GASTOS VARIOS</b>			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Gastos varios	1.623.200	1.623.200

<b>RESUMEN DE COSTOS</b>	
Estructura Mecánica	1.674.000
Sistema Hidráulico	15.635.600
Sistema Eléctrico	9.895.050
Sistema Volante	1.535.000
Gastos Varios	1.623.200
<b>COSTO TOTAL DEL PROYECTO</b>	<b>30.362.850</b>

## 5 PUESTA EN MARCHA

Una vez terminado el proceso de montaje del banco, se procede a realizar la puesta en marcha para verificar algunos parámetros de operación del mismo, parámetros tales como: velocidad de rotación, presión, caudal, torque, etc. También en este apartado se darán algunas precauciones y cuidados que se deben tener en el manejo del banco.

### 5.1 Encendido y apagado del banco de pruebas

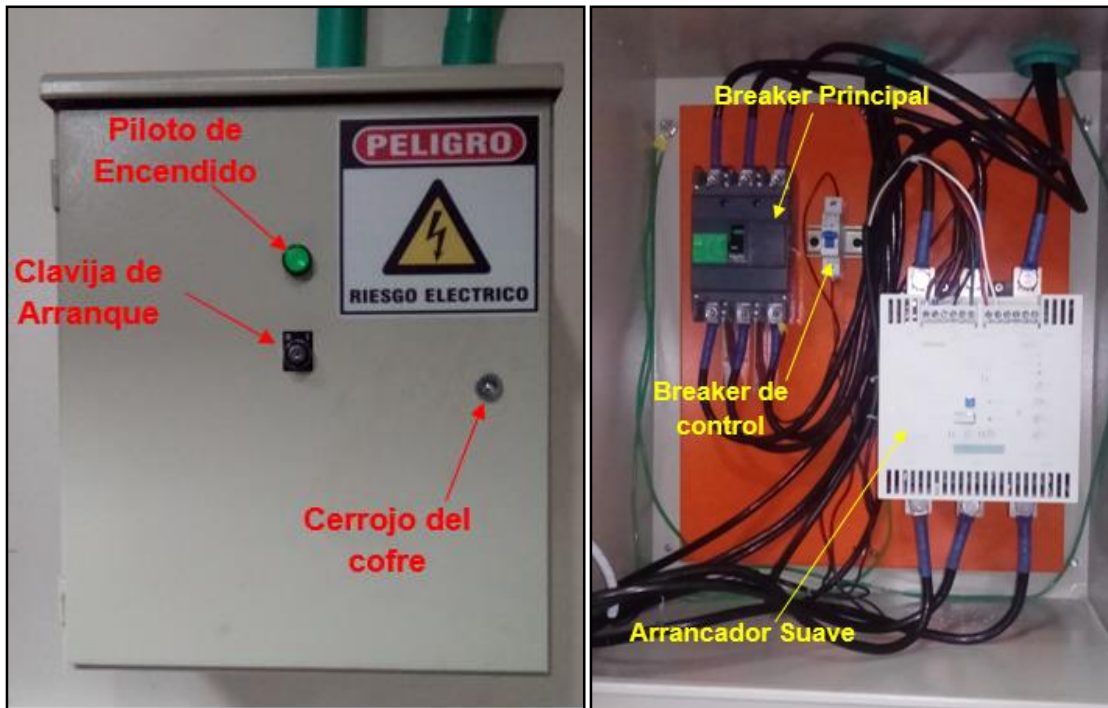
Este par de tareas de operación son muy sencillas, sin embargo su realización no debe ser tomada a la ligera, no se debe olvidar que el banco está conformado por equipos robustos usados en la industria, por tal motivo no pueden ser manipulados de manera imprudente, ya que podrían ocasionar lesiones muy severas.

La tensión eléctrica a la cual opera el banco es de 220 [V], por lo cual durante su manipulación se deben tener presentes algunas recomendaciones:

- ❖ Usar ropa adecuada para el área de trabajo (es decir, no se puede manipular el banco con bermudas ni vestimenta similar). La vestimenta de preferencia debe ser ajustada a fin de evitar caídas, o enganchamientos de la ropa con el equipo.
- ❖ Se debe usar calzado cerrado y antideslizante.
- ❖ No se puede manipular el equipo bajo el efecto del alcohol o alguna otra sustancia psicotrópica.

En la siguiente figura se muestra los componentes principales que se encuentran instalados en el cofre y los cuales deben ser manipulados con extremo cuidado a fin de evitar accidentes.

Figura 78. Elementos de arranque del banco.



Lo primero a tener en cuenta en el encendido, es que ambos Breaker deben estar activos y verificar que no exista ningún tipo de partículas dentro del cofre, ya que existe la posibilidad que sean aspiradas por el ventilador del arrancador suave y ocasionar daños al equipo.

Una vez que se halla verificado el estado de los Breaker, se procede a girar la llave en la clavija de arranque llevándola a la posición 1 para energizar el banco. Luego de energizar el banco, se deben verificar que las paradas de emergencias no se encuentren activas (el banco cuenta con dos paradas de emergencia, una se encuentra en la caja de encendido/apagado, la otra está en el módulo del motor hidráulico), también se deben verificar que las válvulas de succión y descarga de la bomba se encuentren abiertas, en la siguiente figura se puede observar la posición de las válvulas para poder encender el banco. Una vez hechas todas estas verificaciones, se puede encender el banco.

Figura 79. Válvulas de succión y descarga de la bomba



Figura 80. Caja de Encendido/Apagado del banco



Una vez terminada la sesión de trabajo en el banco se debe apagar de la siguiente manera:

1. Oprimir el botón de apagado (Botón Rojo).
2. Dejar al menos una parada de emergencia anclada.
3. Desenergizar el banco girando la llave de la clavija de arranque a la posición 0.
4. Desacoplar ambos Breaker (principal y de control).
5. Asegurar la puerta del cofre con llave.

## **5.2 Parámetros de operación**

### **5.2.1 Estimación del caudal entregado por la bomba**

La bomba Eaton 54, con la que cuenta el banco es bidireccional, es decir, puede enviar caudal por dos sentidos distintos, también su desplazamiento es variable, es decir, la cantidad de caudal entregado depende del ángulo de inclinación del plato basculante. La manipulación de estas dos variables (dirección de flujo y caudal) se realiza por medio de una palanca que la bomba tiene en su parte superior.

A la bomba se le construyó una lámina para facilitar la ubicación de la palanca que acciona el plato basculante de la bomba, así como tres marcas de posición, 10°, 20° y 35° respectivamente para cada dirección de flujo. Esto se puede observar en la siguiente figura.

La posición de neutro es cuando la inclinación del plato basculante es cero grados (0°), es decir, la bomba no entrega caudal. El desplazamiento máximo de la palanca es de 35° posición en la cual el plato basculante se encuentra en su máxima inclinación otorgando a la bomba un desplazamiento igual a 89,1 [cm<sup>3</sup>/rev]\*

---

\* Ver Figura 5.

haciendo una relación entre estos valores se puede estimar el desplazamiento de la bomba como función del ángulo de inclinación de la palanca. Como el motor eléctrico gira a 1200 [rpm] se puede hacer el cálculo y en vez del desplazamiento, obtener el caudal como función del ángulo de inclinación, asumiendo un comportamiento lineal.

Figura 81. Lámina de ubicación de la palanca que varía el caudal

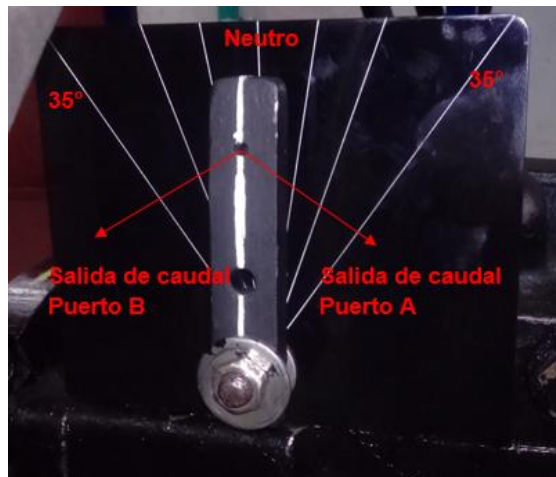
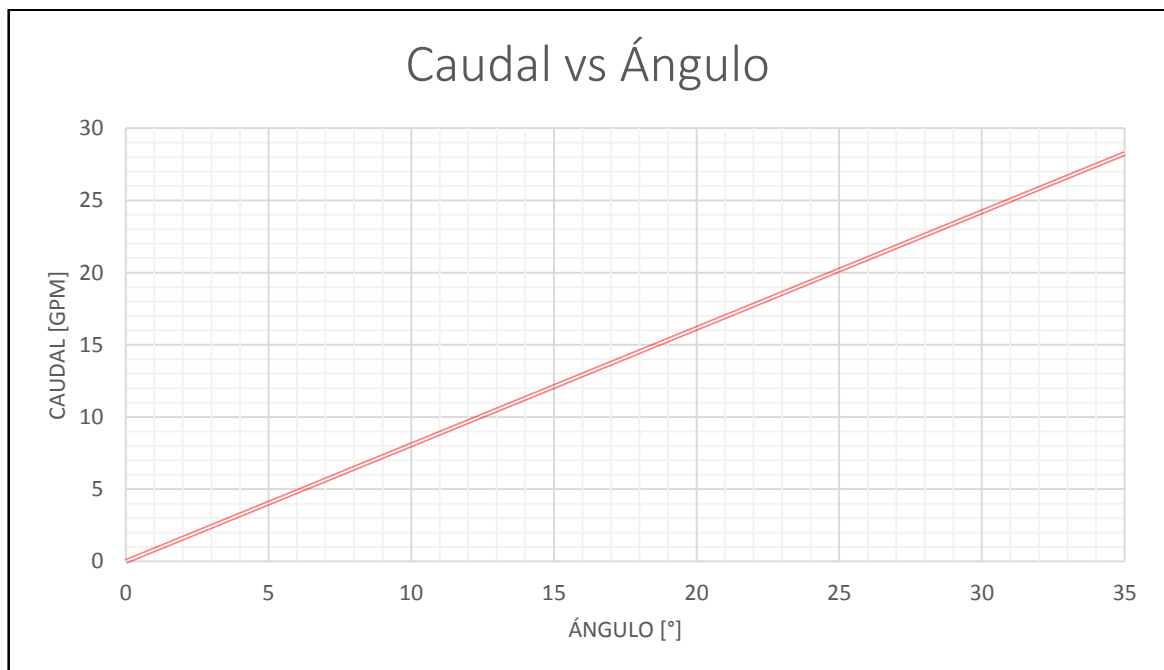


Figura 82. Caudal vs Ángulo de inclinación de la palanca



## 5.2.2 Presión máxima

La bomba Eaton 54 puede alcanzar presiones hasta 5000 [PSI], sin embargo, para el banco la presión se restringe a 1000 [PSI]. Las razones de este límite son: primero, una presión mayor elevaría los costos en mangueras y elementos de acople sustancialmente y segundo, la capacidad de la red eléctrica de la Escuela de Ingeniería Mecánica no permite elevar más la presión, ya que a una presión mayor el consumo del motor eléctrico se elevaría superando dicha capacidad. Para este límite se seleccionaron mangueras R2 con diámetro interno igual a 1 [IN], cuyas características se pueden observar en la siguiente figura. Esta clase de manguera tiene una presión de trabajo máxima igual a 2355 [PSI].

Figura 83. Características de la manguera R2

2SN EN 853 - EXCEDE SAE 100R2AT  
Manguera para Alta Presión, 2 Mallas



### Construcción:

**Tubo Interno:** Mezcla de goma sintética, resistente al aceite  
**Refuerzo:** 2 Mallas de alambre de acero  
**Cubierta:** Mezcla de goma sintética resistente al aceite y a la intemperie

### Aplicación:

Fluidos hidráulicos y aceites de lubricación a base de petróleo, agua, agua/glicol y fluidos hidráulicos de emulsión de agua/aceite.

### Rango de Temperatura:

-40°C + 121°C

Modelos													
Código	Diámetro Interno			Diámetro Externo		Presión Máx. Trab.		Presión Min. Ruptura		Peso		Rollo	
	size	in	dn	mm	in	bar	psi	bar	psi	Kg/m	lb/ft	mts	fts
H0102-04	04	1/4	6	14.9	0.587	394	5710	1576	22840	0.36	0.24	100	328.08
H0102-06	06	3/8	10	19.0	0.748	325	4710	1300	18840	0.54	0.36	100	328.08
H0102-08	08	1/2	12	22.2	0.874	271	3930	1084	15720	0.68	0.46	100	328.08
H0102-10	10	5/8	16	25.4	0.999	246	3570	984	14280	0.80	0.54	50	164.04
H0102-12	12	3/4	19	29.3	1.154	212	3070	848	12280	0.94	0.63	50	164.04
H0102-16	16	1	25	38.0	1.497	162	2355	648	9420	1.35	0.91	50	164.04
H0102-20	20	1-1/4	31	47.8	1.881	123	1785	492	7140	2.15	1.44	40	131.23
H0102-24	24	1-1/2	38	54.3	2.138	88	1285	352	5140	2.65	1.79	40	131.23
H0102-32	32	2	51	67.3	2.650	78	1140	312	4560	3.42	2.30	40	131.23

Fuente.

<http://www.covalcagroup.com/es/categoria.php?seccion=4&nombre=Mangueras%20Hidr%C3%A1ulicas&marca=3&codigo=5&vista=>

### 5.2.3 Torque

En esta parte se calculará la eficiencia mecánica del motor ( $\eta_{mm}$ ), para esto se debe calcular el torque inercial, este procedimiento se realiza para una presión de 320 [PSI], conociendo que el momento de inercia del volante es igual a  $J = 0,49 [kg - m^2]$  y el desplazamiento del motor es igual a  $C_m = 2,2 \left[ \frac{in^3}{rev} \right]$ , se procede a calcular la aceleración a la que se somete el volante, mediante la medición de tiempo y velocidad de rotación.

Tabla 14. Medición del tiempo de arranque del motor

N°	$\dot{n}$ [RPM]	$\Delta\omega$ [rad/s]	$\Delta t$ [s]
1	145	15,18	2,9
2	145	15,18	2,5
3	145	15,18	2,3
4	145	15,18	2,7
5	145	15,18	2,2
6	145	15,18	2,1
7	145	15,18	2,3
8	145	15,18	2,0
9	145	15,18	2,3
10	145	15,18	2,6
<b>Tiempo Promedio</b>			<b>2,39</b>

Para calcular el torque inercial se utiliza la siguiente ecuación.

$$T_m = J * \frac{\Delta\omega}{\Delta t} * FC$$

Ecuación 5.1

Donde,

$$T_m = \text{Torque real del motor, [Lbf - In]}$$

- $J$  = Momento de inercia, [ $kg - m^2$ ]
- $\Delta\omega$  = Velocidad angular del volante, [rad/s]
- $\Delta t$  = Tiempo, [s]
- $FC$  = Factor de conversión, [ $1 N - m \rightarrow 8,8382 Lbf - in$ ]

$$T_m \cong 27,51 [Lbf - in]$$

Las presiones a la entrada y salida del motor son 320 [PSI] y 220 [PSI] respectivamente, así su  $\Delta P = 100 [PSI]$ . El torque nominal del motor se puede calcular utilizando la siguiente ecuación.

$$T_{Nm} = \frac{C_m * \Delta P}{2\pi} \quad \text{Ecuación 5.2}$$

$$T_{Nm} \cong 35 [Lbf - in]$$

Con estos dos valores de torque se puede calcular la eficiencia mecánica del motor, mediante la siguiente razón.

$$\eta_{mm} = \frac{T_m}{T_{Nm}} \quad \text{Ecuación 5.3}$$

$$\eta_{mm} \cong 0,786$$

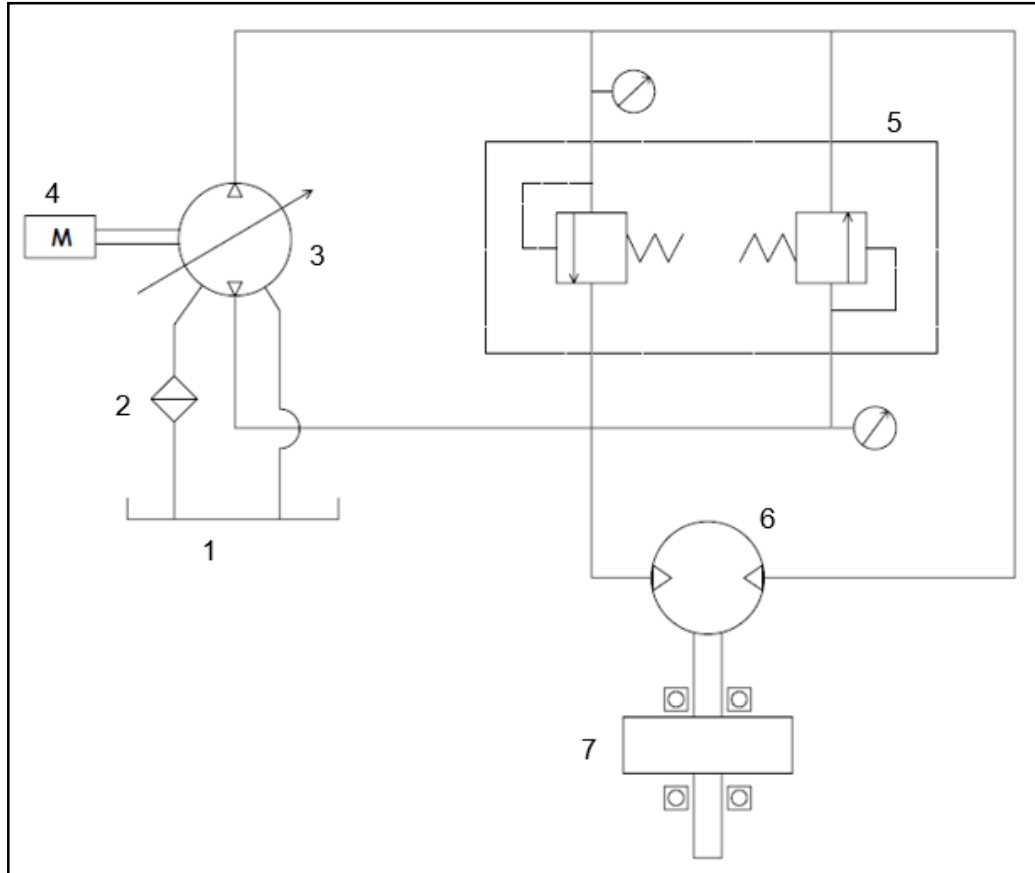
Utilizando un  $\Delta P = 1000 [PSI]$ , el torque máximo que se puede obtener es igual a:

$$T_m = \frac{C_m * \Delta P}{2\pi} * \eta_{mm} \quad \text{Ecuación 5.4}$$

$$T_m \cong 275 [Lbf - in]$$

## 5.2.4 Diagrama del circuito hidráulico

Figura 84. Diagrama hidráulico de la hidrotransmisión del banco de pruebas



1	Tanque de aceite
2	Filtro de aceite
3	Bomba hidráulica
4	Motor eléctrico
5	Manifold
6	Motor hidráulico
7	Volante de inercia

La Figura 84, muestra el diagrama del circuito hidráulico que se implementó en el diseño de la hidrotransmisión.

### 5.2.5 Caudal de pérdidas

Para determinar el caudal de pérdidas de la bomba se utilizó un flujómetro de turbina que tiene instalado el banco, una tarjeta de adquisición de datos National Instruments y una interfaz gráfica en Labview. Se midió el caudal para dos estados de operación, Neutro, y con una presión de 400 [PSI]. Para cada estado se tomaron varios datos, los cuales se pueden observar en las siguientes tablas.

Tabla 15. Caudal de pérdidas en condición Neutro.

MEDICION	CAUDAL [GPM]
1	3,9667
2	3,9589
3	3,9454
4	3,9861
5	3,9734
<b>Promedio</b>	3,9661

En la condición de neutro, la bomba tiene un caudal de pérdidas  $Q_b = 3,9661$  [GPM], este caudal para esta condición corresponde al caudal de la bomba de precarga, que según el catalogo del fabricante tiene un desplazamiento de  $C_b = 0,85$  [ $in^3/rev$ ], y dado que el motor eléctrico gira a 1200 [RPM], esta bomba en teoría debería entregar un caudal igual a  $Q_{Nb} = 4,4$  [GPM], con lo cual se puede encontrar la eficiencia volumétrica de la bomba de precarga, que es igual a  $\eta_{vb} = 0,9$ .

La otra condición en la que se midió el caudal de pérdidas, es cuando la bomba está trabajando a una presión de 400 [PSI], en esta condición se puede apreciar que el caudal de pérdidas se incrementa con el aumento de presión en el sistema; se debe mencionar que los platos de presión con los que está trabajando la bomba son nuevos.

Tabla 16. Caudal de pérdidas en condición P = 400 [PSI]

MEDICION	CAUDAL [GPM]
1	4,0136
2	4,0204
3	4,0282
4	4,0287
5	4,0294
<b>Promedio</b>	4,0241

## 6 ESTADO DEL ARTE

El monitoreo de condición es uno de los tópicos del mantenimiento que más auge ha alcanzado en los últimos años, debido que para obtener el equilibrio entre los costos de mantenimiento y los costos de no operación del equipo, se ha hecho indispensable realizar en los equipos de mayor criticidad un seguimiento en tiempo real de su condición, todo este trabajo de monitoreo ha impulsado al desarrollo de diversas técnicas para poder diagnosticar y solucionar a tiempo cualquier eventualidad que surja en el equipo.

Según (Olarte, Botero & Cañon, 2010) las técnicas más utilizadas en el monitoreo de condición para el diagnóstico de fallas son; el análisis de vibraciones, termografía, análisis por ultrasonido y el análisis de aceite. Pero estas técnicas requieren de una persona especializada en el tema para ir a tomar los datos y realizar luego el análisis de los mismos y con base a esto tomar medidas acerca de la condición del equipo.

Pero con el paso de los años y los avances de la tecnología se busca optimizar el tiempo de diagnóstico con la generación de algoritmos que pueda realizar la toma y análisis de los datos de la condición del equipo para en base a ellos enviar las alertas al centro de mando para que el encargado de mantenimiento pueda planear de una forma más eficiente las tareas de mantenimiento.

En esta apartado se abarcará, solamente dos de las metodologías usadas para el desarrollo de algoritmos autónomos que clasifican y diagnostican fallas en equipos hidráulicos, estas dos metodologías son las SVM (Support Vector Machine, por sus siglas en ingles) y las ANN (Artificial Neural Networks).

(Hu, 2012) trabajó en el diagnóstico de bombas hidráulicas, y propone utilizar un algoritmo para la clasificación de fallas por medio de la “estructura de la esfera” de las máquinas de soporte vectorial, para conformar un clasificador que pueda ser capaz de reconocer fallas en bombas hidráulicas. Los resultados de su trabajo mostraron que el entrenamiento del clasificador solo necesita una pequeña cantidad de datos de la falla en el dominio del tiempo y no es necesario un pre-tratamiento de los datos para el reconocimiento de múltiples fallos durante el diagnóstico. Además, encontró que este método tiene una cantidad de ventajas como; una mayor velocidad de cálculo, alta precisión en la identificación con respecto a la metodología de las redes neuronales y que este método tiene una mejor capacidad de adaptación a circunstancias de aprendizajes más complejas.

(He, Wang, Wang, & Li, 2012) trabajaron sobre el monitoreo del estado de condición de la bomba de pistones axiales enfocándose en la medición de la pérdida por desgaste de los platos de presión y el cuerpo del cilindro, y para llevar a cabo este estudio utilizaron un método híbrido conformado por EMD (*Empirical Mode Decomposition*) and SVM (*Support Vector Machine*), en la cual, el EMD se utiliza para obtener el estado de la bomba y los SVM se utilizan para realizar una predicción de la vida útil restante de la bomba. En el estudio se encontró que un método híbrido tiene una mayor precisión en la predicción de fallas que una metodología tradicional de SVM, esta metodología híbrida se podría utilizar para realizar pronósticos de la vida útil restante del equipo.

Otra metodología utilizada en el diagnóstico de fallas es *Chaotic Parallel Support Vector Machine* (CPSVM), esta técnica fue la que emplearon (Zili & Zhipeng, 2013) en su estudio sobre el diagnóstico en equipo hidráulico, la cual combina la teoría del caos y un número de máquinas de soporte vectorial conectadas en paralelo, en esta metodología híbrida se utiliza la teoría del caos para determinar las dimensiones de los vectores de entrada para cada SVM, mediante la construcción de los espacios de fases requeridos por dicha teoría. Entonces, para realizar el diagnóstico de las

fallas en bombas hidráulicas, se requiere de un generador de error residual que se diseña en base a la CPSVM. Esta metodología presenta un mayor rendimiento en la predicción que una SVM tradicional, y los resultados del experimento arrojaron que el generador de error residual puede predecir las fallas en la bomba con éxito.

Otro enfoque que se puede utilizar para determinar el rendimiento de equipos hidráulicos, es el propuesto por las redes neuronales. Este enfoque fue utilizado en (Canbulut & Sinanoglu, 2004), en el cual proponen el análisis de la eficiencia volumétrica en tres tipos de bombas hidráulicas (engranajes, paletas y pistones axiales) en varias condiciones mediante el desarrollo de una red neuronal; cuyos valores de entrada son los datos que provienen de parámetros como, el número de revoluciones, la temperatura del aceite, presión de descarga y su efecto sobre el caudal de drenaje de la bomba, es decir, el análisis de la eficiencia volumétrica. En el trabajo se determinó que el máximo caudal de drenaje ocurre a bajas rpm y altas presiones en las bombas de pistones axiales y de paletas, y el caudal de drenaje se minimiza en las bombas de engranajes a altas presiones y una rpm dada; y la red neuronal propuesta fue capaz de predecir el comportamiento del caudal de drenaje para las bombas junto con una capacidad de aprendizaje rápido.

(Lu, Ma, & Wang, 2011), utilizaron una metodología híbrida conformada por una red neuronal de base radial (RBF) y la teoría del caos (CPRBF Network), para la detección de fallas en bombas hidráulicas. Esta clase de metodología consiste en un número de funciones de base radial (Subredes) conectadas en paralelo y el número de nodos de entrada para cada una de estas subredes se determina mediante la construcción del espacio de fases caótico. El funcionamiento de este tipo de metodología consiste en realizar el entrenamiento de un conjunto de datos del estado normal de la bomba, es decir sin fallas, luego se diseña un generador de error residual para detectar las fallas tomando como referencia la red CPRBF original. Los resultados del experimento mostraron que este modelo tiene una gran capacidad para predecir el estado del equipo, sin embargo, el experimento también

muestra que los diferentes tipos de fallas pueden representar el mismo modo de falla, como consecuencia la metodología propuesta no es útil cuando se quiere realizar la localización de la falla.

En (Karkoub, Gad, & Rabie, 1999) realizan la predicción del rendimiento de una bomba utilizando redes neuronales, el modelo de red propuesto tiene una arquitectura de retroalimentación y utiliza la técnica de optimización de Levenberg-Marquardt para el proceso de entrenamiento. De acuerdo al experimento la red neural propuesta pudo predecir con precisión el estado de la bomba.

La realización de este Estado de Arte tiene como fin presentar las fortalezas y debilidades que tienes estas técnicas en el diagnóstico de fallas en bombas hidráulicas una con respecto a la otra. En la siguiente tabla se resumen algunas de las características de dichas técnicas.

Tabla 17. SVM Vs ANN

	FORTALEZAS	DEBILIDADES
SVM	<ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Entrenamiento eficiente y sencillo.</li> <li>❖ La clasificación es muy eficiente.</li> <li>❖ Presenta una gran adaptabilidad a problemas típicos.</li> <li>❖ Es bastante robusta en cuanto a la generalización, lo que implica que no requiera tantos heurísticos para su entrenamiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Se necesitan metodologías eficientes para sintonizar los parámetros de inicialización de la SVM (Función Kernel).</li> </ul>

## ANN

- ❖ Adquieren conocimientos a partir del aprendizaje de ejemplos.
- ❖ La clasificación es muy eficiente.
- ❖ Solución de problemas no lineales.
- ❖ Son robustas, pueden fallar algunos elementos de procesamiento, pero la red continua trabajando.

- ❖ Los procesos dentro de la red son inciertos.
- ❖ Después del entrenamiento no se puede extraer conocimiento.
- ❖ Se requieren de varias pruebas para verificar si una arquitectura es la adecuada.
- ❖ El entrenamiento es largo y complejo, porque requieren de muchos datos para su entrenamiento.

## CONCLUSIONES

- ❖ Se repotenció el banco del proyecto de grado “Diseño y construcción de un banco de pruebas para caracterizar y monitorear la condición dinámica de las bombas hidráulicas de pistones axiales”, la cual consistía de ciertas mejoras que se nombrarán a continuación.
  - ✓ Se realizó la selección e instalación de un motor eléctrico marca Siemens de 40 [HP] cuya velocidad de giro es 1200 [RPM], para proporcionar al banco un servicio más continuo que el obtenido con el motor diésel que tenía el banco anterior.
  - ✓ Se diseñó y construyó una estructura modular para dar soporte al motor eléctrico y circuito de arranque.
  - ✓ Se instaló un motor hidráulico fijo Sauer Sundstrand M-21 con él que cuenta el grupo de investigación DICBOT, pero debido al estado de desgaste avanzado que presentaba el motor no se pudo dejar el motor en un estado operativo. Se requiere de un costoso mantenimiento para volver a dejar el motor hidráulico en óptimas condiciones, por tal motivo se buscó otro motor y mediante algunas ligeras modificaciones en el módulo se instaló un motor Char – Lynn para poder realizar la puesta en marcha del banco. Con estos ajustes el banco puede utilizar los dos tipos de motores mencionados anteriormente.
  - ✓ Se realizó el diseño y construcción de una estructura modular que da soporte al motor hidráulico, volante de inercia y freno.

- ✓ Se construyó un sistema para generar carga a la hidrotransmisión, el cual está conformado por un eje, volante de inercia y freno.
  
- ❖ Se realizó la puesta en marcha del banco y la medición de parámetros de operación como: caudal de pérdidas, presiones, torque y aceleraciones, con lo cual se deja el banco en estado funcional.
  
- ❖ Se realizó el Estado del Arte de las técnicas de clasificación que están siendo usados con mayor frecuencia en el campo del diagnóstico de fallas en equipos hidráulicos y se presentaron las fortalezas y debilidades que tienen las SVM (Support Vector Machine) y ANN (Artificial Neural Networks).

## RECOMENDACIONES

- ❖ Durante el funcionamiento del banco se evidenció que el aceite sufre un incremento de temperatura en un corto período de tiempo, cuando esta se opera en la condición de caudal máximo, por esta razón se recomienda implementar un intercambiador de calor que pueda solucionar dicho problema.
- ❖ Aunque en el banco se puede realizar la adquisición de datos, es un proceso algo complicado debido a todo el cableado y equipos necesarios para esta tarea. Se recomienda implementar un módulo donde todos estos elementos se puedan conectar, haciendo que dicha labor sea más amigable con el usuario.
- ❖ Se recomienda seguir las pautas dadas en el capítulo de la puesta en marcha, a fin de evitar inconvenientes durante la manipulación del banco.
- ❖ Se recomienda utilizar el banco a presiones no mayores de 1000 [PSI], debido a que existe limitaciones en la red eléctrica.

## BIBLIOGRAFÍA

BETANCURT, Gustavo A. Las Maquinas De Soporte Vectorial. Grupo De Instrumentación Y Control. Scientia et Technica Año XI, No27, Abril2005.UTP.ISSN 0122-1701

CALA CHAVEZ, Sergio Andrés; LIZCANO MEZA, John Jairo. Diseño y construcción de un banco de pruebas para caracterizar y monitorear la condición dinámica de las bombas hidráulicas de pistones axiales. Bucaramanga, 2010, 257 p. Trabajo de grado (ingeniero mecánico). Universidad Industrial de Santander.

CALVETE GONZALES, Andrés; GARCIA CASTILLO, Hermann Santiago. Banco de pruebas para motores oleohidráulicos: diseño y construcción. Bucaramanga, 1999, 150 p. Trabajo de grado (ingeniero mecánico). Universidad Industrial de Santander.

CANBULUT, Fazil; SINANOGLU, Cem. An Investigation on the Performance of Hydrostatic Pumps Using Artificial Neural Network \*, 2004, 47(3), 864–872.

Eaton Heavy 2 Duty Hydrostatic Transmissions Catalog E-TRHD-MC001-E2 July 2011. Disponible en: [www.eaton.com](http://www.eaton.com)

Fluid Power Handbook & Directory 1990 – 1991 by the editors of Hydraulic & Pneumatics.

GARCIA PALENCIA, Oliverio. Gestión Moderna del Mantenimiento Industrial. Ediciones de la U, 2012. 170 p.

HAMROCK, Bernad J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. elementos de máquinas. McGraw-Hill, 2000. 926 p.

HE, Zhaomin, *et al.* Prognostic analysis based on hybrid prediction method for axial piston pump. 2012. *IEEE 10th International Conference on Industrial Informatics*, 688–692. <http://doi.org/10.1109/INDIN.2012.6301185>

HU, Xiaoming. Study on fault diagnosis of hydraulic pump based on sphere-structured support vector machines. *2012 2nd International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet)*, 2894–2896. <http://doi.org/10.1109/CECNet.2012.6201946>

Hydraulex Global Genuine Metaris 20 Series Pumps & Motors GM20SPM-Rev 10.2013. Disponible en: <http://www.metaris.com/sundstrand-20-series-pumps-parts.php>

KARKOUB, Mansour A.; GAD, Osama E. y RABIE, Mahmoud G. Predicting axial piston pump performance using neural networks. 1990, *Mechanism and Machine Theory*, 34(8), 1211–1226. [http://doi.org/10.1016/S0094-114X\(98\)00086-X](http://doi.org/10.1016/S0094-114X(98)00086-X)

LU, Chen; MA, Ning y WANG, Zhipeng. Fault detection for hydraulic pump based on chaotic parallel RBF network. 2011, *EURASIP Journal on Advances in Signal Processing*, 2011(1), 49. <http://doi.org/10.1186/1687-6180-2011-49>

MUNDARAIN CASTAÑEDA, Cristian H. Diseño de un programa de mantenimiento basado en condición, enfocado a la mejora de la efectividad de los activos rotativos. Puerto La Cruz, 2009, 175 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad del Oriente.

OLARTE, William; BOTERO, Marclea y CAÑÓN, Benhur. Técnicas de mantenimiento predictivo utilizadas en la industria. 2010, *Scientia et Technica*, (45), 223–226. Retrieved from <http://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/355>

PALMA MENDEZ, José y MARIN MORALES, Roque. Inteligencia Artificial: técnicas, métodos y aplicaciones. McGraw Hill, 2008. 1021 p.

PARADA CORRALES, Alfredo. Fatiga: fisura progresiva. Ediciones UIS, 1990. 261 p.

Repair Information Eaton hydrostatic pumps. January 2010. Disponible en: [www.eaton.com](http://www.eaton.com)

Rexroth, Fundamentos y componentes de la técnica de fluidos oleohidráulica. Compendio I.

[http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica\\_hidraulica5.htm](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica5.htm) consultada el 15 de marzo de 2015.

<http://www.sinais.es/curso-vibraciones.html> CONSULTADA 3 febrero de 2015

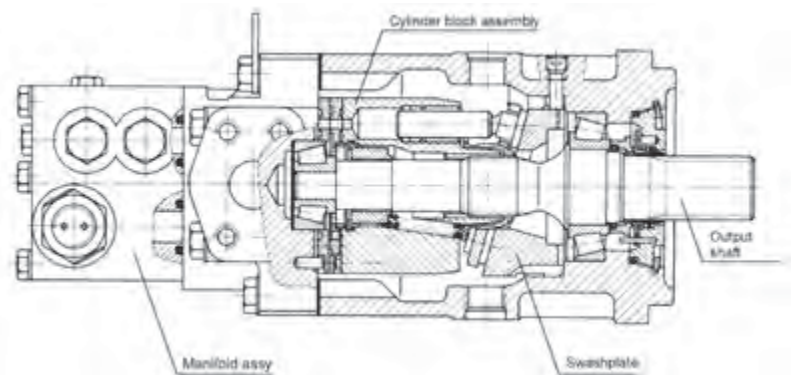
Vickers, Manual de oleohidráulica industrial. 935100-A.

WANG, Zili; WANG, Zhipeng. Chaotic Parallel Support Vector Machine and its application for fault diagnosis of hydraulic pump. *Prognostics and Health Management (PHM)*, 2013 *IEEE Conference on*, 1–6. <http://doi.org/10.1109/ICPHM.2013.6621455>

## **ANEXOS**

**ANEXO A. MOTOR HIDRAULICO SAUER SUNDSTRAND M-21**

## General MF Series (Fixed Motor)



### Description

Series 20 axial piston fixed displacement motors utilize a swash plate construction with preset displacement suitable for closed circuit hydrostatic transmissions. The output speed is proportional to the motor's input flow. The main pressure ports control the output torque, which is proportional based upon the differential pressure applied to them. In addition, the output shaft rotation is also controlled by the flow input to the main pressure ports.

Our 20 series aftermarket replacement motors are engineered for quality, durability and versatility. Components used are designed for high efficiency output. For example, the full length shaft utilizes a tapered roller bearing arrangement which offers a high loading capacity for external radial forces. Our units are easily serviceable and most all components are replaceable and stocked by Hydraulex Global.

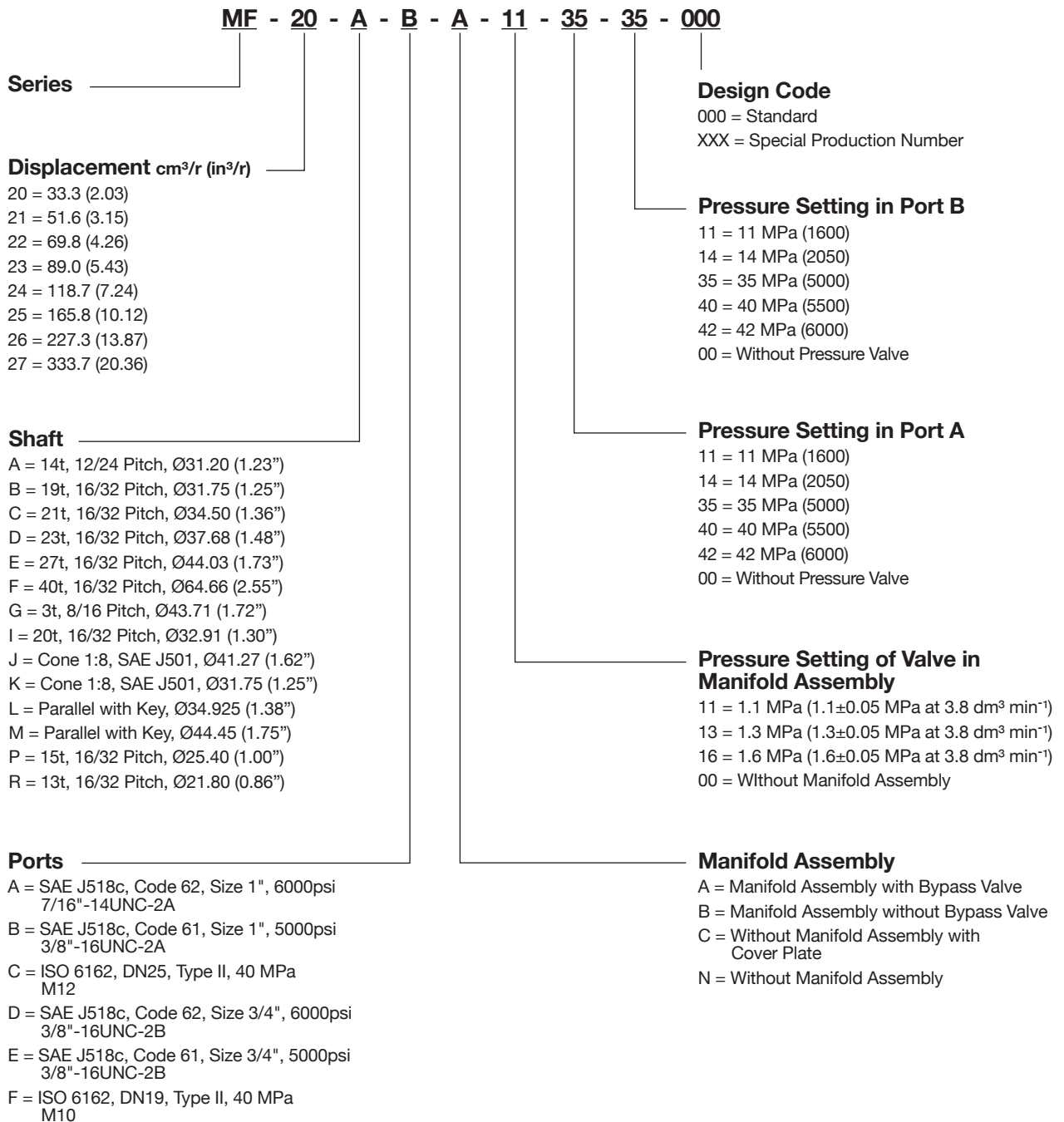
### Specifications

		MF-	20	21	22	23	24	25	26	27
Max Displ.	cm <sup>3</sup> /r		33.3	51.6	69.8	89.0	118.7	165.8	227.3	333.7
	in <sup>3</sup> /r		(2.03)	(3.15)	(4.26)	(5.43)	(7.24)	(10.12)	(13.87)	(20.36)
Speed*	RPM	Min.	500	500	500	500	500	500	500	500
		Nom.	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
		Rated	3800	3500	3200	2900	2700	2400	2100	1900
Theoretical Torque	NM/Bar		0.53	0.82	1.11	1.42	1.89	2.64	3.62	5.31
	IN LB/1000psi		(323)	(500)	(677)	(867)	(1153)	(1611)	(2209)	(3240)
Max Torque	KG-M <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>		4.34	8.14	12.34	17.77	29.11	50.19	86.80	161.40
	LBF-FT <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>		(103.0)	(193.2)	(292.8)	(421.7)	(690.8)	(1191.0)	(2059.8)	(3830.0)
Approx. Weight	KG		30	35	40	47	70	124	152	197
	LB		(66)	(77)	(88)	(104)	(154)	(273)	(335)	(434)

\* For higher speeds contact your Hydraulex Global technical sales associate.

## Model Code

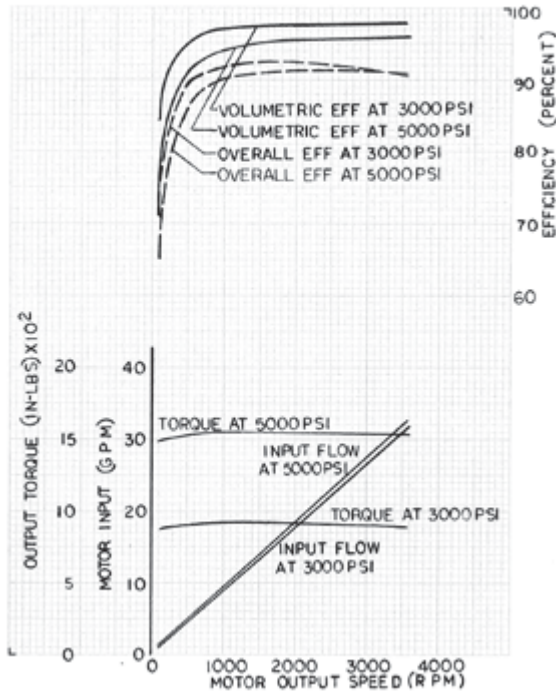
## MF Series



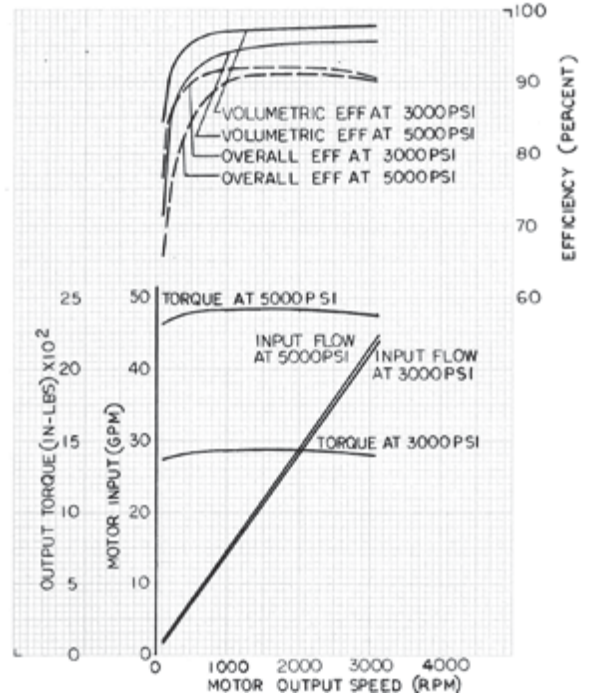
MF Series  
Specifications

## Performance Data - Fixed Motor

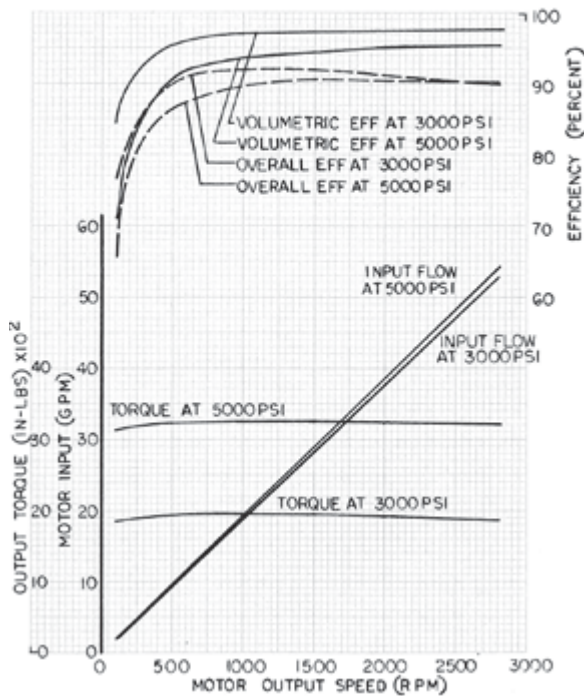
PERFORMANCE 20 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



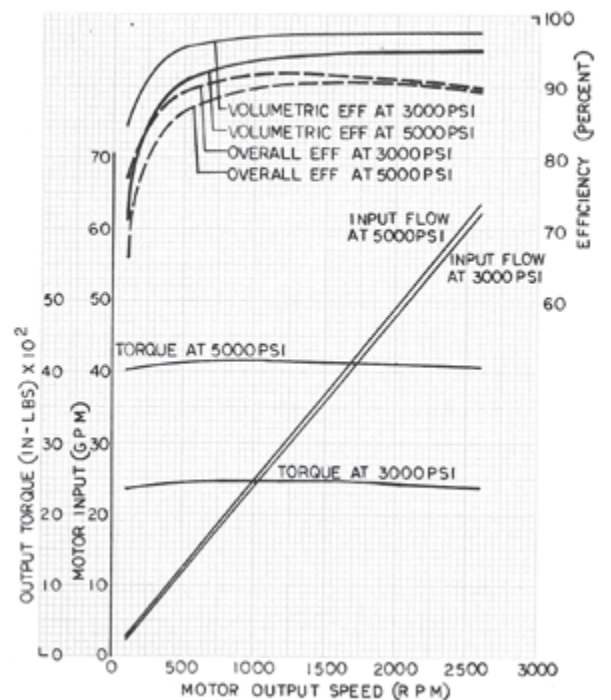
PERFORMANCE 21 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



PERFORMANCE 22 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



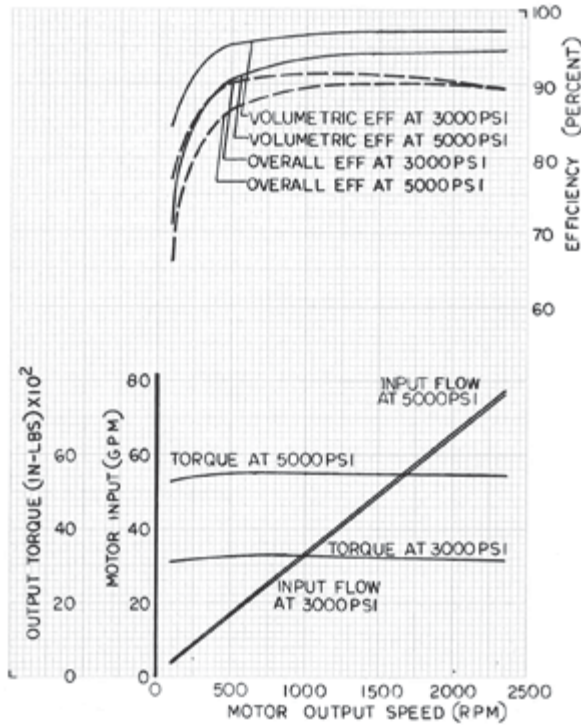
PERFORMANCE 23 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



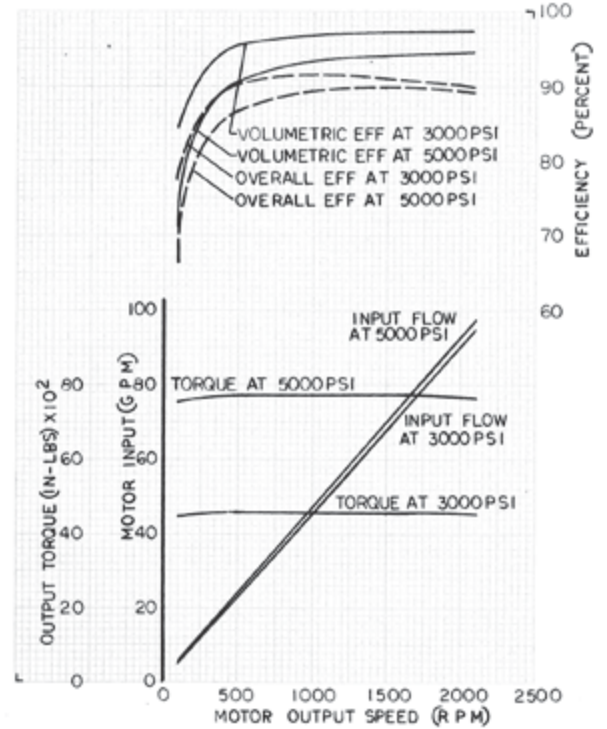
MF Series Specifications

## Performance Data - Fixed Motor

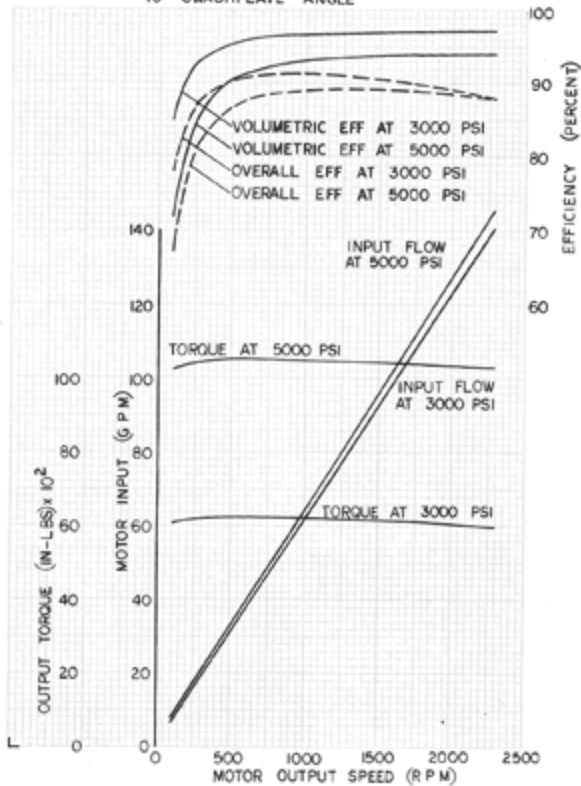
PERFORMANCE 24 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



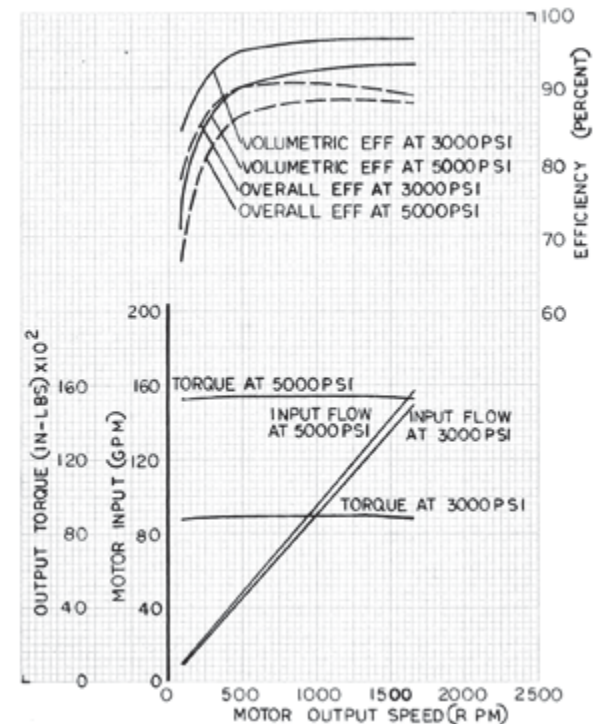
PERFORMANCE 25 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



PERFORMANCE 26 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



PERFORMANCE 27 SERIES MOTOR  
18° SWASHPLATE ANGLE



## MF Series Dimensions

## Dimensions

Frame Size		A	C	C <sub>1</sub>	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	F	H
MF-20	Inches	(0.62)	(2.20)	(7.48)	(6.38)	(5.75)	(5.51)	(5)	(4.25)	(1)	(0.59)	(13.39)
	Millimeters	15.7 <sup>+1.5</sup>	56	190	162	146	140	127 <sup>-0.05</sup>	108	25.4	15 <sup>+0.8 -0.3</sup>	340
MF-21	Inches	(0.62)	(2.20)	(7.48)	(6.38)	(5.79)	(6.06)	(5)	(4.25)	(1)	(0.59)	(14.17)
	Millimeters	15.7 <sup>+1.5</sup>	56	190	162	147	154	127 <sup>-0.05</sup>	108	25.4	15 <sup>+0.8 -0.3</sup>	360
MF-22	Inches	(0.62)	(2.20)	(7.64)	(6.38)	(7.64)	(6.34)	(5)	(4.25)	(1)	(0.59)	(14.96)
	Millimeters	15.7 <sup>+1.5</sup>	56	194	162	194	161	127 <sup>-0.05</sup>	108	25.4	15 <sup>+0.8 -0.3</sup>	380
MF-23	Inches	(0.68)	(2.20)	(7.64)	(6.38)	(7.64)	(7.09)	(5)	(4.25)	(1)	(0.59)	(15.55)
	Millimeters	17.2 <sup>+1.5</sup>	56	194	162	194	180	127 <sup>-0.05</sup>	108	25.4	15 <sup>+0.8 -0.3</sup>	395
FM-24	Inches	(0.98)	(2.95)	(8.43)	(9.02)	(8.03)	(7.87)	(6)	(4.76)	(1)	(0.84)	(17.40)
	Millimeters	25	75	214	229	204	200	152.4 <sup>-0.05</sup>	121	25.4	21.3 <sup>+0.8 -0.3</sup>	442
MF-25	Inches	(0.98)	(3.03)	(11.22)	(12.5)	(10)	(9.05)	(6.5)	(5)	(1.44)	(0.81)	(21.34)
	Millimeters	25	77	285	317.5	254	230	165.1 <sup>-0.05</sup>	127	36.5	20.5 <sup>+0.8 -0.3</sup>	542
MF-26	Inches	(1.06)	(3.03)	(11.06)	(12.5)	(10.75)	(10.69)	(6.5)	(5)	(1.44)	(0.81)	(22.52)
	Millimeters	27	77	281	317.5	273	271.5	165.1 <sup>-0.05</sup>	127	36.5	20.6 <sup>+0.8 -0.3</sup>	572
MF-27	Inches	(1.50)	(3.03)	(11.73)	(13.78)	(11.73)	(11.50)	(7)	(5.51)	(1.44)	(1.06)	(23.74)
	Millimeters	38	77	298	350	298	292	177.8 <sup>-0.05</sup>	140	36.5	27	603

Frame Size		H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	H <sub>6</sub>	K	P <sub>1</sub> , P <sub>2</sub> , P <sub>3</sub>	R	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	U <sub>2</sub>
MF-20	Inches	(1.42)	(9.92)	(12.40)	(8.94)	(0.43)	(0.98)	(8.43)	7/8-14 UNF-2B	(3.49)	(3.23)	(0.71)	(0.75)
	Millimeters	36	252	315	227	11	25	214		88.7	82	18	19
MF-21	Inches	(1.42)	(10.63)	(13.94)	(11.61)	(0.35)	(1.26)	(9.25)		(3.82)	(3.46)	(0.71)	(0.75)
	Millimeters	36	270	354	295	9	32	235		97	88	18	19
MF-22	Inches	(1.42)	(11.46)	(15.04)	(12.40)	(0.47)	(1.18)	(10.05)		(4.25)	(3.86)	(0.71)	(0.75)
	Millimeters	36	291	382	315	12	30	255.3		108	98	18	19
MF-23	Inches	(1.42)	(12.05)	(15.75)	(13.03)	(0.24)	(1.73)	(10.72)		(4.61)	(4.21)	(0.71)	(0.75)
	Millimeters	36	306	400	331	6	44	272.3		117	107	18	19
MF-24	Inches		(14.25)	(18.94)	(15.30)			(12.01)		(4.92)	(4.29)		(0.83)
	Millimeters		362	481	388.7			305		125	109		21
MF-25	Inches		(15.24)	(20.63)	(17.42)			(12.99)		(5.37)	(5.35)		(0.83)
	Millimeters		387	524	442.5			330		136.5	136		21
MF-26	Inches		(16.14)	(21.54)				(13.62)		(5.50)	(5.98)		(0.83)
	Millimeters		410	547				346		139.7	152		21
MF-27	Inches		(17.60)	(23.15)	(19.04)			(15.24)	(6.06)	(6.34)		(0.83)	
	Millimeters		447	588	483.5			387	154	161		21	

## MF Series Dimensions

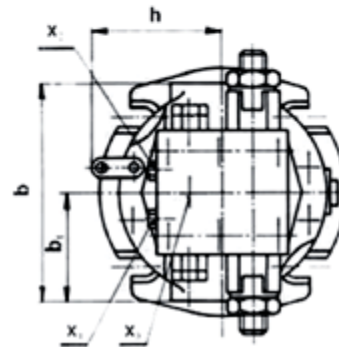
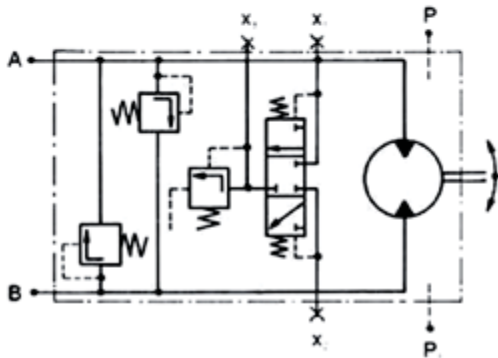
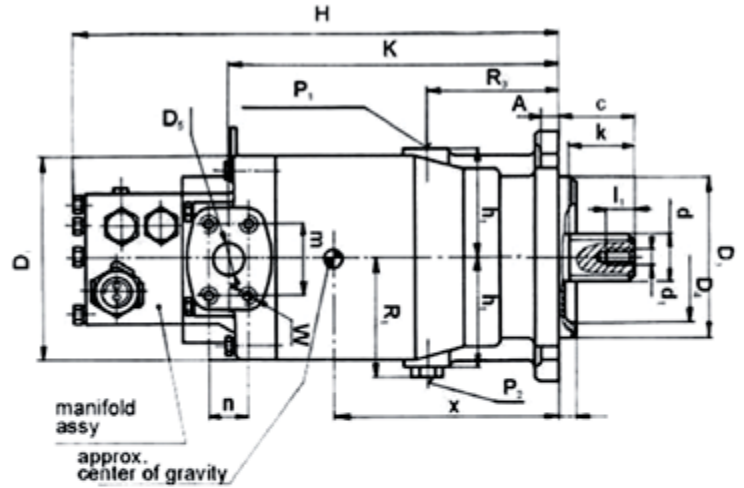
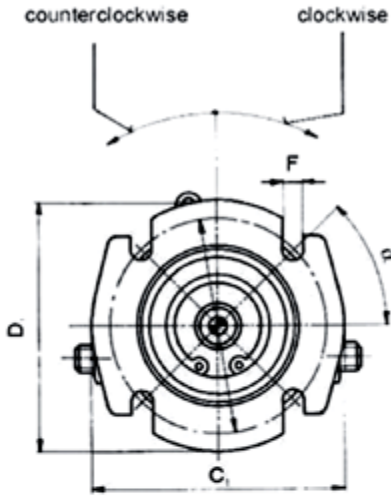
## Dimensions Cont.

Frame Size		U <sub>1</sub>	W	b	B <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	h	H <sub>1</sub>	k
MF-20	Inches	7/8-14 UNF-2B	3/8-16 UNC-2B	(6.38)	(3.25)	(1.36)	M10		(2.80)	(1.89)
	Millimeters			162	82.5	34.5 <sup>0.17</sup>			71	48
MF-21	Inches			(6.73)	(3.38)	(1.36)	M10	(4.06)	(2.99)	(1.89)
	Millimeters			171	85.8	34.5 <sup>0.17</sup>		103	76	48
MF-22	Inches			(6.77)	(3.39)	(1.36)	M10	(3.96)	(3.43)	(1.89)
	Millimeters			172	86	34.5 <sup>0.17</sup>		100.6	87	48
MF-23	Inches			(7.56)	(3.78)	(1.48)	M10	(4.53)	(3.78)	(1.89)
	Millimeters			192	96	37.7 <sup>0.18</sup>		115	96	48
MF-24	Inches			(8.43)	(4.21)	(1.73)	M14		(3.94)	(2.64)
	Millimeters			214	107	44 <sup>0.18</sup>		100	67	
MF-25	Inches			(10.24)	(5.12)	(1.73)	M14		(4.88)	(2.64)
	Millimeters			260	130	44 <sup>0.18</sup>		124	67	
MF-26	Inches	(11.50)	(5.75)	(1.73)	M14	(6.69)	(5.43)	(2.64)		
	Millimeters	292	146	44 <sup>0.18</sup>		170	138	67		
MF-27	Inches	(12.48)	(6.26)	(2.55)	M16	(7.20)	(5.75)	(2.64)		
	Millimeters	317	159	64.7 <sup>0.18</sup>		183	146	67		

Frame Size		l	l <sub>1</sub>	x	z		m	n	X <sub>1</sub> , X <sub>2</sub> , X <sub>3</sub>		
MF-20	Inches	(0.49)	(0.79) min 20	(6.14)	7/8-14 UNF-2B	45°	(2.06)	(1.03)	7/16-20 UNF-2B		
	Millimeters	12.5 <sup>0.2</sup>		156			52.4	26.2			
MF-21	Inches	(0.49)		(6.30)			(2.06)	(1.03)			
	Millimeters	12.5 <sup>0.2</sup>		160			52.4	26.2			
MF-22	Inches	(0.49)		(6.50)			(2.06)	(1.03)			
	Millimeters	12.5 <sup>0.2</sup>		165			52.4	26.2			
MF-23	Inches	(0.49)		(6.69)			(2.06)	(1.03)			
	Millimeters	12.5 <sup>0.2</sup>		170			52.4	26.2			
MF-24	Inches	(0.49)		(6.89)			(2.06)	(1.03)			
	Millimeters	12.5 <sup>0.2</sup>		175			52.4	26.2			
MF-25	Inches	(0.63)		(1.18) min 30			(8.62)	15/16-12 UN-2B		(3.13)	(1.44)
	Millimeters	16 <sup>0.2</sup>					219			79.4	36.5
MF-26	Inches	(0.63)	(9.0)		(3.13)	(1.44)					
	Millimeters	16 <sup>0.2</sup>	228.5		79.4	36.5					
MF-27	Inches	(0.63)	(1.57) min 40		(10.94)	(3.13)	(1.44)				
	Millimeters	16 <sup>0.2</sup>			278	79.4	36.5				

MF Series  
Dimensions

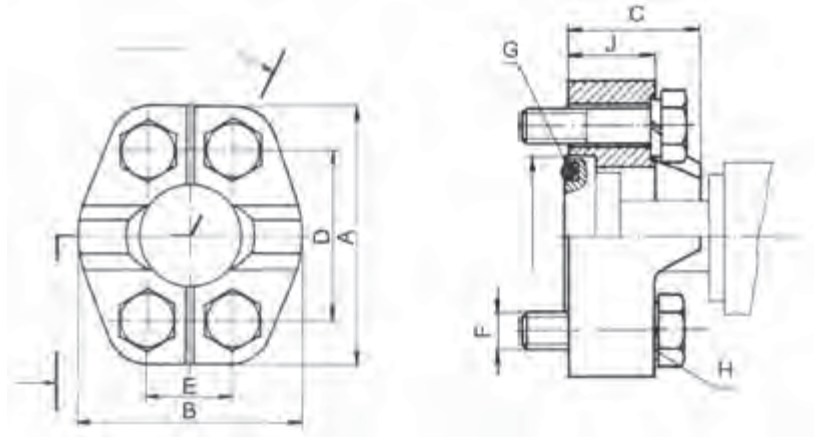
## Dimensions



## MF Series Dimensions

### Dimensions - Hose Flange

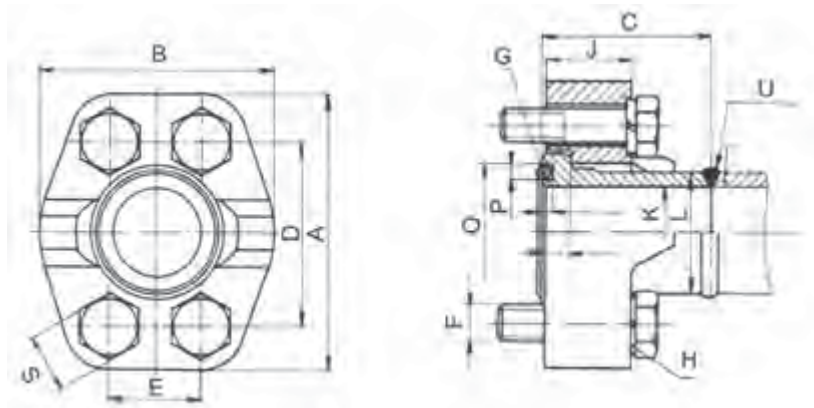
Frame Size		A	B	C	D <sup>0.1</sup>	E <sup>0.1</sup>	F	H	J
PV-20 - 24	Inches	(3.18)	(2.76)	(1.38)	(2.06)	(1.03)	3/8-16 UNC-2A	Washer 10.2	(0.89)
	Millimeters	81	70	35	52.4	26.2	3/8-16 UNC-2A	Washer 10.2	22.5
PV-25 - 27	Inches	(4.41)	(3.74)	(1.81)	(3.13)	(1.44)	5/8-11 UNC-2A	Washer 16	(1.18)
	Millimeters	112	95	46	79.4	36.5	5/8-11 UNC-2A	Washer 16	30



### Dimensions - Flange for Piping

Frame Size		A	B	C	D <sup>0.1</sup>	E <sup>0.1</sup>	F	H	J
PV-20 - 24	Inches	(3.18)	(2.76)	(1.57)	(2.06)	(1.03)	3/8-16 UNC-2A	Washer 10	(0.89)
	Millimeters	81	70	40	52.4	26.2	3/8-16 UNC-2A	Washer 10	22.5
PV-25 - 27	Inches	(4.41)	(3.74)	(1.81)	(3.13)	(1.44)	5/8-11 UNC-2A	Washer 16	(1.18)
	Millimeters	112	95	46	79.4	36.5	5/8-11 UNC-2A	Washer 16	30

Frame Size		K	L	M <sup>0.1</sup>	N <sup>0.1</sup>	O	P <sup>0.2</sup>	U
PV-20 - 24	Inches	(1.10)	(1.50)	(.31)	(0.11)	(1.56)±0.05	(0.16)	V5 - 104
	Millimeters	28	38	8	2.8	39.7±0.05	4	V5 - 104
PV-25 - 27	Inches	(1.50)	(1.97)	(0.50)	(0.11)	(2.12)±0.01	(0.16)	V6 - 158
	Millimeters	38	50	12.6	2.8	53.9±0.01	4	V6 - 158



**Note:**

Flange according to SAE J 518c

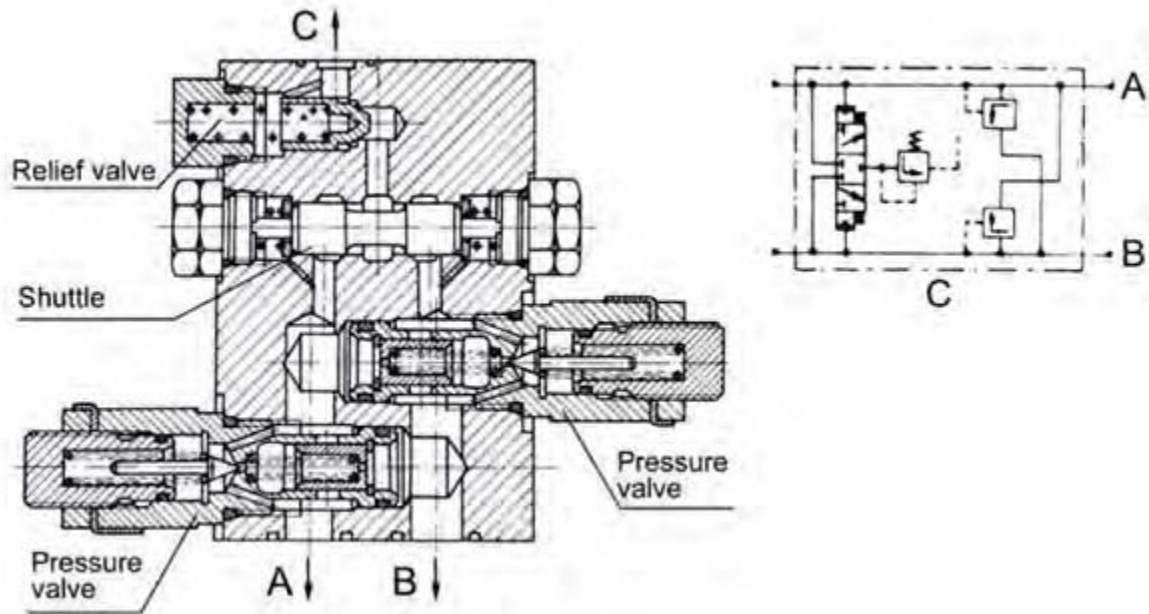
Frame size 20 - 24: Size 1, 5000psi, torque for screw tightening 3/8-16 UNC-2A = 37-42 Nm

Frame size 25 - 27: Size 1½, 6000psi, torque for screw tightening 5/8-11 UNC-2A = 158-181 Nm

MF Series

## Manifold Assembly

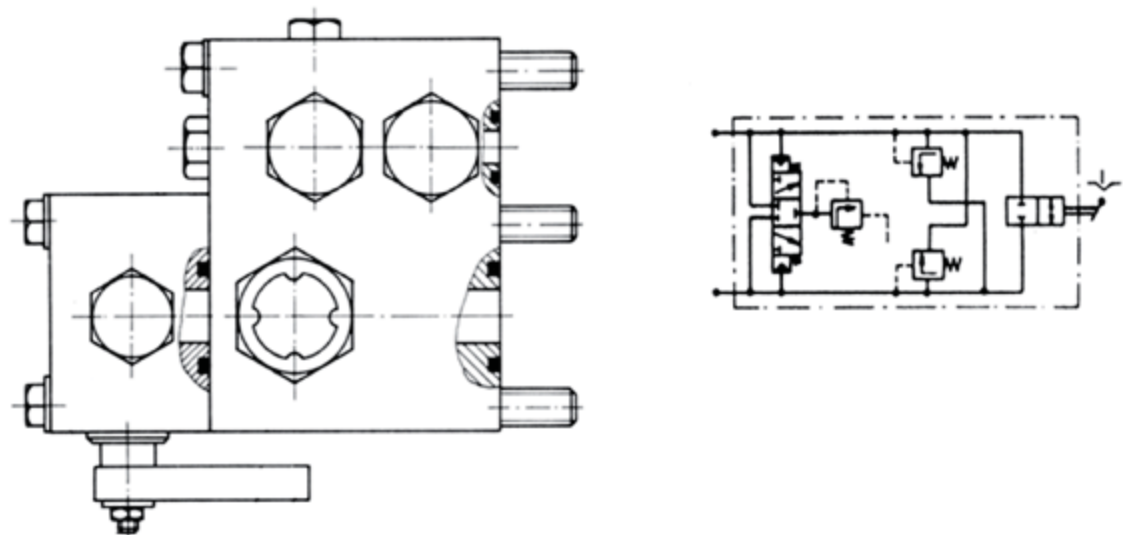
The Manifold Assembly consists of control elements that serve to restrict working pressure in the high pressure hydrostatic circuit, to exchange the heated working fluid in closed hydrostatic circuit, to charge the volume losses in closed hydrostatic circuit, as well to secure rinsing of transmissions case.



MF Series

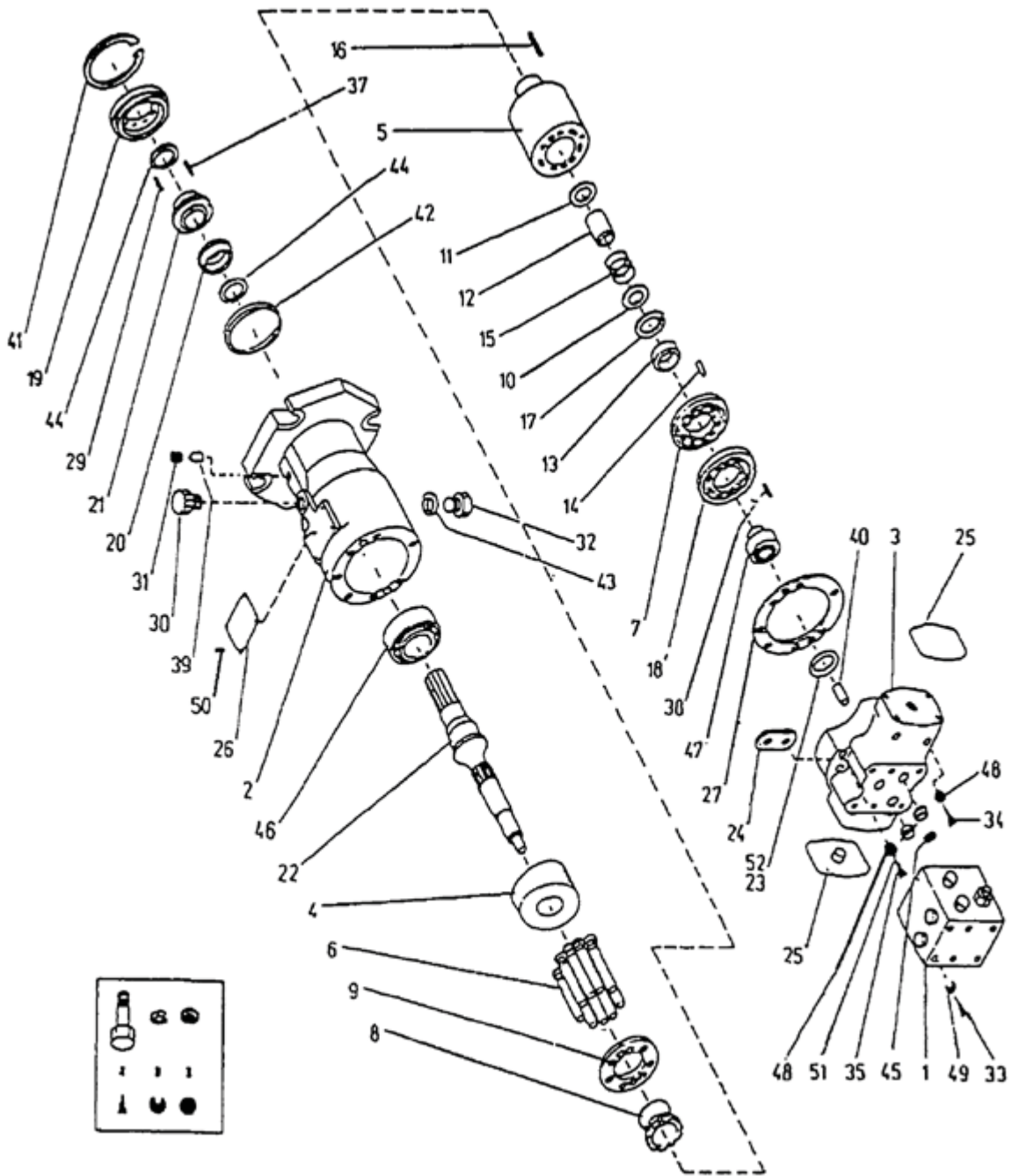
## Manifold Assembly with By-pass Valve

The Manifold Assembly with a bypass valve secures all the functions as a manifold assembly. On the back side there is a built in bypass valve designed for interconnection of high pressure lines in closed hydrostatic circuits.



MF Series  
 Replacement  
 Parts

**MF Series Component Breakdown**



**MF Series  
Replacement  
Parts**

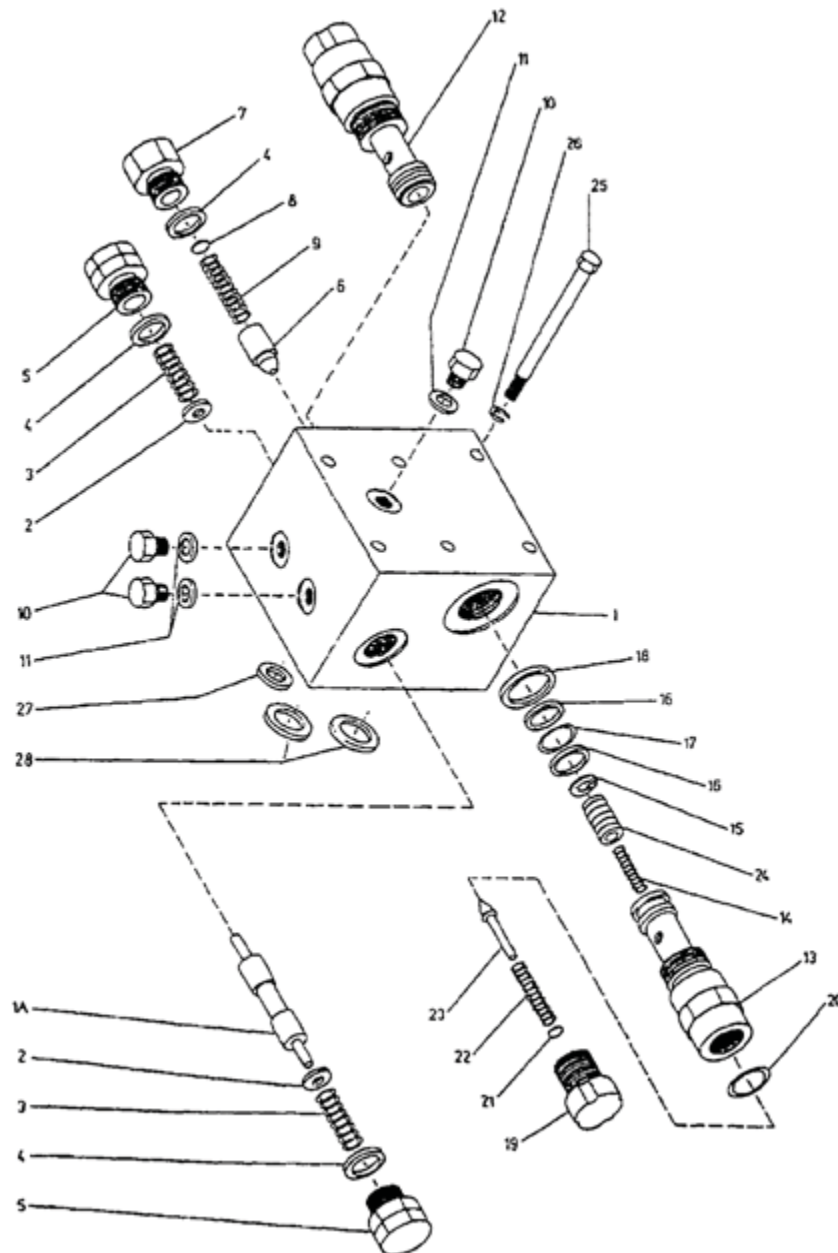
## MF Series 20-27 Replacement Parts Listing

1	Valve Block (Manifold Assembly)	23	End Cap Bearing Shim Kit
2	Motor Housing	24	Lifting Eye
3	End Cap	27	End Cap Gasket
4	Swash Plate	29	Shaft Seal Retainer Spring
5	Cylinder Barrel	30	Case Drain Plug
6	Piston Assembly (Set of 3)	31	Swashplate Pin Housing Plug
7	Bearing Plate	33	Manifold Block Hex Head Screw
8	Retainer (Ball) Guide	34	Long End Cap Screw
9	Slipper Retainer (Set Plate)	35	Short End Cap Screw
10	Spring Retainer	38	Valve Plate Pin
11	Spring Seat	39	Swashplate Pin
12	Spring Guide	40	End Cap Dowel Pin
13	Bearing Plate Pilot	41	Shaft Seal Retaining Ring
14	Pin	42	Shaft Seal Retainer O-Ring
15	Cylinder Barrel Spring	43	Case Drain Plug O-Ring
16	Retainer (Ball Guide) Spring - 6SP Type	44	Rotating Seal O-Ring
17	Retaining Ring	45	Manifold Block O-Ring Case Drain
18	Valve Plate	46	Front Bearing - Main Shaft
	Shaft Seal Kit	47	Rear Bearing - End Cap
19	Seal Retainer	48	End Cap Screw Washer
20	Rotating Seal	49	Manifold Block Screw Washer
21	Stationary Seal	51	Manifold Block O-Ring High Pressure
22	Drive Shaft		

**MF Series  
Replacement  
Parts**

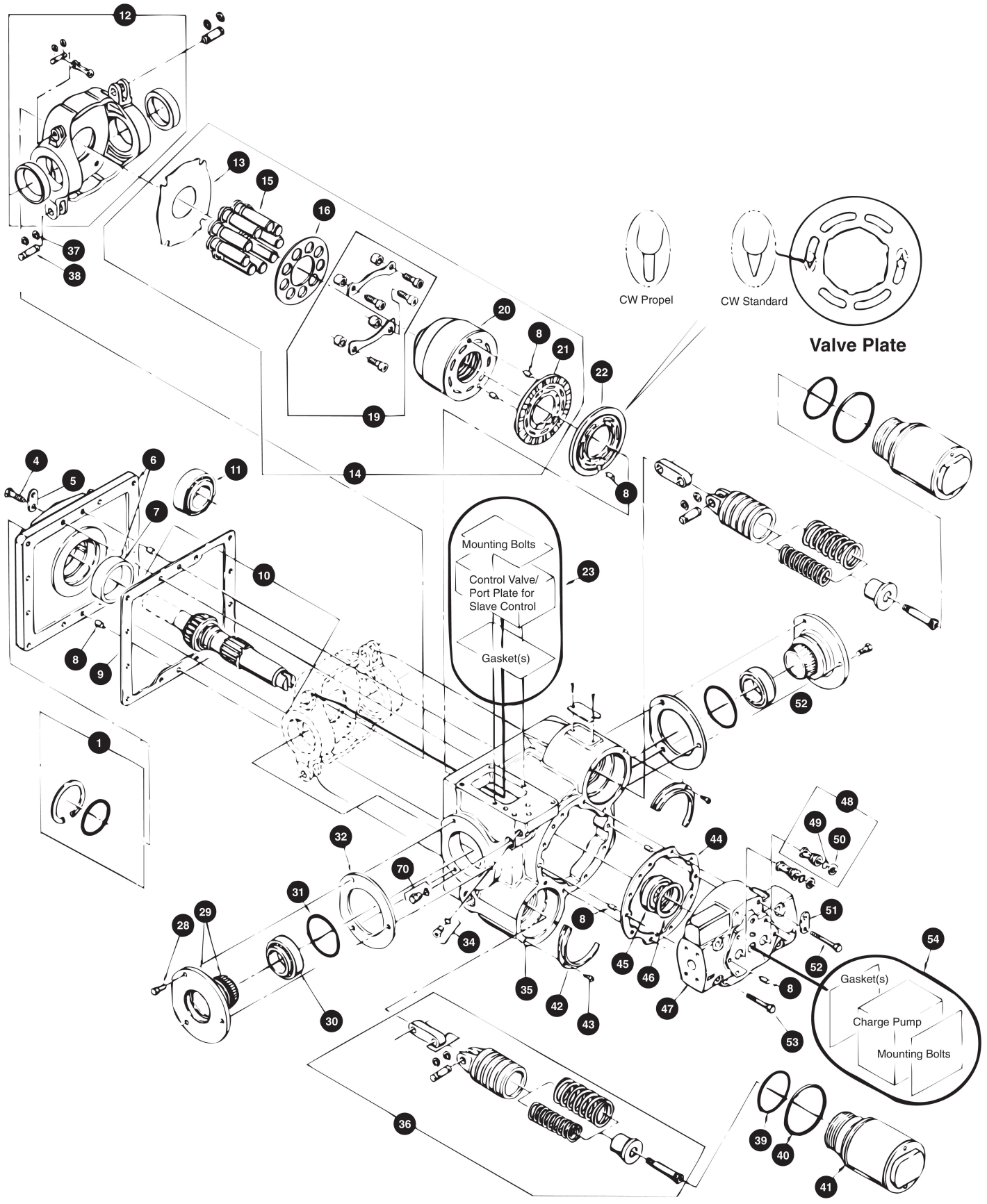
## Manifold Assembly

1	Manifold Housing	8	Relief Valve Shim	15	Retaining Ring	22	Spring
1A	Shuttle Valve	9	Relief Valve Spring	16	Seat	23	Relief Valve
2	Washer	10	Plug	17	O-ring	24	Piston
3	Spring	11	O-ring	18	O-ring	25	Hex Head Screw
4	O-ring	12	High Pressure Valve	19	Plug	26	Washer
5	Plug	13	Valve Body	20	O-ring	27	O-ring
6	Relief Valve	14	Spring	21	Washer	28	O-ring
7	Plug						



**ANEXO B. BOMBA HIDRUALICA EATON 54**

# Exploded View Drawing



### Models 33 thru 64 Variable Pump Parts

Item No.	Description	Qty.	Item No.	Description	Qty.
1	Shaft Seal Kit	1	31	O-ring	2
4	Mounting Flange Bolt	12	32	Trunnion Shims	◆
5	Shipping Strap	2	34	Plug and O-ring	1
6	Mounting Flange S/A	1	35	Pump Housing	1
7	Bearing Cup	1	36	Servo Piston S/A	2
8	Dowel Pin	9	37	Retaining Ring	8
9	Mounting Flange Gasket	1	38	Pin	4
10	Drive Shaft S/A	1	39	O-ring	2
11	Replacement Bearing Kit	◆	40	O-ring	2
12	Swashplate S/A	1	41	Servo Sleeve	2
13	Thrust Plate	1	42	Servo Sleeve Retainer	2
14	Rotating Group	1	43	Cap Screw	6
15	Piston and Slipper S/A	9	44	End Cover Gasket	1
16	Slipper Retainer Plate	1	45	End Cover Bearing	1
19	Retaining Strap and Bolts	2	46	Shaft Shims	◆
20	Cylinder Barrel	1	47	End Cover	1
21	Bearing Plate	1	48	Check Valve S/A	2
22	Valve Plate	1	49	O-ring	2
23	Control Valve Option	1	50	Back-up Ring	2
28	Trunnion Bolt	6	52	End Cover Bolt	6
29	Trunnion S/A	2	53	End Cover Bolt	2
30	Replacement Bearing Kit	◆	54	Charge Pump	1
			70	Plug and O-ring	1

◆ Parts used as required.

## Hydrostatic Variable Pump Repairs

### Disassembly

Due to the complexity of the heavy duty pump certain subassemblies are disassembled, inspected, and reassembled upon removal from the pump. This procedure insures repair accuracy and helps avoid the loss of small parts.

- 1 Clean the exterior of the pump and drain the oil.
- 2 Position the pump so the shaft seal is accessible.

**Note:** Shaft seal removal procedure 3-6 apply to pumps built before September 1999, as indicated by the date code on the pump. For pumps which have a date code after 1999, go to step 105 on page 20 to remove the shaft seal.

- 3 Using a retaining ring pliers remove the retaining ring.

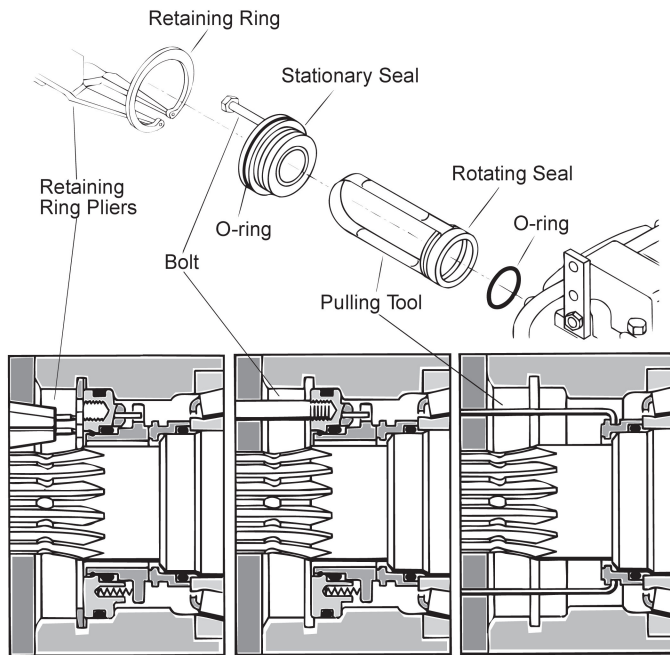


Figure 1

- 4 Screw a 3 in. X 1/4-20 bolt into the threaded hole in the stationary seal. Pull on the bolt to remove the seal.

- 5 Use the special pulling tool, Owatonna Tool Co. P/N CAS 1844, to remove the rotating seal, see figure 1. If the special tool is not available pull out the rotating seal with a wire bent to the shape of the puller.

**Note:** Detailed drawings of all special tools are given in Appendix E, in the back of this manual.

- 6 Remove the o-ring; it will either be in the rotating seal or on the shaft.

**Note:** If you are just replacing the shaft seal jump ahead to step 109 on page 21.

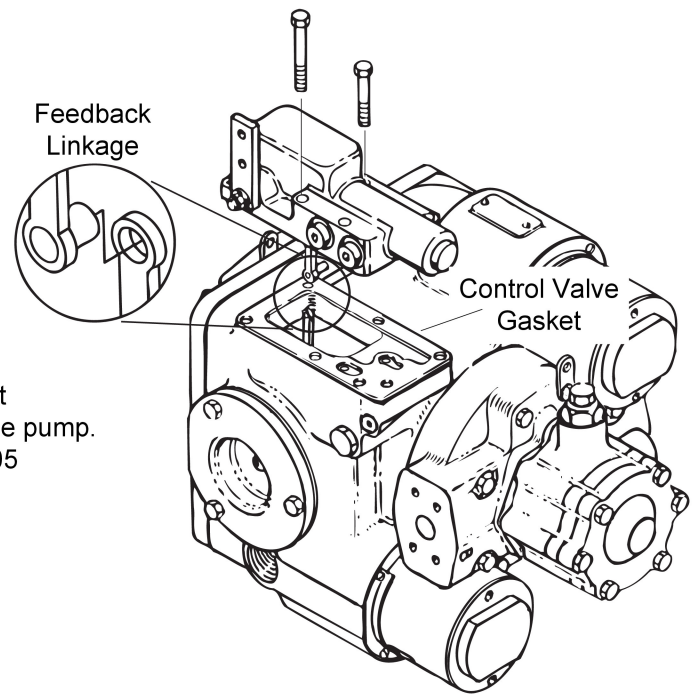


Figure 2

- 7 Remove the six hex head bolts that hold the control valve to the pump.

- 8 Lift the control valve away from the pump and disengage the feedback linkage, see figure 2.

- 9 Remove the control valve gasket.

- 10 Inspect the control valve: Start by thoroughly flushing the control valve with clean solvent. Then blow it dry with compressed air. Be sure to blow through all of the control valve's internal passages.

Inspect the control valve linkage. Move the control lever back and forth; it should move freely without binding. There should be no free play in the feedback link or control lever.

Check the control valve orifice; if it is plugged after flushing clean or replace it. Appendix C gives information on orifice replacement.

**Important:** The control orifice may be installed in different locations depending on which pump control is used. If it is removed a new orifice must be installed in the same location.

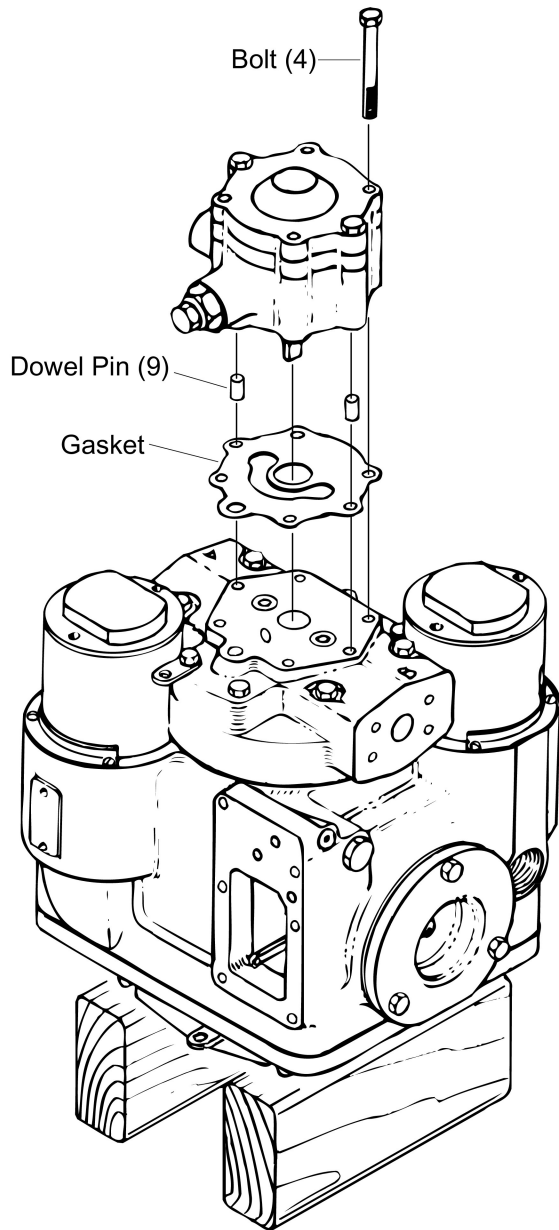


Figure 3

**11** Reposition the pump so the shaft is vertical and the charge pump is on top. Stand the pump on two blocks of wood as shown in figure 3.

**12** Remove the four bolts that hold the charge pump to the end cover, see figure 3. The two remaining bolts hold the charge pump together.

**Note:** Information on charge pump repair is given in Appendix D.

**13** Lift the charge pump from the end cover. Remove the gasket and two dowel pins.

**Note:** Keep track of the dowel pins, see figures 3, 5, and 8. There is a total of nine dowel pins in the pump. It is a good idea to put them in a small box so they don't get lost.

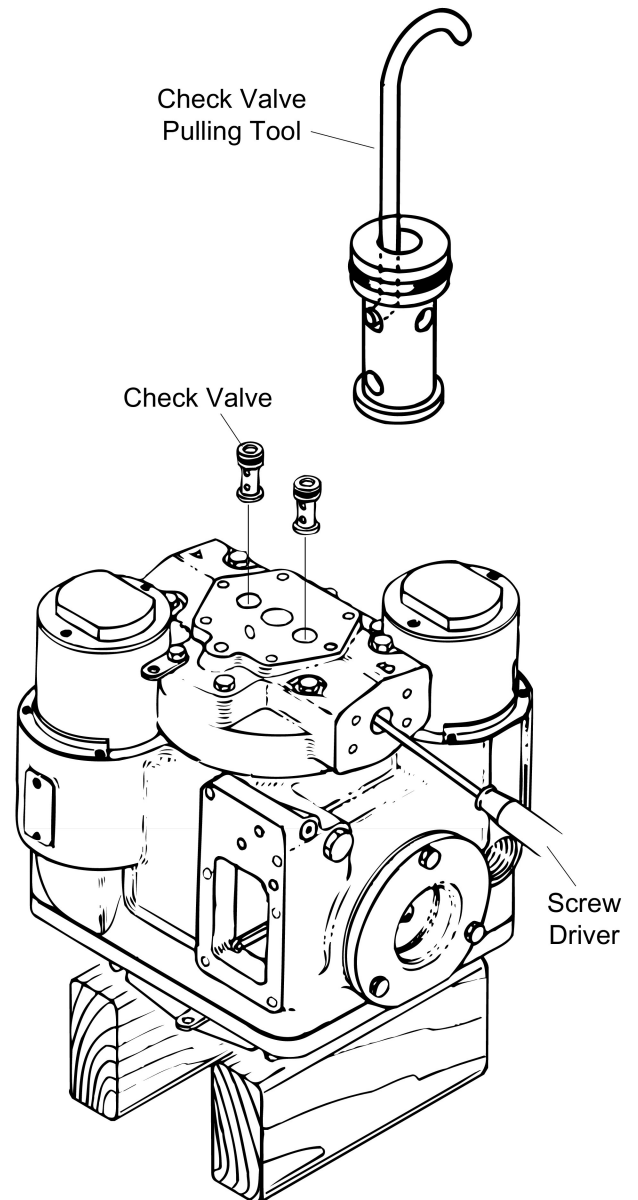


Figure 4

**14** Pull the two check valves from the end cover; Hook the short end of the pulling tool in one of the check valve cross holes, see figure 4.

If the pulling tool is unavailable remove each check valve by inserting a screw driver into the output port and prying up on the bottom of the check valve.

**Note:** A detailed drawing of the check valve pulling tool is given in Appendix E.

**15** Remove the o-rings and back-up rings from the check valves.

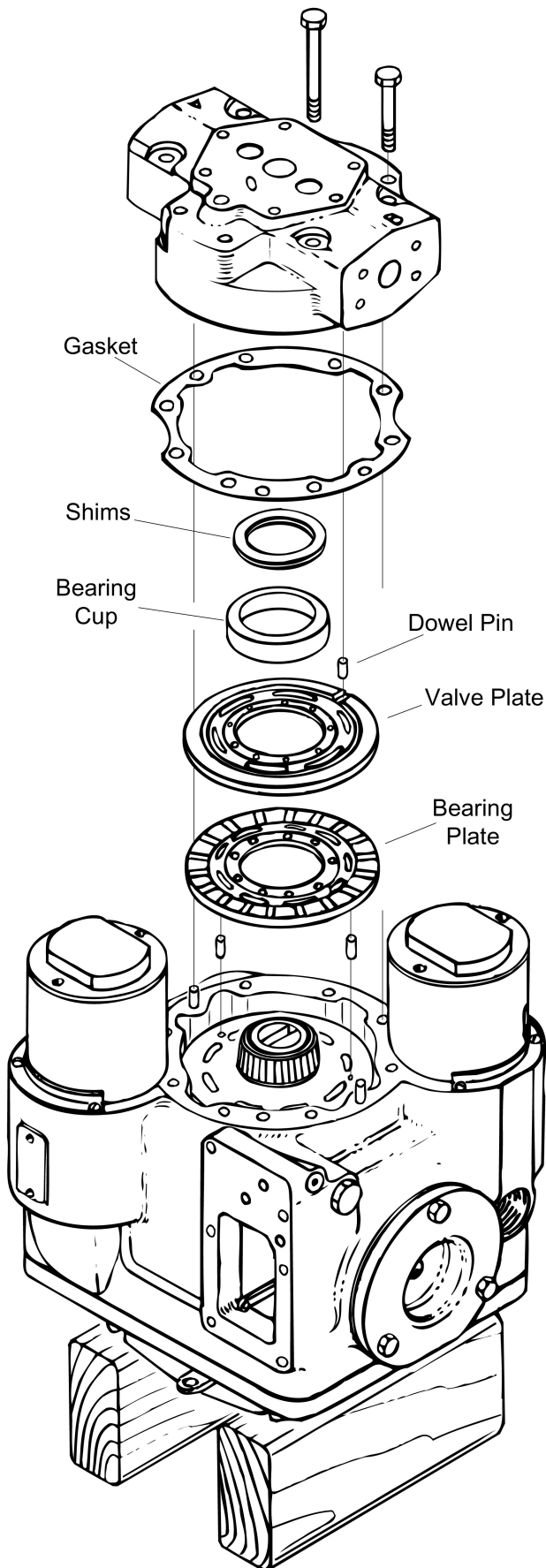


Figure 5

**16** Remove the end cover.

**Caution:** The cylinder barrel spring pre-load will damage the pump's internal parts if the end cover is removed incorrectly.

Start by removing six of the eight bolts that hold the end cover to the pump. Leave two bolts that are directly across from each other tight.

Next, loosen the two remaining bolts one or two turns. The end cover should rise as the bolts are loosened. If it doesn't tap it with a plastic hammer to break the gasket seal.

After the gasket seal is broken loosen the bolts gradually and evenly until the cylinder barrel spring pre-load is relieved.

Remove the bolts and lift the end cover from the pump. Be careful; do not drop the valve plate, it may lift away with the end cover.

**Important:** Use care when handling the pump's internal parts. They are machined to extremely close tolerances.

**17** Turn the end cover over and set it on a clean cloth.

**Important:** Always protect machined surfaces.

**Note:** The standard end cover is shown in figure 5. Two optional end covers are available. Use the same removal procedure for the optional end covers. Breakdowns of the optional end covers are shown in the appendices:

Optional End Cover	Appendix	Page
IPOR	A	21
Power Limiter Valve	B	22

**18** Remove the valve plate and dowel pin; they will either be on the end cover or bearing plate.

**Note:** Pump valve plates are unidirectional and must be matched to the input direction of the pump. The metering slots indicate the valve plate's direction, see figure 6. Also be aware that there are different shaped metering slots; 'V' shaped metering slots are standard, and kidney shaped metering slots are on propel valve plates.

**19** The bearing cup is slip-fit into the end cover. The shims under the bearing cup adjust the shaft end play. It is not necessary to remove these parts at this time.

**20** Remove the bearing plate.

**21** Remove the end cover gasket.

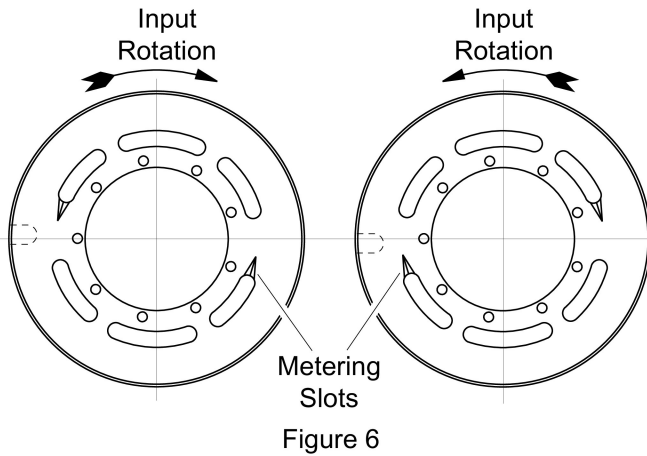


Figure 6

**22** Remove the two dowel pins from cylinder barrel face, see figure 5.

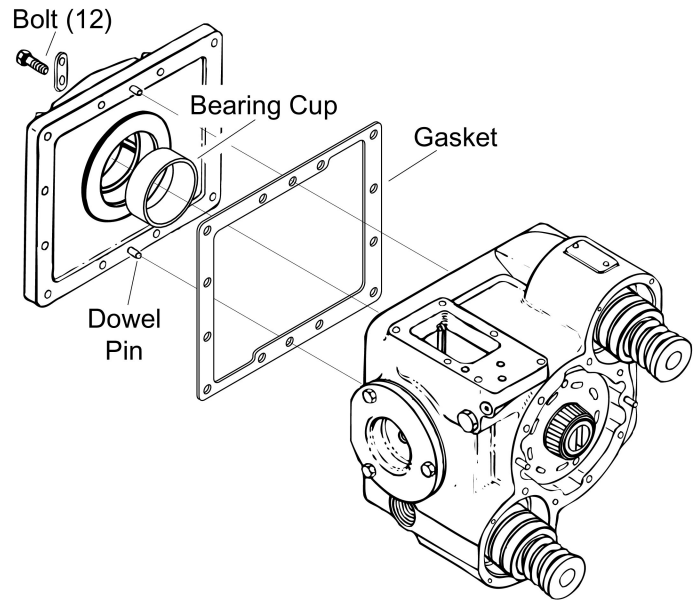


Figure 8

**28** Reposition the pump so the control valve mount is on top.

**29** Remove the twelve hex head bolts that hold the mounting flange to the pump.

**30** Remove the mounting flange, tapping it with a plastic hammer will help to break it loose.

**31** Remove the mounting flange gasket.

**Note:** Do not remove the bearing cup from the mounting flange unless it is damaged. Go to step 34 if the bearing cup is undamaged.

**32** Use an internal bearing puller or a long punch to remove the old bearing cup. Be careful; do not damage the mounting flange.

**33** Press the new bearing cup into the mounting flange. Be sure that it is pressed all the way to the bottom of the recess.

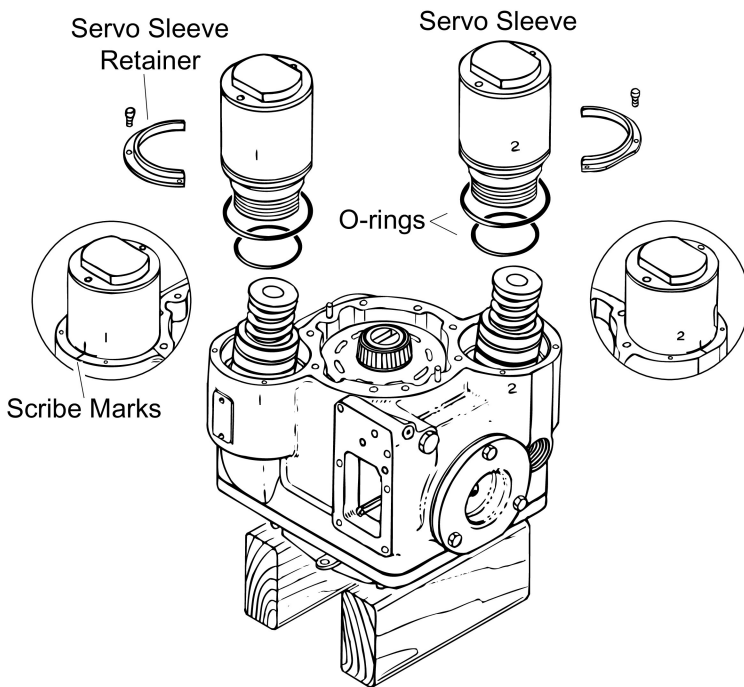


Figure 7

**23** Mark the pump housing and servo sleeves so they can be reinstalled in the same locations.

**24** Remove the servo sleeve retainers.

**25** Scribe position marks on each servo sleeve; Make a horizontal line where the servo sleeve and pump housing meet. Then make a vertical line that starts on the servo sleeve and ends on the housing, see figure 7. These marks will indicate how far to screw the servo sleeves in during reassembly.

**26** Remove the servo sleeves.

**27** Remove two o-rings from each servo sleeve.

## Hydrostatic Variable Pump Repairs

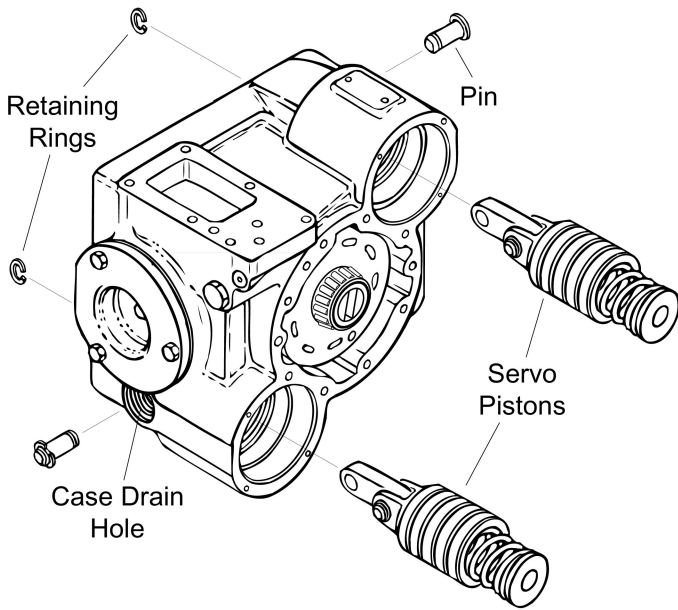


Figure 9

**34** Remove the inside retaining ring from each of the pins that connect the servo piston links to the swashplate. Slide the pins out through the case drain holes and remove the servo pistons, see figure 9.

**Note:** Disassembly of the servo pistons is not required unless they are damaged.

**35** Mark the pump housing and the trunnions so they can be reinstalled in the same locations.

**36** Repeat the following steps to remove each trunnion:

Remove the three hex head bolts that hold the trunnion to the pump

The trunnion fits into the pump tightly; use a slide hammer to loosen it. Screw the slide hammer into the threaded hole in the trunnion. The sizes of the threaded trunnion holes are listed below:

Model Number	Screw Size
33, 39, 46	3/8-16
54, 64	7/16-14

Remove the trunnions and shims.

**Important:** Keep the shims with each trunnion; they must be reinstalled on the same trunnion during reassembly. The shims pre-load the trunnion bearings.

Remove the o-ring from the trunnion, see figure 10.

**37** If the trunnion bearings are damaged replace them. A split blade bearing puller will be needed to remove the bearing cone from the trunnion. Use a press to install the new bearing cone.

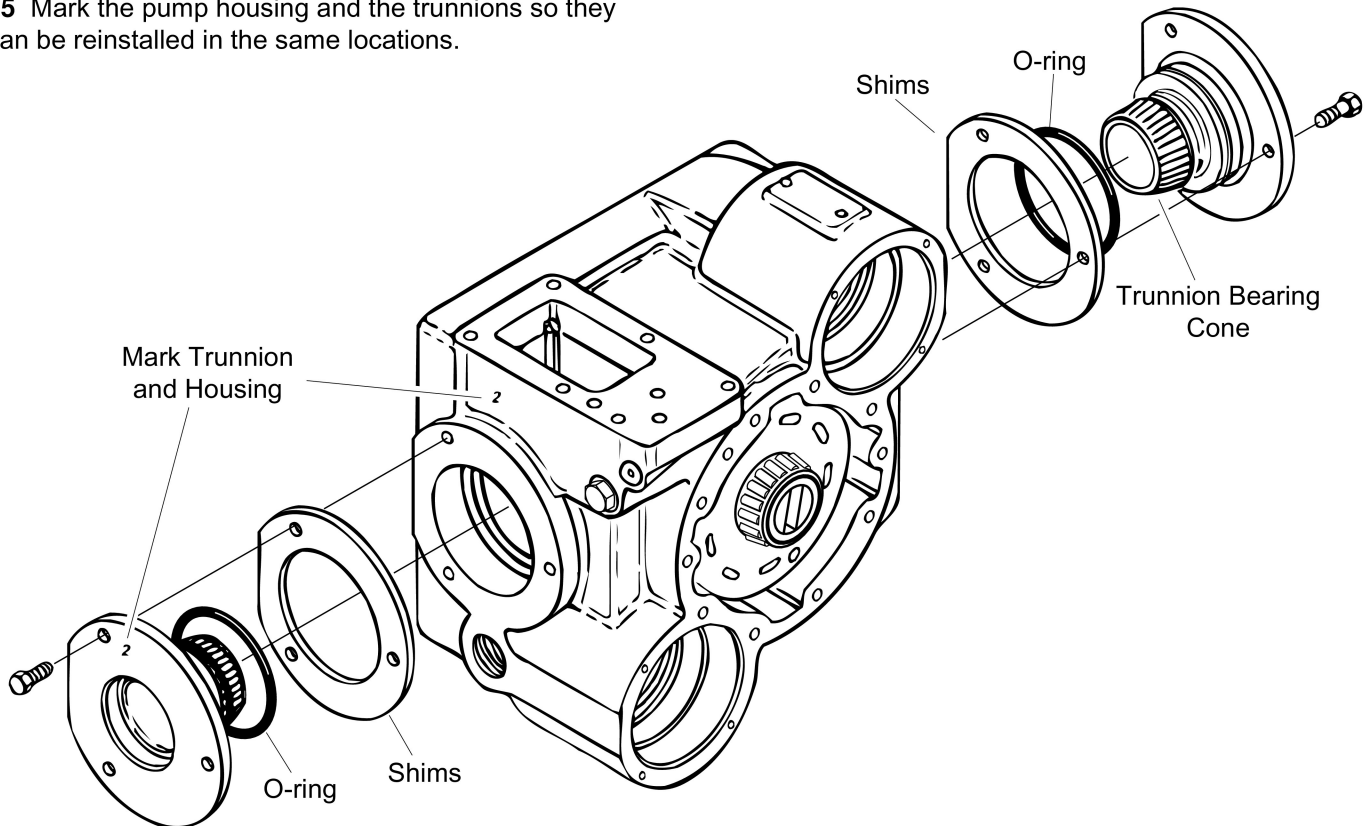


Figure 10

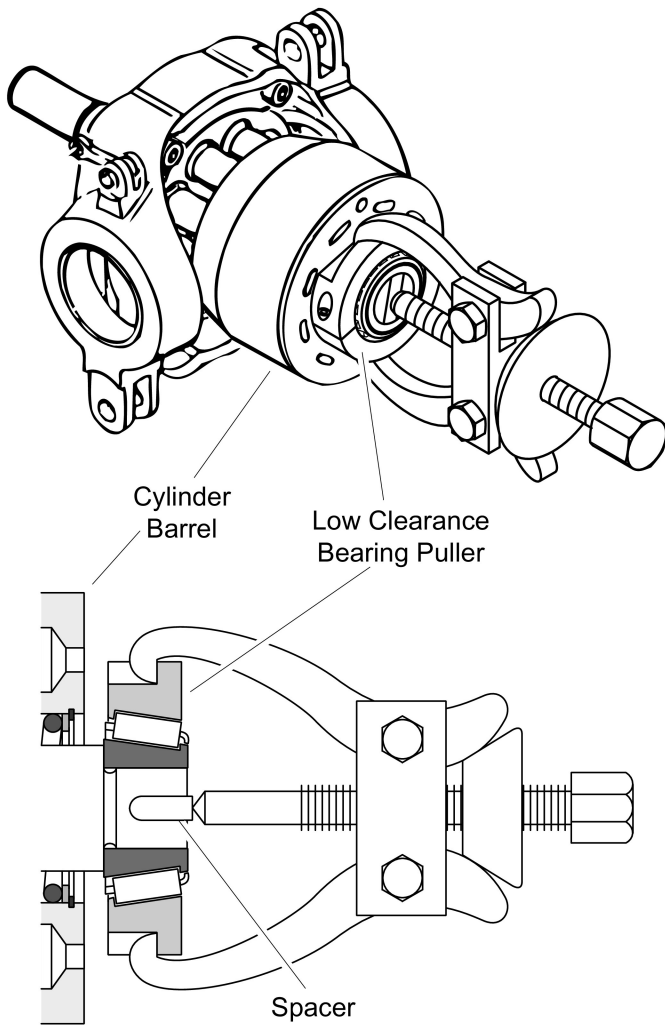


Figure 11

**38** Carefully remove the swashplate, cylinder barrel and shaft through the mounting flange end of the housing.

**39** Pull the end cover bearing cone from the shaft. Use a special low clearance bearing puller and place a spacer in the slot in the shaft.

**Note:** Detailed drawings of the low clearance bearing puller and spacer are given in Appendix E. The low clearance bearing puller was designed to protect the cylinder barrel face, see cut-away in figure 11. The spacer will prevent the slotted end of the shaft from spreading.

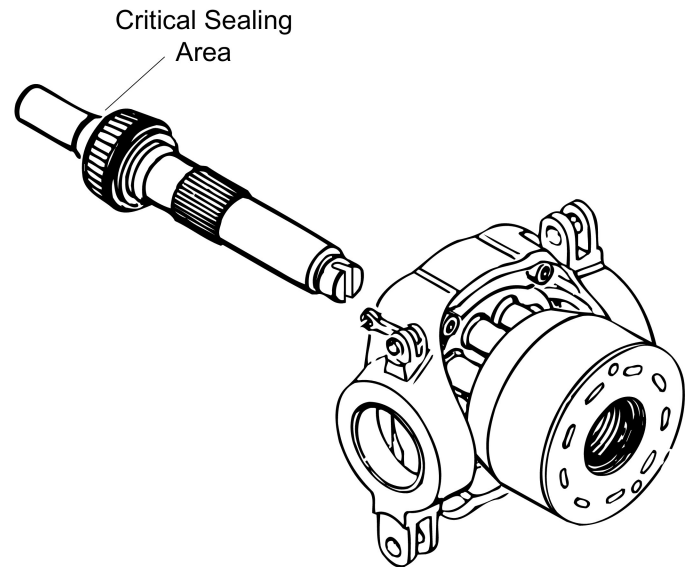


Figure 12

**40** Remove the shaft and bearing assembly from the swashplate and cylinder barrel. Keep the cylinder barrel and pistons together.

**Note:** Do not remove the bearing cone from the shaft unless it is damaged. Go to step 43 if the bearing cone is undamaged.

**41** Press the old bearing cone from the shaft.

**Caution:** Do not damage the sealing area of the shaft, see figure 12. The shaft sealing area is between the bearing journal and the keyway or splined end of the shaft. This area is extremely critical.

**42** Press the new bearing cone onto the shaft. Use the special stop limit tool shown in Appendix E of this manual. The position of the bearing cone on the shaft is important.

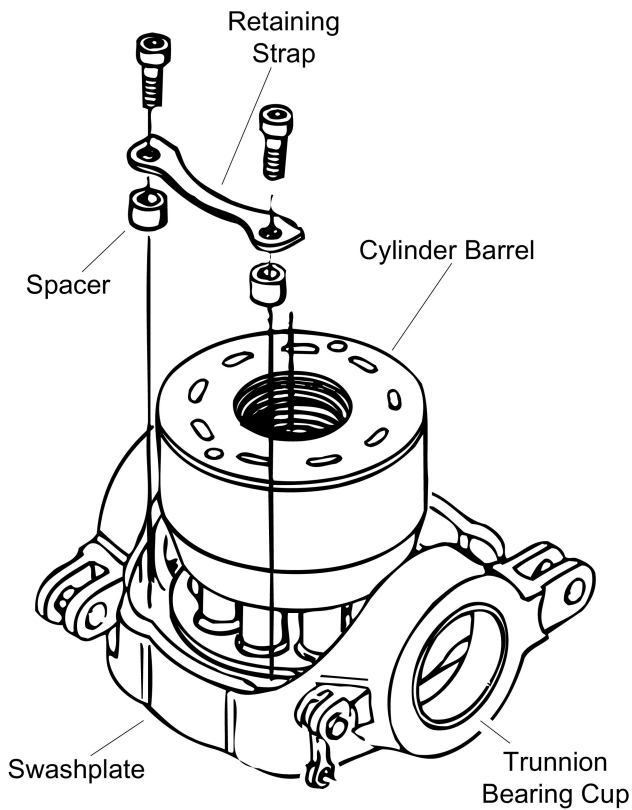


Figure 13

**43** Set the swashplate and cylinder barrel assembly on one of the trunnions; in this position it will be easier to break the retaining strap bolts loose. Remove one of the retaining straps and loosen the other.

**Important:** keep the cylinder barrel and pistons together.

**44** Reposition the swashplate and cylinder barrel assembly so the cylinder barrel is on the bottom. Remove the swashplate by lifting it slightly and sliding it over to disengage the retaining strap.

**45** Remove the retaining strap and thrust plate from the swashplate.

**46** Replace the trunnion bearing cups if they are damaged. Use a long punch to remove the old bearing cups, then carefully press the new bearing cups into the swashplate.

## Reassembly

Inspect the cylinder barrel, pistons, piston slippers, and thrust plate. Replace any worn or damaged parts. Check all mating surfaces; replace any parts with scratches or burrs that could cause leakage. Inspect parts for excessive wear and replace as necessary. Wash all metal parts in clean solvent and blow them dry with compressed air. Do not wipe parts dry with paper towels or cloth. Lint in a hydraulic system will cause damage.

Always use new seals when reassembling hydraulic pumps. Refer to parts list 6-608 for seal part numbers, replacement parts, and ordering information.

**Important:** During reassembly lubricate the new rubber seals with a petroleum jelly like Vaseline. Also lubricate all machined surfaces and bearings with clean hydraulic fluid.

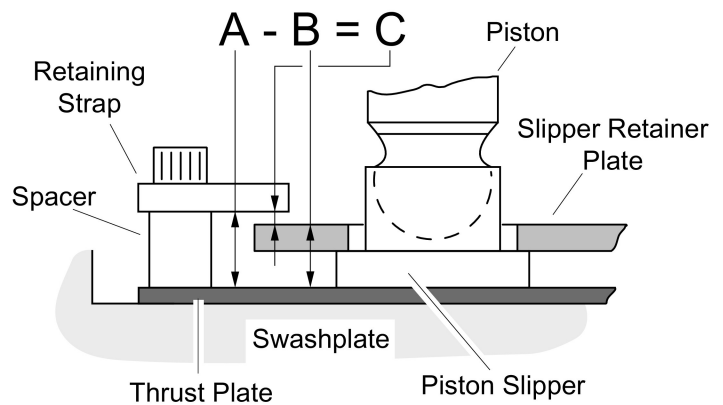


Figure 14

**47** Before beginning reassembly check the piston slipper clearance:

First, use a vernier calipers to measure the spacer height, height "A" in figure 14.

Next, measure the thickness of the slipper retainer plate and piston slippers, Thickness "B" in the figure.

Finally, calculate the piston slipper clearance "C" by subtracting thickness "B" from height "A".

**Clearance "C" must not exceed .008 in. [20 mm].**

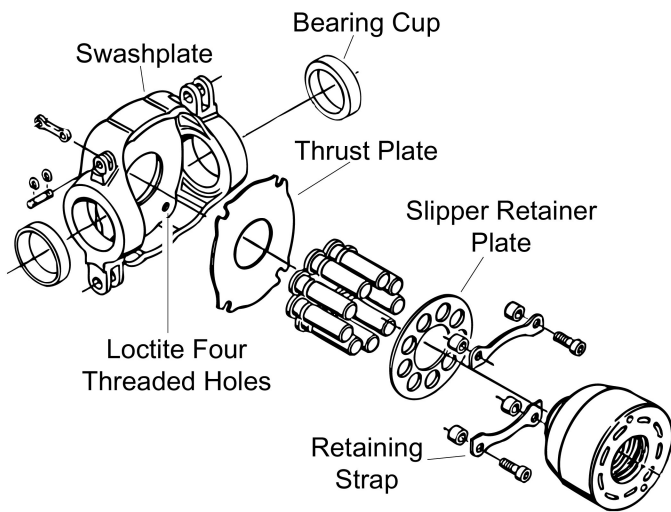


Figure 15

**48** Position the cylinder barrel, pistons, and slipper retainer so the piston slippers are on top.

**49** Apply two drops of Loctite 271 in each of the four retaining strap holes in the swashplate. Apply the Loctite no closer than two threads from the running surface. Do not apply Loctite to the retaining strap bolts.

**Caution:** Remove all excess Loctite, it will contaminate the pump if not removed.

**50** Place the thrust plate in the swashplate.

**51** Install one of the retaining straps, and leave the bolts loose.

**52** Apply a light coating of clean hydraulic fluid to the thrust plate.

**53** Fit the swashplate onto the cylinder barrel assembly. Be sure the slipper retainer plate is between the swashplate and retaining strap.

**54** Turn the swashplate and cylinder barrel over so the swashplate is on the bottom.

**55** Install the second retaining strap and tighten all four retaining strap bolts to 18 lb-ft [25 Nm]. Remove all excess Loctite.

**56** Liberally lubricate the pistons slippers, thrust plate, retainer plate, pistons, and cylinders. These parts must have sufficient start-up lubrication.

**57** Slide the shaft and bearing assembly through the swashplate into the cylinder barrel.

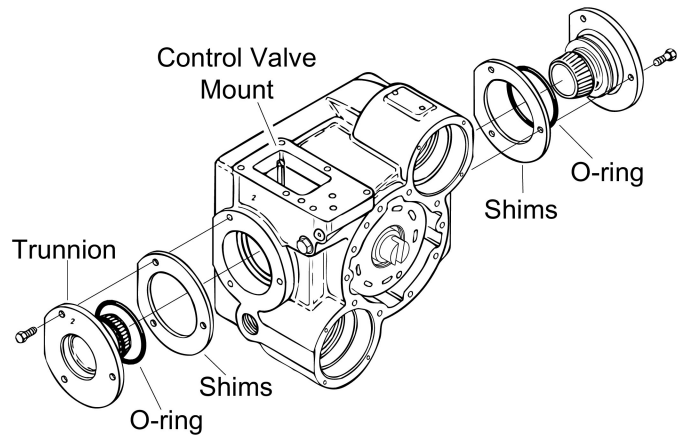


Figure 16

**58** Carefully, put the swashplate, cylinder barrel, and shaft into the pump housing. Be sure the feedback linkage is by the control valve mount.

**59** Lubricate and install a new o-ring on each trunnion.

**60** Install the trunnions and shims in their original locations.

**61** Install the trunnion bolts and tighten them to the specified torque given below:

Model Number	Trunnion Bolt Torque
33, 39, 46	28 lb-ft [38 Nm]
54, 64	44 lb-ft [60 Nm]

## Hydrostatic Variable Pump Repairs

**62** After the bolts are torqued strike one of the trunnions to free up the swashplate's movement.

**63** Measure the swashplate breakaway force with a spring compression scale. Attach the scale to the feedback linkage as shown in figure 17. A swashplate breakaway force of 2 to 5 lb [0,9 to 2,3 Kg] is required. Add or subtract trunnion shims as needed.

**Important:** The trunnion shims on each side of the pump should be equal thickness. The maximum allowable difference between the sides is .010 in. [0,3 mm].

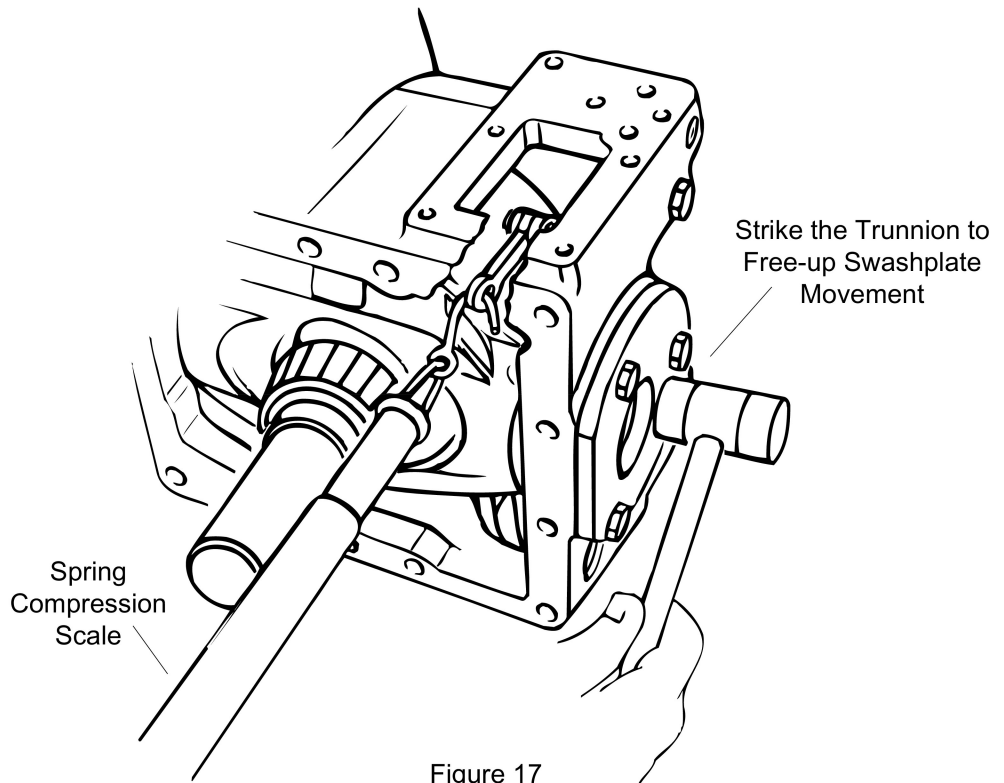


Figure 17

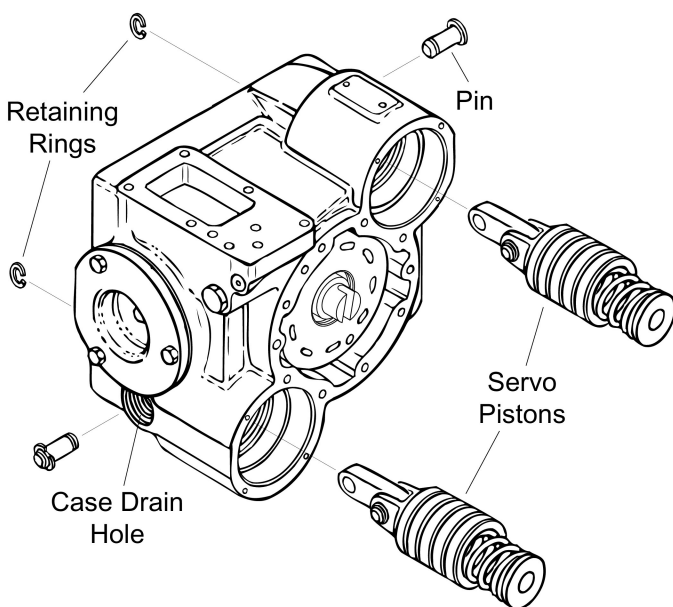


Figure 18

**64** Install the servo pistons. Line up the servo piston links and install the pins through the case drain holes as shown in figure 18.

**65** Carefully remove the shaft and bearing assembly. Reposition the pump so it is sitting on the mounting flange gasket surface.

**Note:** Do not let the cylinder barrel slide off of the pistons.

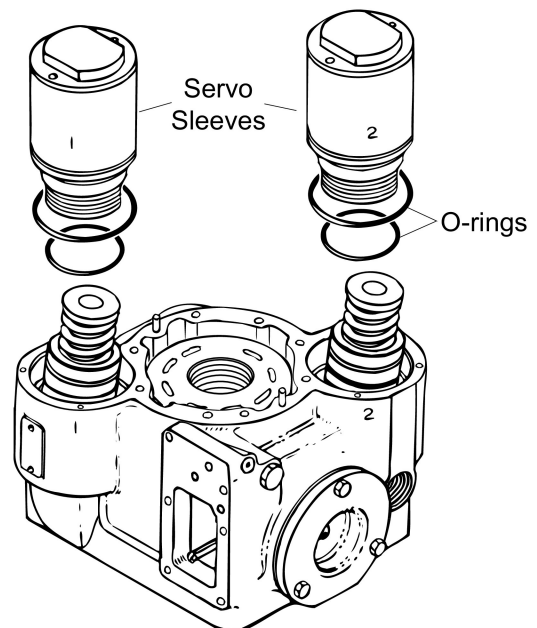


Figure 19

**66** Lubricate and install new o-rings on the servo sleeves.

**67** Install each servo sleeve in its original location. Start by lifting one of the servo pistons, tilting the swashplate to its maximum angle, then carefully fit the servo sleeve over the piston. Next, lower the servo sleeve and piston into the pump housing until the threads meet. Finally, screw the servo sleeve in until the scribe marks line up. Repeat this procedure for the second servo sleeve.

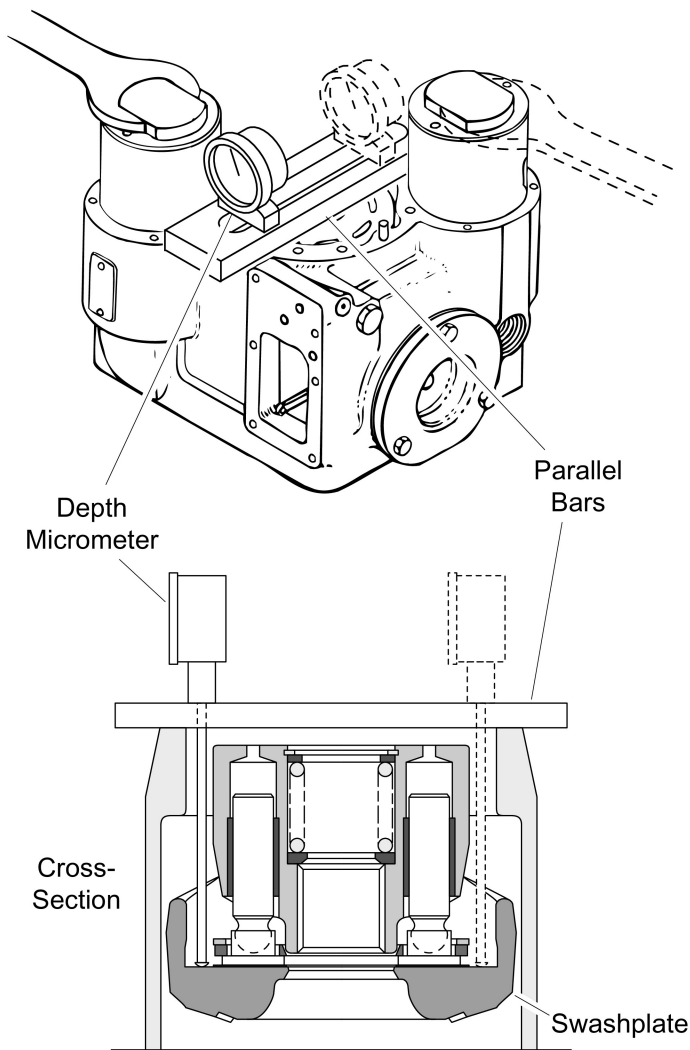


Figure 20

**68** Check the zero angle of the swashplate.

**Important:** Zeroing the swashplate insures that the springs on the servo pistons will return the swashplate to neutral when the control lever is centered.

**69** Place parallel bars across the end cover gasket surface and measure the depth to the swashplate on each side of the cylinder barrel, as shown in figure 20.

**The maximum allowable difference in the measurements is .0005 inch [.012 mm].**

**The springs on the servo pistons must hold the swashplate tight; The maximum allowable swashplate rock is .001 inch [.03 mm].**

Screw the servo sleeves in or out to adjust the zero angle of the swashplate.

**70** Install the servo sleeve retainers and re-stake if necessary.

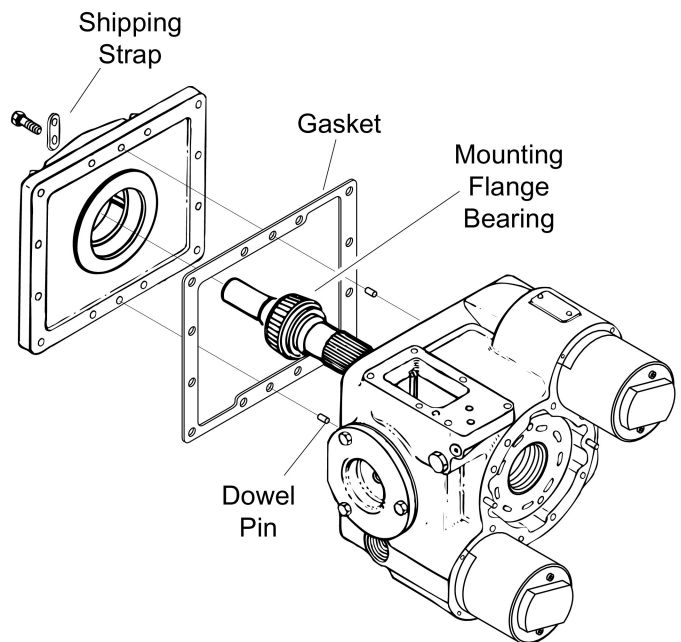


Figure 21

**71** Reposition the pump so the control valve mount is on top. Be careful do not let the cylinder barrel slide out off the pump.

**72** Carefully slide the shaft and bearing assembly into the pump.

**73** Install two dowel pins in the holes in the mounting flange surface of the pump housing.

**74** Place a new mounting flange gasket on the pump housing. Hold it in place with petroleum jelly.

**75** Lubricate the mounting flange bearing with clean hydraulic fluid

**76** Install the mounting flange on the pump.

**77** Install the twelve mounting flange bolts. Remember to install the shipping strap. Tighten the bolts to the torque specified in the table below:

Model Number	Mounting Flange Bolt Torque
33, 39, 46	28 lb-ft [38 Nm]
54, 64	44 lb-ft [60 Nm]

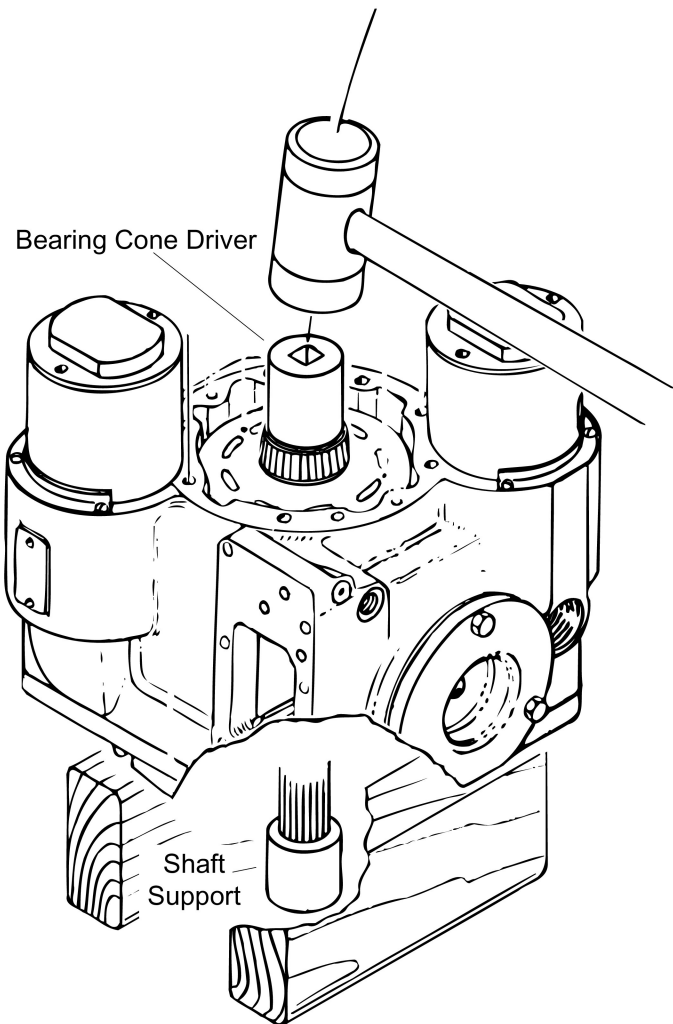


Figure 22

**78** Turn the pump over so the shaft is vertical and the mounting flange is down.

**79** Support the pump's shaft and use a bearing driver to install the end cover bearing cone, see figure 22. Be sure the bearing cone is seated against the shoulder of the shaft.

**Note:** A detailed drawing of the bearing cone driver is shown in Appendix E of this manual.

**80** Remove the shaft support.

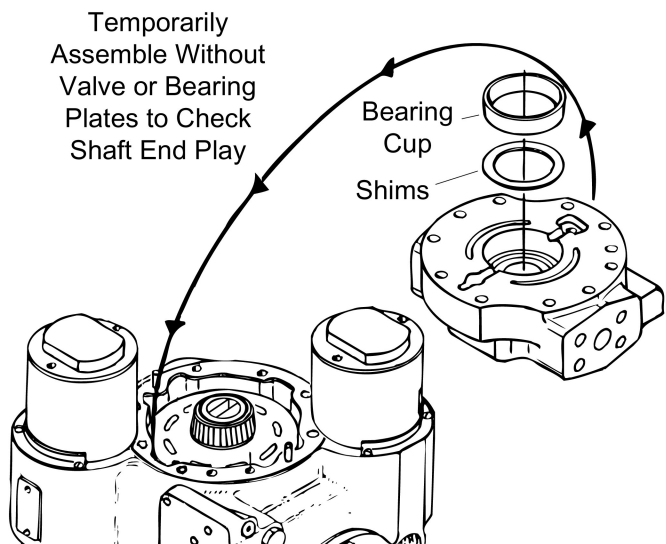


Figure 23

**81** Install two dowel pins in the holes in the end cover surface of the pump housing.

**82** Install a new end cover gasket.

**83** Check the pump shaft end play before installing the bearing and valve plates.

Be sure the bearing cup and shims are in the end cover and place it on the pump.

Install the eight end cover bolts and tighten them alternately to the torque specified in the table below:

Model Number	End Cover Bolt Torque
33, 39, 46	39 lb-ft [53 Nm]
54, 64	63 lb-ft [85 Nm]

Turn the pump over so the mounting flange and shaft are on top. Place a block of wood under the end cover so the weight of the pump is not on the servo sleeves.

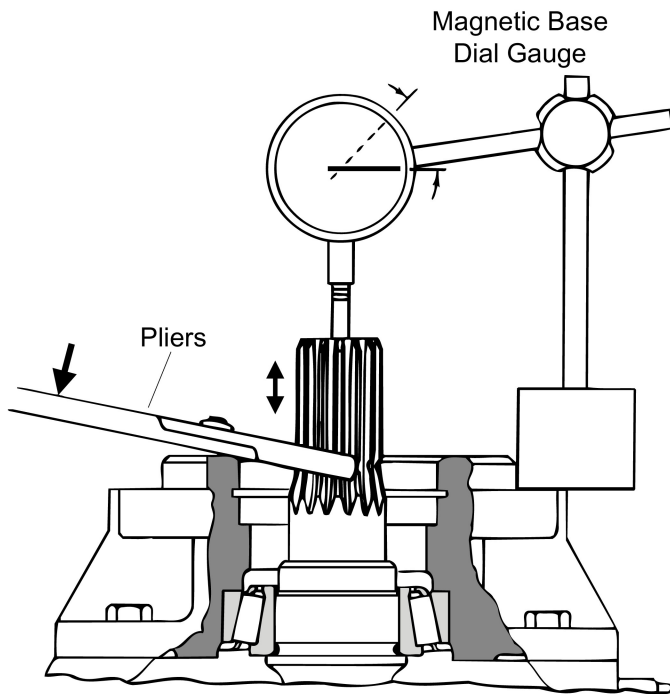


Figure 24

Gently tap the shaft into the pump with a plastic hammer to seat the bearings.

Place a dial gauge, with a magnetic base over the shaft as shown in figure 24. Grasp the shaft low with a pliers and pry it up to get the end play reading.

**The pump shaft end play must be from .002 in. to .007 in. [.05 mm to .17 mm].**

Adjust the end play by adding or subtracting shims from under the end cover bearing cup.

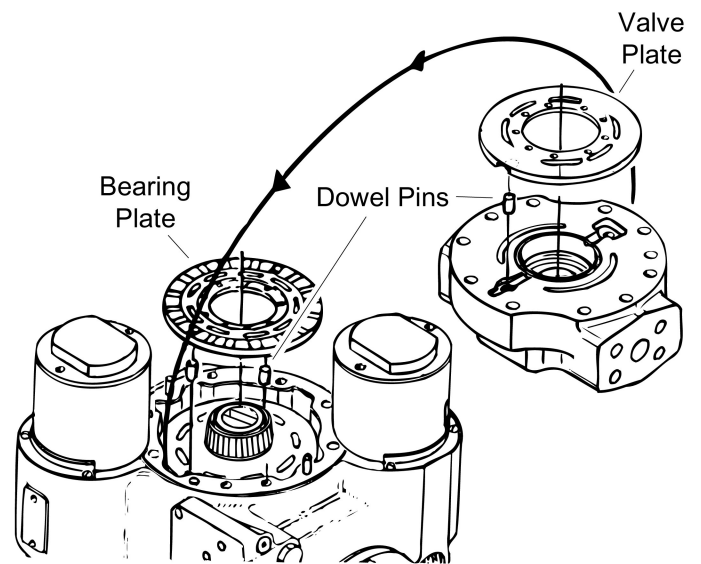


Figure 25

**84** Turn the pump over and remove the end cover.

**85** Install two dowel pins in the holes in the cylinder barrel face.

**86** Place the bearing plate on the cylinder barrel and engage it with the dowel pins.

**87** Liberally lubricate the bronze surface of the bearing plate with clean hydraulic fluid.

**88** Install a dowel pin in the hole in the end cover.

**89** Place the valve plate on the end cover. Be sure it engages with the dowel pin.

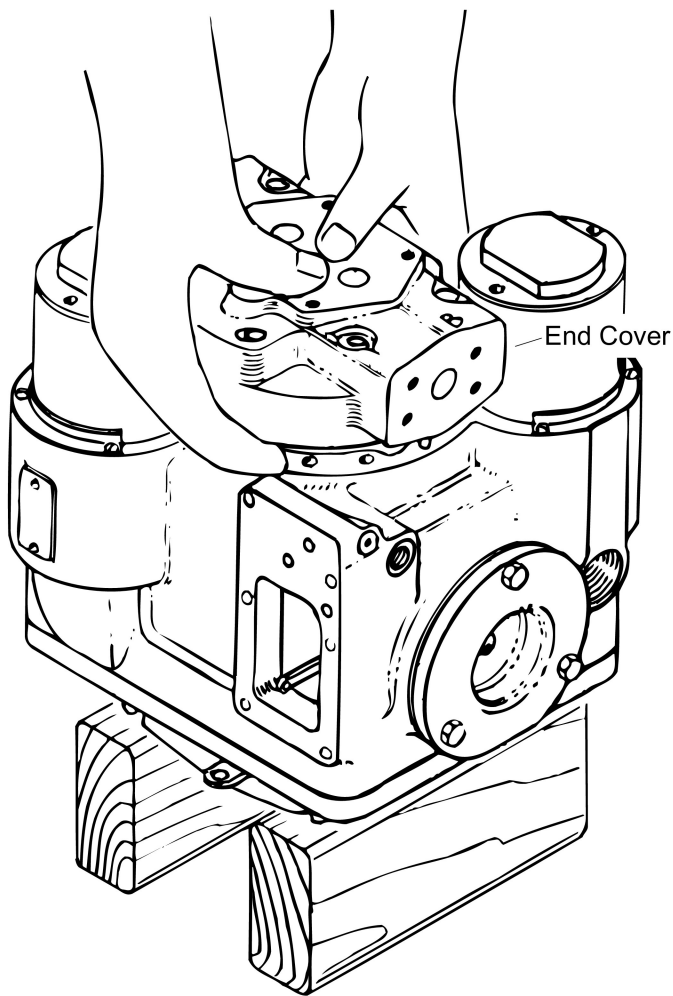


Figure 26

**90** Holding the valve plate in place carefully install the end cover.

**Note:** Use petroleum jelly to help hold the valve plate to the end cover.

**91** Install the eight end cover bolts, remember the shipping strap.

**92** Tighten the end cover bolts evenly so the cylinder barrel spring pre-load is taken-up gradually. Torque them alternately to the specifications given in the table below:

Model Number	End Cover Bolt Torque
33, 39, 46	39 lb-ft [53 Nm]
54, 64	63 lb-ft [85 Nm]

**93** Lubricate and install new o-rings and back-up rings on the check valves. The back-up ring must be installed on the charge pump side of the o-ring, see figure 27.

**94** Install the check valves in the pump end cover. Push them down until their tops are flush with the surface of the end cover.

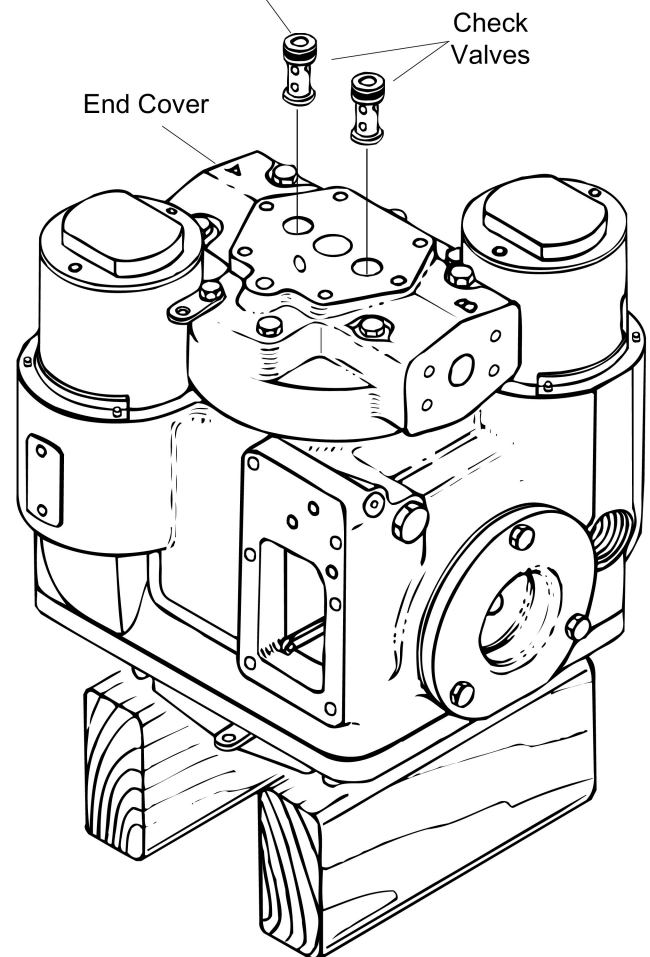
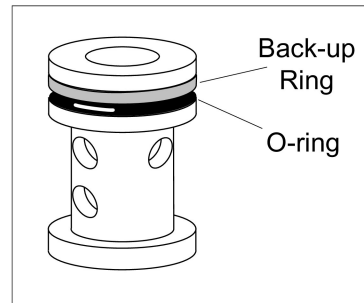


Figure 27

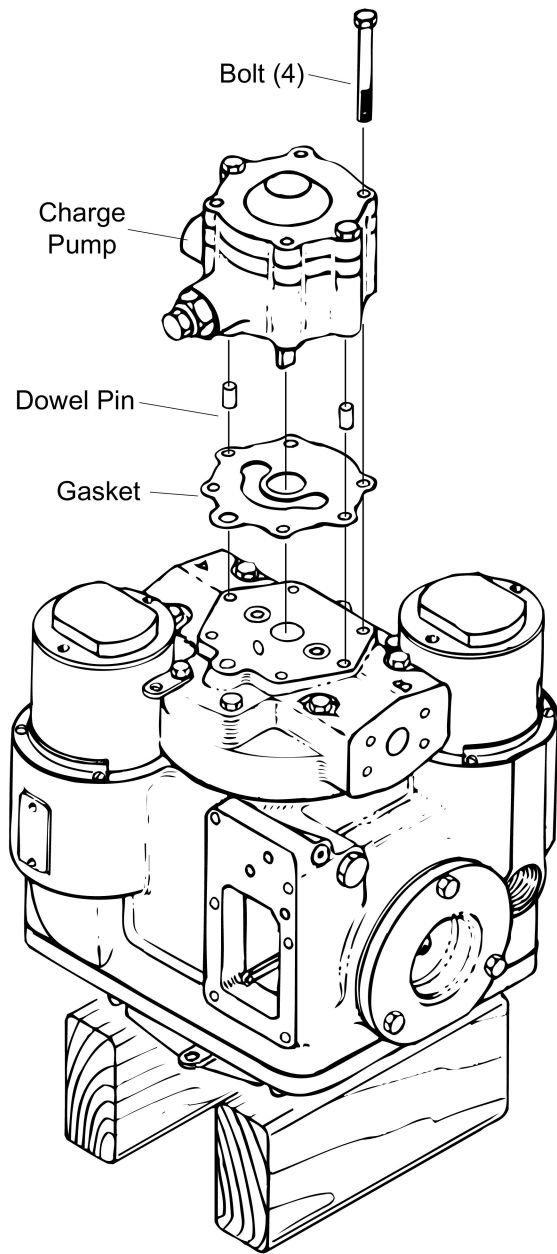


Figure 28

**95** Install the two remaining dowel pins in the holes in the end cover, see figure 28.

**96** Place a new charge pump gasket on the end cover.

**97** Rotate the charge pump shaft so the tang and the dowel pin holes line-up correctly with the pump. Then carefully install the charge pump.

**Note:** Some charge pumps have splined drives.

**98** Install the four hex head bolts that hold the charge pump to the pump end cover. Torque them alternately to 25 lb-ft [34Nm]. Charge pumps that have 'A' or 'B' pads require a torque of 22 lb-ft [30 Nm].

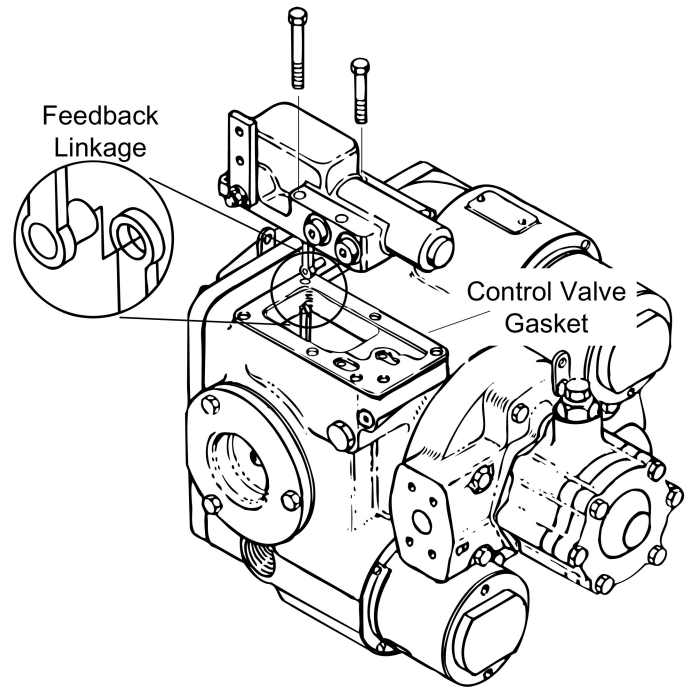


Figure 29

**99** Reposition the pump so the control valve mount is on top.

**100** Place a new control valve gasket on the pump.

**101** Connect the feedback linkage and position the control valve on the pump.

**Important:** When the control valve is positioned on the pump make sure the feedback linkage points towards the end cover.

**102** Install the six hex head bolts and tighten them finger tight.

**103** Move the control lever back and forth; it should move freely in both directions and self-center. If it doesn't recheck the feedback linkage.

**104** Tighten the six hex head bolts to 16 lb-ft [22 Nm].

## Hydrostatic Variable Pump Repairs

### Seal Removal

- 105** Remove the retaining ring (figure 1) using retaining ring pliers.
- 106** Use a punch and hammer to punch a hole in the shaft seal (figure 2 and 3).
- 107** Use a 3 inch sheet metal screw with the point blunted. Install screw into punched hole (figure 4 and 5) just far enough to pull the shaft seal out of it's pocket (figure 6).
- 108** Carefully insert the blade of a flat screw driver behind the seal. Pry seal out, taking care not to damage the shaft (figure 7).

figure 1

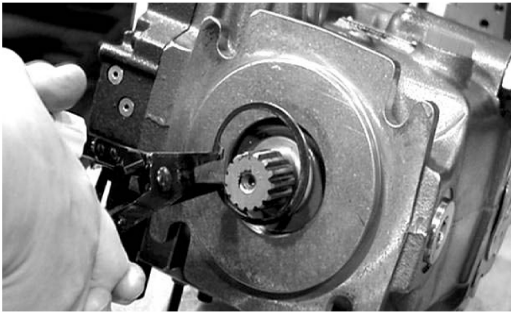


figure 4

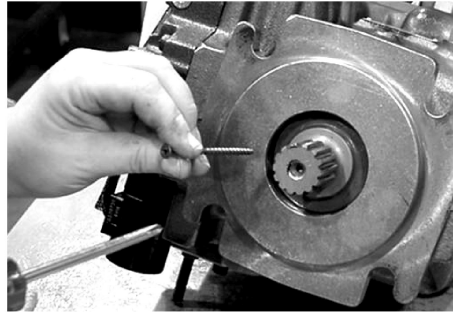


figure 2

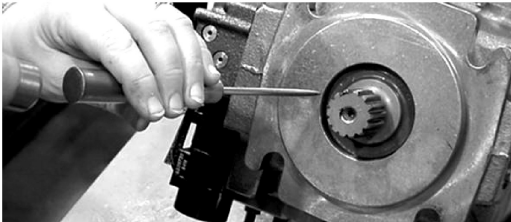


figure 5

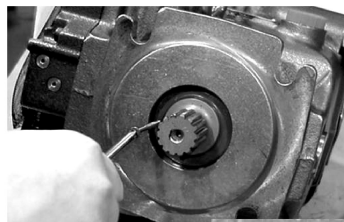


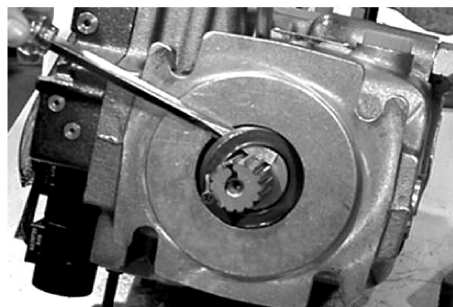
figure 3



figure 6



figure 7



## Installing the New Seal

**Use Seal 108395 for 33/39/46/54/64 Series 1 units and 33/39/46 Series 2 units.**

**Use Seal 110192 for special 54/64 Series 1 units with large seal and shaft and standard 54/64 Series 2 units**

**109** Grease surface of seal which contacts shaft.

**110** Press the new greased shaft seal over a shaft bullet, see figure 9 and page 3 for correct bullet. Closed face of the shaft seal is to face the closed end of the bullet.

**111** With the shaft seal on the bullet, insert bullet over drive shaft and into the seal pocket.

**112** Using the installation tool (see figure 10) and a mallet, push the seal until the tool bottoms on the mounting flange.

**Note:**

The shaft seal kit comes with a shaft seal, retaining ring, and spacer. The spacer is only required for units that have extensive use in the field. The purpose of the spacer is to put the seal in a new location on the shaft sealing area. If using the spacer, install the spacer between the shaft seal and the retaining ring in step #5.

**113** Remove the tool and Insert the retaining ring (and spacer if required) into the seal pocket.

**114** Again using the tool and mallet, push the seal and retaining ring in until the retaining ring snaps into place in the groove.

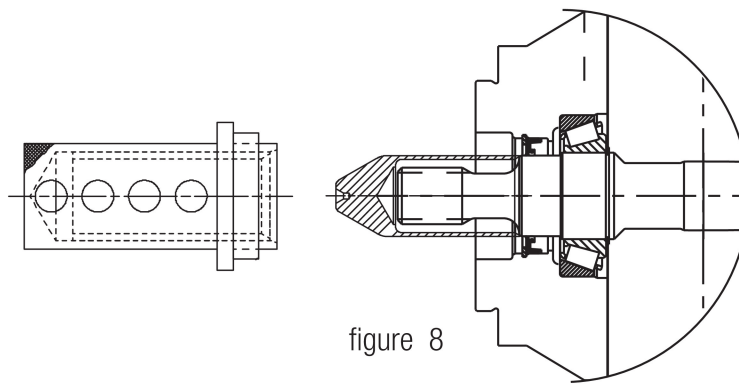
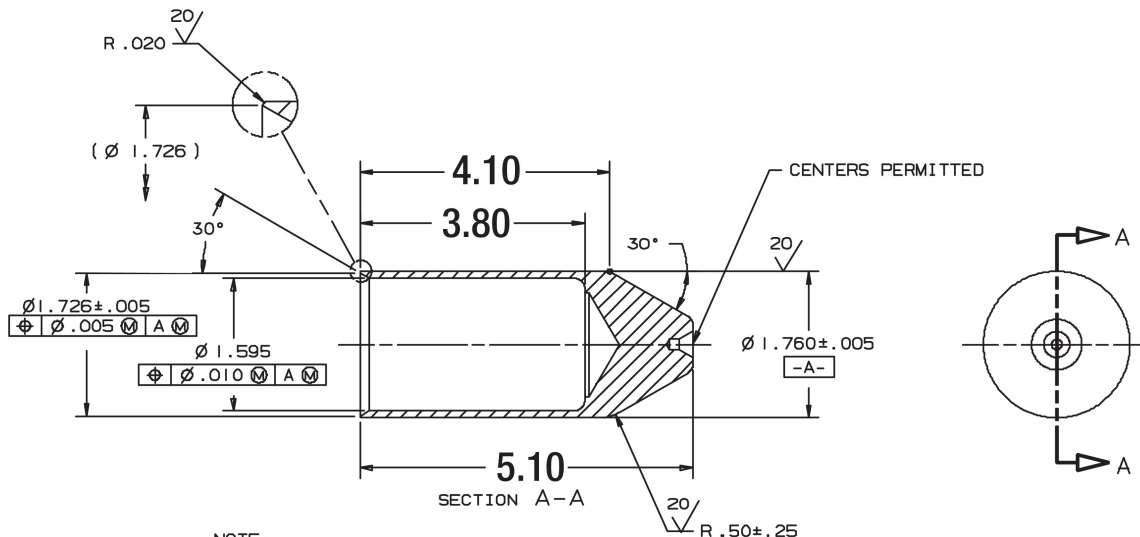


figure 8

**Seal Bullet number 107876-002 for spline shaft and small ID seal** (for other shafts see chart on page 22)



NOTE:

- ① OPTIONAL MATERIAL: ASTM A 108 GRADE 12L14 COLD FINISHED STEEL
- ② OPTIONAL MATERIAL: ASTM A 108 GRADE 1020 COLD FINISHED STEEL
- 3 BURR ALLOWANCE PER DS-015
- 4 R .010 MAX OR 45°±5° X .010 MAX CORNERS
- ⑤ OPTIONAL MATERIAL: DELRIN ROD

figure 9

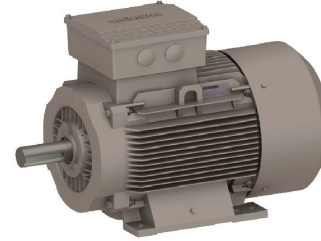
**ANEXO C. MOTOR ELECTRICO SIEMENS**

## Datasheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors

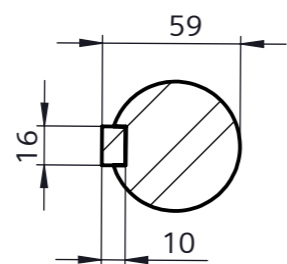
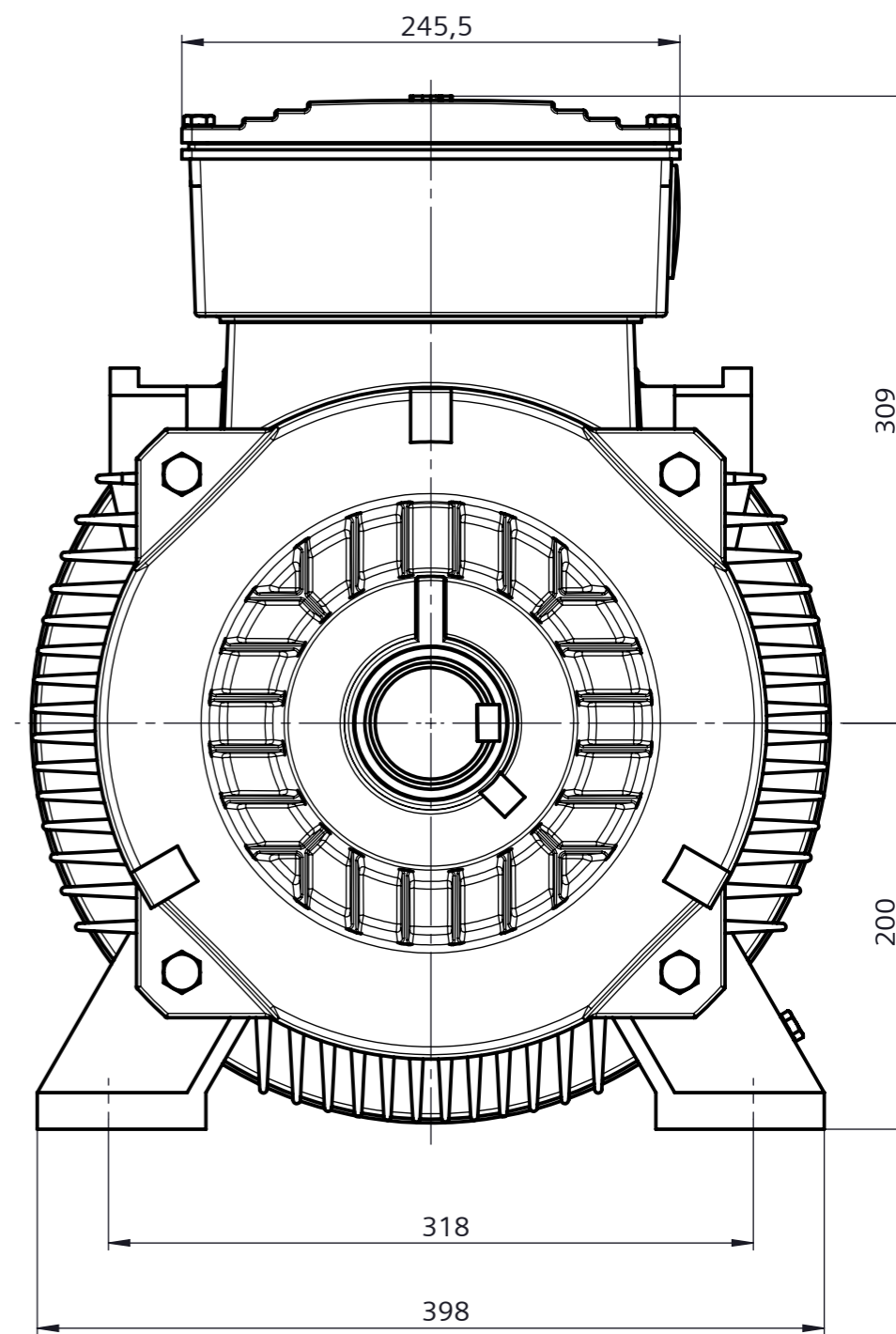
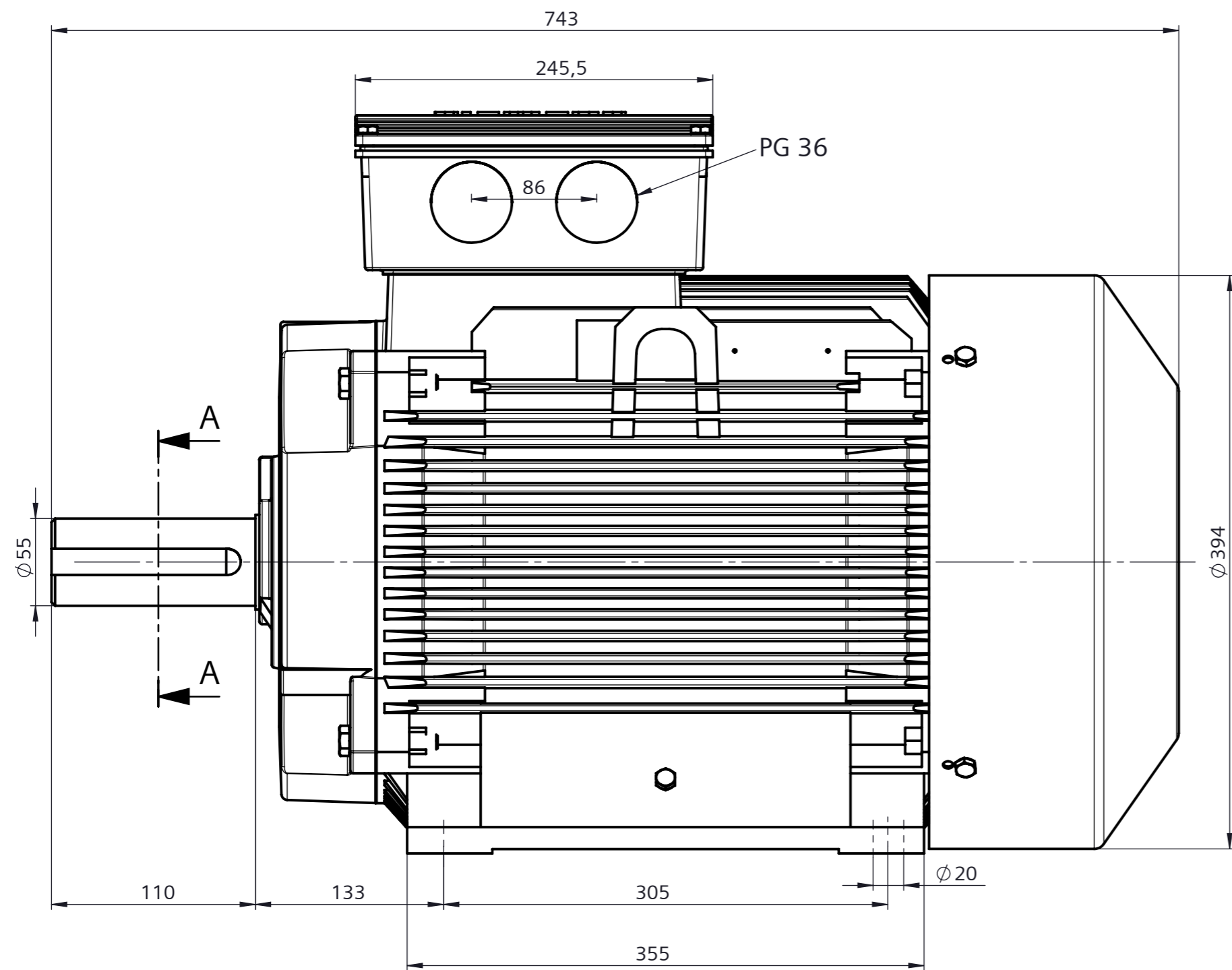
Hoja de datos de motores de jaula de ardilla trifasicos

Ordering data: **1LA5 208-6YB80**

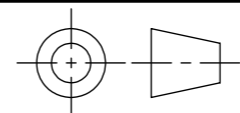
Datos de pedido:



Electrical Data / Datos Eléctricos				General data / Datos generales	
Rated motor voltage <i>Tensión nominal</i>	220 V	N/A	440 V	Frame size <i>Tamaño constructivo</i>	200L
Frequency <i>Frecuencia</i>			60Hz	Type of construction <i>Tipo de construcción</i>	IMB3
Rated power <i>Potencia Nominal</i>			40 HP	Weight in kg, without optional accessories, <i>Peso motor, sin opciones</i>	182 Kg
Rated motor speed <i>Velocidad Nominal</i>			1180 rpm	Frame material <i>Material carcasa</i>	Aluminio / Cast aluminum
Rated motor torque <i>Torque Nominal</i>			242 Nm	Degree of protection <i>Grado de protección</i>	IP 55
	ΔΔ	N/A	Δ		
Nominal current <i>Corriente Nominal</i>	108 A	N/A	54 A	Method of cooling, TEFC <i>Método de refrigeración</i>	IC 411
Starting / rated motor current (Ia/In) <i>Corriente de arranque</i>			6	Insulation <i>Aislamiento</i>	155 (F)
Starting / rated motor torque (Ta/Tn) <i>Torque de arranque</i>			2.272727272727 27	Duty type <i>Tipo de servicio</i>	S1
Efficiency class			IE1	Direction of rotation <i>Sentido de giro</i>	Bidirectional
Efficiency (60034-2-1) : <i>Eficiencia</i>	4/4	92.2		Terminal box position : <i>Posición caja de bornes</i>	
Power factor <i>Factor de potencia</i>			0.78		
Service factor <i>Factor de servicio</i>			1.15		
Motor protection : <i>Protección del motor</i>					
Mechanical Data / Datos mecánicos				Environmental conditions / Condiciones ambientales	
Type of bearing <i>Tipo de rodamientos</i>				Ambient temperature <i>Temperatura ambiente</i>	-20.0 °C - +40 °C
Bearing DE   NDE <i>Rodamiento AS/ BS</i>	6212 2Z C3	6212 2Z C3		Altitude above sea level <i>Altitud sobre el nivel del mar</i>	1000 m
Lubricants <i>Lubricante</i>				Standards and specifications <i>Normas internacionales</i>	IEC, DIN, ISO, VDE, EN
Explosion protection / Protección contra explosión				Special design / Versiones especiales	
Type of protection <i>Modo de protección Ex</i>			Without (Standard)		
Hotline Técnica Línea Gratuita Nacional: 01 8000 518 884 Opción 1 En Bogotá: 571.294 2323 Opción 1 support.aan.automation@siemens.com www.siemens.com.br/HotlineTecnica					



SECTION A-A

	Esc. - 1:3.5	Material:	Peso: Kg
	Hoja 1 de 1	<b>MONTAJE MOTOR</b>	
Fecha 01/12/2011 Elaboró W.Roa Revisó L.Quiñonez Aprobó L.Quiñonez		Tipo: 1LA5/ 1LA9 AH 200 IMB3	
<b>SIEMENS</b>		<b>500.33011</b>	
Sustituye a:			

## **ANEXO D. MATERIALES UTILIZADOS EN EL DISEÑO DEL BANCO**

## ASTM A36 Steel, bar

**Categories:** [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [ASTM Steel](#); [Carbon Steel](#); [Low Carbon Steel](#)

**Material Notes:** Steel for general structural purposes including bridges and buildings.

**Key Words:** UNS K02600

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

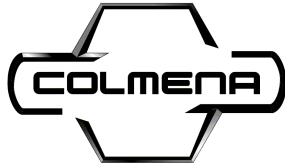
Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in <sup>3</sup>	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Tensile Strength, Ultimate	400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi	
Tensile Strength, Yield	250 MPa	36300 psi	
Elongation at Break	20 %	20 %	in 200 mm
	23 %	23 %	In 50 mm.
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	
Compressive Yield Strength	152 MPa	22000 psi	Allowable compressive strength
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.26	0.26	
Shear Modulus	79.3 GPa	11500 ksi	

Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.29 %	0.29 %	
Copper, Cu	>= 0.20 %	>= 0.20 %	only if copper steel is specified
Iron, Fe	98 %	98 %	
Manganese, Mn	0.80 - 1.2 %	0.80 - 1.2 %	
Phosphorous, P	0.040 %	0.040 %	
Silicon, Si	0.15 - 0.40 %	0.15 - 0.40 %	
Sulfur, S	0.050 %	0.050 %	

[References](#) for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.



ACERO EN EVOLUCIÓN

CONSORCIO METALURGICO NACIONAL LTDA.  
ASEGURAMIENTO DE CALIDAD  
CERTIFICADO DE CALIDAD F-C-620-013

FECHA: **8/26/2014** CERTIFICADO No: **215707**  
CLIENTE: **STECKERL ACEROS** No DE TUBOS: **100**  
TIPO DE TUBO: **ESTRUCTURAL CUADRADO** NORMA: **ASTM A-500 (NTC-4526)**  
REFERENCIA: **EC09805005006000NC**  
ESPESOR: **0.098"** LONG. NOMINAL: **06.000m** DIM / DIA.: **50 x 50**

RESULTADOS DE PROCESO

LOS TUBOS SON FORMADOS EN FRIO Y SOLDADOS POR EL PROCESO DE INDUCCION DE ALTA FRECUENCIA

No DE PEDIDO: **78279** ORDEN: **19028**  
DIMENSIONES (pul): **1,968** ESPESOR NOMINAL (pul): **0098**  
DIMENSIONES PROMEDIO (pul): **1,968** ESPESOR PROMEDIO (pul): **0,098**  
TOLERANCIA (pul): **+/- 0,020"** TOLERANCIA (%): **+/- 10%**

PRUEBAS Y ENSAYOS

ELONGACION: (%) **28 %** ACERO: **ASTM A 1011-G 50**  
FLUENCIA (Psi) **71,813** ABOCARDADO: **CONFORME**  
TENSION (Psi) **84,444** APLASTAMIENTO: **N/A**

COMPOSICION QUIMICA

% CARBONO: **0,19** % FOSFORO: **0,016**  
% MANGANESO: **0,43** % AZUFRE: **0,015**  
PESO DEL RECUBRIMIENTO DE ZINC **NA** g/m<sup>2</sup>

IDENTIFICACION:

**COLMENA COLOMBIA ASTM A-500-C ESP (\*\*\*) mm**

LOS DATOS REGISTRADOS CARACTERIZAN AL LOTE DE ORDEN DE PRODUCCION CORESPONDIENTE.  
ABOCARDADO: MINIMO 20% DEL DIAMETRO SIN QUE SE PRODUZCA ROTURA POR LA SOLDADURA  
DOBLEZ: A 90° SIN ROTURA POR EL MATERIAL Y/O DESPRENDIMIENTO DE CAPA DE ZINC  
APLASTAMIENTO: HASTA 1/3 DEL DIAMETRO EXTERIOR SIN ROTURA POR EL MATERIAL O LA SOLDADURA  
EXPANSION 30% SIN ROTURA POR EL MATERIAL NI SOLDADURA DEL TUBO

Vo. Bo.   
DIRECTOR DE CALIDAD



# STECKERL HIERROS Y ACEROS **HA**

Su Centro del Hierro y el Acero

70  
años

Aquí encontrará los 667 elementos  
de Acero Estructural más Comerciales.



Láminas | Barras | Perfiles | Tubería | Línea Arquitectónica

[www.alfredosteckerl.com](http://www.alfredosteckerl.com)

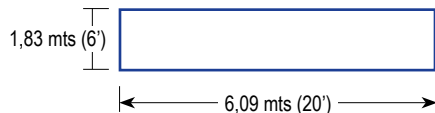
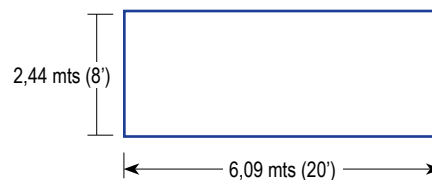
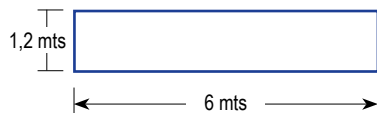
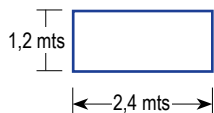


**STECKERL HIERROS Y ACEROS** **HA**  
Su Centro del Hierro y el Acero

**Tabla 1.0.** Calidades de aceros planos más comerciales en Colombia.

CALIDADES MAS COMUNES		COMPOSICIÓN QUÍMICA										PROPIEDADES MECÁNICAS				APLICACIONES MAS FRECUENTES	
ASTM	DIN	L	C	MN	P	S	SI	CU	Ni	Cr	V	LÍMITE ELÁSTICO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN		% ALARGA		
		(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)						
A - 36	ST 33 - 1.2	MIN		80			15					23Kg/mm2	41Kg/mm2	400MPa	20	Estructuras metálicas en general.	
		MAX	25	120	4	4	30	20				25Kg/mm2	250MPa	56Kg/mm2	550MPa		23
A - 283 GR C	RST 37 - 1.2	MIN		50			7					-	-	39Kg/mm2	380MPa	20	Tanques de almacenamiento.
		MAX	18	90	3.5	3.5	35	30				21Kg/mm2	205MPa	46Kg/mm2	450MPa	23	
A - 285 GR C		MIN										-	-	38Kg/mm2	380MPa	23	Recipientes a presión de baja e intermedia resistencia a la tracción.
		MAX	28	90	3.5	3.5						21Kg/mm2	205MPa	45Kg/mm2	515MPa	27	
A - 131 GR A	RST 34 - 1.2	MIN		53								-	-	41Kg/mm2	400MPa	21	Construcción naval en general.
		MAX	21		4	4	50.4					23Kg/mm2	235MPa	50Kg/mm2	490MPa	24	
A - 516 GR 70		MIN	27	85			15					-	-	49Kg/mm2	485MPa	17	Recipientes a presión temperaturas media-alta.
		MAX	31	120	4	3.5	40					27Kg/mm2	260MPa	63Kg/mm2	620MPa	21	
A - 514 GR A	RQT 601	MIN				1.5						-	-	71Kg/mm2	690MPa	-	Resistencia a la abrasión.
		MAX	20	150	3.5	4	50					64Kg/mm2	600MPa	87Kg/mm2	850MPa	19	
A - 572 GR 50		MIN					15					-	-	-	-	-	Fabricación de estructuras metálicas.
		MAX	23	135	4	5	40					50Kg/mm2	345MPa	65Kg/mm2	450MPa	20	
A - 588 GR B		MIN		75			15	2		4	0.1	-	-			-	Fabricación de estructuras metálicas que no requerirán de recubrimiento.
		MAX	20	135	4	5	40	4	5	7	1	50Kg/mm2	345MPa	70Kg/mm2	485MPa	18	

Formatos de láminas más comerciales en Colombia.



# Tubería estructural cuadrada



**STECKERL HIERROS Y ACEROS**   
Su Centro del Hierro y el Acero

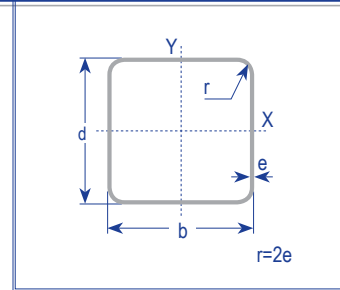


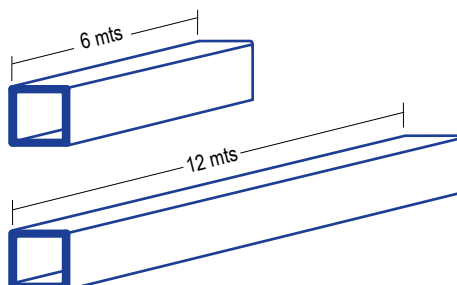
Tabla 4.2. Tubería de acero estructural cuadrada.

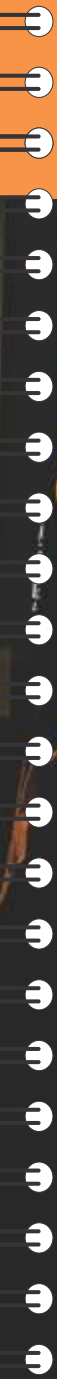
CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTÁTICAS						UNIDADES DE EMPAQUE
TAMAÑO PERFIL				Espesor pared e mm	Peso P Kg/m	Area A cm <sup>2</sup>	FLEXION			TORSION			
TAMAÑO NOMINAL		REAL					Momento inercia I <sub>x</sub> =I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	Módulo elástico S <sub>x</sub> =S <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	Radio de giro r <sub>x</sub> =r <sub>y</sub> cm	Módulo plástico Z <sub>x</sub> =Z <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	Momento inercia J cm <sup>4</sup>	Módulo elástico B cm <sup>3</sup>	
PULGADAS	MILÍMETROS	d mm	b mm										
1 X 1	25 X 25	26.70	26.70	1.50	1.16	1.48	1.51	1.13	1.01	1.35	2.49	1.71	36
1 X 1	25 X 25	26.70	26.70	2.50	1.87	2.38	2.12	1.59	0.94	2.00	3.80	2.47	36
1 1/2 X 1 1/2*	40 X 40	40.00	40.00	1.50	1.73	2.20	5.49	2.75	1.58	3.22	8.77	4.13	25
1 1/2 X 1 1/2	40 X 40	40.00	40.00	2.00	2.32	2.96	6.94	3.47	1.53	4.13	11.36	5.25	25
1 1/2 X 1 1/2	40 X 40	40.00	40.00	2.50	2.81	3.58	8.22	4.11	1.51	4.97	13.79	6.25	25
2 X 2*	50 X 50	51.60	51.60	1.50	2.29	2.92	12.21	4.73	2.05	5.50	19.23	7.11	25
2 X 2	50 X 50	51.60	51.60	2.00	3.10	3.95	15.63	6.06	1.99	7.12	25.05	9.13	25
2 X 2	50 X 50	51.60	51.60	2.50	3.74	4.77	18.75	7.27	1.98	8.64	30.61	10.99	25
2 X 2	50 X 50	50.00	50.00	3.00	4.25	5.41	19.47	7.79	1.90	9.39	32.53	11.84	25
2 3/4 X 2 3/4*	70 X 70	70.90	70.90	1.50	3.20	4.08	32.72	9.23	2.83	10.63	50.84	13.86	16
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70.90	70.90	2.00	4.32	5.50	42.38	11.96	2.78	13.88	66.66	17.97	16
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70.90	70.90	2.50	5.26	6.70	51.44	14.51	2.77	16.99	81.96	21.86	16
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	3.00	6.60	8.41	71.62	19.10	2.92	22.49	115.14	28.81	16
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	4.00	8.59	10.95	90.19	24.05	2.87	28.76	148.83	36.48	16
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	5.00	10.48	13.36	106.33	28.35	2.82	34.46	180.41	43.33	16
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	6.00	12.27	15.63	120.16	32.04	2.77	39.58	209.99	49.43	16
3 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90.20	90.20	2.00	5.57	7.10	89.47	19.84	3.55	22.88	139.26	29.80	16
3 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90.20	90.20	2.50	6.81	8.67	109.31	24.24	3.55	28.13	171.82	36.44	16
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	2.00	6.07	7.74	123.01	24.60	3.99	28.30	190.75	36.94	9
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	3.00	8.96	11.41	177.05	35.41	3.94	41.21	279.48	53.27	9
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	4.00	11.73	14.95	226.35	45.27	3.89	53.30	364.04	68.31	9
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	5.00	14.41	18.36	271.10	54.22	3.84	64.59	444.62	82.14	9
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	6.00	16.98	21.63	311.47	62.29	3.79	75.10	521.39	94.85	9
	135 X 135	135.00	135.00	4.00	16.13	20.55	581.70	86.18	5.32	100.25	917.81	129.65	9
	135 X 135	135.00	135.00	5.00	19.90	25.36	704.91	104.43	5.27	122.53	1127.65	157.44	9
	135 X 135	135.00	135.00	6.00	23.58	30.03	819.72	121.44	5.22	143.72	1330.14	183.57	9
	150 X 150	150.00	150.00	6.00	26.40	33.63	1145.91	152.79	5.84	179.88	1843.64	230.58	9
	200 X 200	200.00	200.00	5.00	30.11	38.36	2410.09	241.01	7.93	278.87	3771.59	362.24	9
	250 X 250	250.00	250.00	7.00	52.42	66.78	6508.73	520.70	9.87	604.58	10241.82	783.15	6
	300 X 300	300.00	300.00	7.00	63.41	80.78	11466.21	764.41	11.91	882.82	17892.12	1148.60	6

Los perfiles tubulares COLMENA cumplen con la norma ASTM A-500 grado C. Esfuerzo de fluencia F<sub>y</sub>=3.500 kg/cm<sup>2</sup> (50.000 psi) (350 Mpa).

\*Estos tubos se suministran en grado B Esfuerzo de Fluencia F<sub>y</sub>=3.220 kg/cm<sup>2</sup> (46.000 psi) (322MPa).

Largo de tubos más comerciales.





# I

## CAPITULO 1 ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO (AWS A5.1)



## ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO

IDENTIFICACIÓN	:	WESTARCO E7018 S
CLASIFICACIÓN	:	AWS E7018
ESPECIFICACIÓN	:	AWSA5.1, NTC 2191, ASME SFA5.1
APROBADO	:	ABS (Grado 3H10, 3Y) Lloyd's (3Ym)

## CARACTERÍSTICAS SOBRESALIENTES

El WIZ 18 S es un electrodo cuyo revestimiento es de tipo básico, bajo hidrógeno, para ser utilizado con corriente directa, polaridad positiva (+) o con corriente alterna (78 OCV mínimo). Debido al polvo de hierro, tiene una alta tasa de deposición y bajas pérdidas por salpicaduras. Su extremo de arco grafitizado le da un excelente encendido. El depósito de soldadura da una excelente calidad radiográfica.

## APLICACIONES TÍPICAS

Se utiliza para soldaduras de acero al carbono de hasta 70.000 lbs/pulg<sup>2</sup> de resistencia a la tensión, en aplicaciones en estructuras, tuberías y tanques a presión, calderas, vagones de ferrocarril, etc.

## RECOMENDACIONES PARA SU APLICACIÓN

Al soldar con WIZ 18 S se debe mantener un arco corto, evitando movimientos bruscos del electrodo. Al usar corriente alterna, el transformador debe tener por lo menos 78V en vacío. En posiciones diferentes a la plana deben utilizarse electrodos de 5/32" (4mm) ó de menor diámetro.

## PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO

Resistencia a la tracción:	51 - 59 Kg/mm <sup>2</sup> (72 - 84 Ksi)
Límite de fluencia:	43 - 51 Kg/mm <sup>2</sup> (62 - 72 Ksi)
Elongación:	24 - 36 %
Resistencia al impacto Charpy en V a -29 °C:	70 joules.

NOTA: Ensayos realizados según AWS A5.1

## COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA DEL METAL DEPOSITADO

Carbono	0.05 - 0.10%	Manganeso	1.00 - 1.40%
Silicio	0.40 - 0.65%	Fósforo	0.035% máx.
Azufre	0.035% máx.		

### DIMENSIÓN

### AMPERAJES RECOMENDADOS

2.4 X 300 mm (3/32")	70 - 100 A
2.4 X 350 mm (3/32")	70 - 100 A
3.2 X 350 mm (1/8")	100 - 145 A
3.2 X 450 mm (1/8")	100 - 145 A
4.0 X 350 mm (5/32")	135 - 200 A
4.0 X 450 mm (5/32")	135 - 200 A
4.8 X 350 mm (3/16")	170 - 270 A
4.8 X 450 mm (3/16")	170 - 270 A
6.4 X 450 mm (1/4")	240 - 400 A

## SOLDADURA

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

## ACERO SAE 1045

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

## CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

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

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

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

Estado de suministro: Recocido

Dureza de suministro: 160 - 200 Brinell

## PROPIEDADES FÍSICAS

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

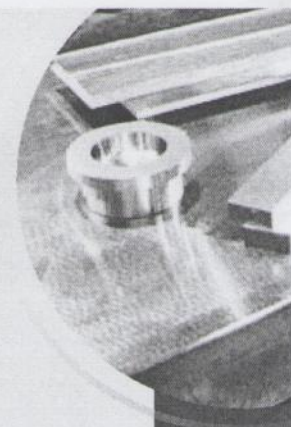
- Densidad → 7.85 gr/cm<sup>3</sup>.
- Módulo de elasticidad → 2 x 10<sup>11</sup> Pa (24 x 10<sup>6</sup> PSI).
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·°K) → 460
- Coefficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):  
a 32°F = 16.2  
a 212°F = 22.3
- Coefficiente de dilatación térmica / °C  
(20 - 100°C) 12.3 x 10<sup>-6</sup>  
(20 - 200°C) 12.7 x 10<sup>-6</sup>  
(20 - 400°C) 13.7 x 10<sup>-6</sup>

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO			
Diámetro de la barra: 12 a 38 mm			
Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

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

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

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

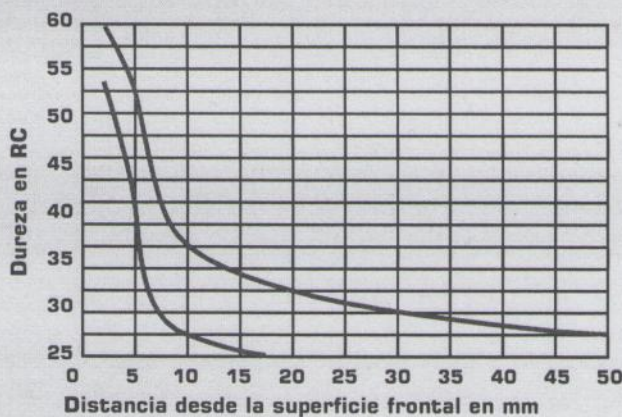


**PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN AGUA - REDONDO DE 25 MM**

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

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción N/mm <sup>2</sup>	Punto de Fluencia N/mm <sup>2</sup>	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)	Impacto Izod ft - lb
320	1034	786	8	33	313	15
430	965	731	13	43	281	24
540	827	621	19	52	242	38
650	717	503	24	60	210	61
705	669	455	27	62	198	70

**BANDA DE TEMPLABILIDAD**



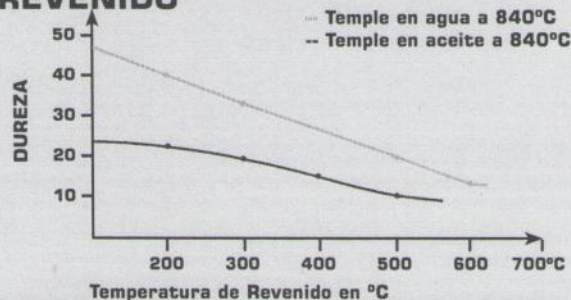
**TRATAMIENTOS TÉRMICOS**

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

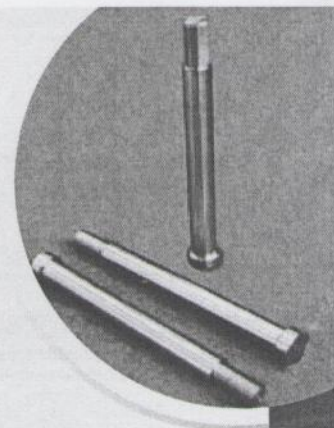
\* El enfriamiento en aceite minimiza la deformación sin garantizar la máxima dureza.

Hasta 12 mm de diámetro con enfriamiento en aceite se consigue un temple aceptable en el centro de la pieza.

## DIAGRAMA DE REVENIDO



El tiempo de sostenimiento a esta temperatura es de 1 hora + 1 hora por pulgada de espesor o diámetro de la pieza. Posteriormente se enfría en el horno o al aire.



## MAQUINABILIDAD

Puede ser mecanizado fácilmente en estado recocido, normalizado o templado, tomando como referencia al 12L14 (100% de maquinabilidad). El acero 1045 presenta la siguiente maquinabilidad:

En estado calibrado = 55%  
En estado recocido = 68 - 70%

Este acero presenta un buen acabado superficial y su mecanizado se caracteriza por presentar una larga vida útil de la herramienta de corte.

TORNEADO					
PROFUNDIDAD DE CORTE mm	ACERO RÁPIDO		HERRAMIENTA DE CARBURO		
	Velocidad m/min	Avance mm/rev	Soldado velocidad m/min	Insertado velocidad m/min	Avance mm/rev
Dureza, 125 a 175 HB					
1	43	0.18	140	180	0.18
4	35	0.40	110	140	0.50
8	27	0.50	85	110	0.75
16	11	0.75	67	85	1.00
Dureza, 175 a 225 HB					
1	40	0.18	130	160	0.18
4	30	0.40	100	125	0.50
8	26	0.50	78	100	0.75
16	20	0.75	60	78	1.00

## CONFORMABILIDAD

SAE 1045 puede ser conformado fácilmente en caliente a temperaturas entre 980 y 1230°C. Este material no debe ser deformado en frío extensivamente sin realizar recocidos intermedios. Un recocido subcrítico será suficiente excepto cuando un trabajo severo en frío ha de ser seguido por más trabajo en frío en cuyo caso se requiere de un recocido total.

## SOLDABILIDAD

El acero SAE 1045 esta cerca al límite superior de aceros con porcentaje de carbono que pueden ser soldados satisfactoriamente por todos los métodos comunes. Sin embargo, precalentamiento y postcalentamiento pueden ser necesarios en función del espesor. Usualmente hay menos necesidad de precalentamiento y postcalentamiento con procesos de soldadura con gas que con métodos de soldadura por arco debido a que el proceso de soldadura por gas genera una zona afectada por el calor

mayor que el proceso de arco eléctrico y por tal razón el enfriamiento es más lento. Se recomienda el uso de electrodos de bajo hidrógeno.

<b>DATOS DE IMPACTO</b>							
Templado al agua y revenido a 870°C							
Dureza Brinell	Probeta Charpy (entalla en V), Joules, realizado a diferentes temperaturas						
	- 73°C	- 45°C	- 18°C	10°C	40°C	65°C	95°C
225	7 - 15	11 - 20	27 - 40	51 - 65	55 - 70	63 - 74	70 - 81
300	----	8 - 12	10 - 16	13 - 24	19 - 36	27 - 40	36 - 47

## APLICACIONES

Este acero de medio carbono se usa cuando la resistencia y dureza obtenidas por el tratamiento térmico o por deformación en frío, son suficientes para satisfacer las condiciones de servicio requeridas.

Es ampliamente utilizado en la industria automotriz (productos forjados y estampados). Se usa en partes de máquinas que requieran dureza y tenacidad como: manivelas, chavetas, pernos, bulones, engranajes de baja velocidad, acoplamientos, árboles, bielas, cigüeñales, ejes de maquinaria de resistencia media, piezas de armas, cañones de fusiles, espárragos, barras de conexión, tornillería grado 5, pernos de anclaje, fabricación de herramientas agrícolas, mecánicas y de mano forjadas de todo tipo como: hachas, azadones, rastrillos, picas, martillos, palas, barretones, llaves, etc.

## ACERO SAE 1045 EN PLACA

Estado de suministro: Normalizado

Dureza de suministro: 175 - 200 HB

Acabados: Laminado en caliente (negro), premaquinado, rectificado

Cía. General de Aceros (C.G.A.) cuenta con una gama amplia de espesores de productos laminados en acero SAE 1045 que permite satisfacer sus necesidades de placas, discos, anillos y cortes especiales hasta espesores de 254 mm.

Para minimizar los sobrecostos de consumo de sus herramientas durante el mecanizado, C.G.A. realiza a los productos oxicortados en placa 1045 una homogenización de dureza (ya que el proceso de corte en caliente altera las propiedades en la zona afectada por el calor) garantizándole una adecuada maquinabilidad.

Con la filosofía de disminuir tiempos de fabricación en su taller y aumentar la competitividad de su negocio, C.G.A. ofrece productos oxicortados con servicio adicional de premaquinado (caras y cantos) y rectificado plano con tolerancias acordadas previamente. Consulte a nuestros asesores para definir su mejor alternativa.

### SUCURSALES C.G.A.

#### BARRANQUILLA

Vía 40 No. 51 - 444 PBX: 3444 188/3720 222 Fax: 3443 328/3720 220

#### MEDELLÍN

Calle 32 No. 41 - 139 Itagüí PBX: 3724 500/3738 111 Fax: 2776 088

#### CALI

Cra. 31A No. 15 - 59 Acopi - Yumbo PBX: 6918 585 Call Center: 6918 586 Fax: 6658 593

#### BUCARAMANGA

Cra. 14 No. 23 - 02 PBX: 6337 708/8323 Fax: 6332 779

#### PRINCIPAL BOGOTÁ D.C.

Av. 68 No. 37B - 51 Sur PBX: 7700 560 Fax: 7700 530/550  
Call Center: 7700 590 - Línea de Servicio al Cliente: 7700 543

[www.cga.com.co](http://www.cga.com.co) - e-mail: [aceros@cga.com.co](mailto:aceros@cga.com.co)

## **ANEXO E. ACCESORIOS DIVERSOS**



**NTN Bearing Corporation**

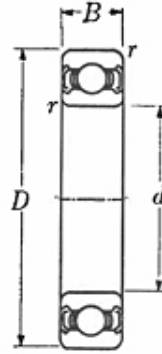
1600 E. Bishop Ct.

Mt Prospect, IL 60056

**Toll Free:** 800-323-2358 • **Phone:** 847-298-7500

help@ntnamerica.com • www.ntnamericas.com

**Item # 6908ZZ, Single Row Radial Ball Bearing - Double Shielded**



[TECHNICAL SPECIFICATIONS](#) · [DIMENSION SPECIFICATIONS](#)

**TECHNICAL SPECIFICATIONS**

Type	Deep Groove Ball Bearing
Style	Double Shielded
Bore Type	Round
Radial Internal Clearance Specification	Greater than Normal
Radial Internal Clearance	C3
Configuration	Single
Enclosure	Double Shielded
Cage Type	Pressed
Cage Material	Steel
Seal Type	None
Seal Material	None
Maximum Speed	11,000 RPM

**DIMENSION SPECIFICATIONS**

d	1.5748 in 40 mm
D	2.4409 in 62 mm
B	0.4724 in 12 mm
r	0.0236 in 0.6 mm
da	1.7323 in 44 mm
Da Max.	2.2835 in 58 mm

# ROD 4-NYLON-044-A-F00/BN-1/2-PL-BL-TZ

## Código IMSA: 7011200

**Imসা**   
Industrias Metálicas Sudamericanas S.A.  
Tecnología en Movimiento

www.imsa-colson.com



### Características:

Rodachinas ensambladas con un tenedor de acero estructural galvanizado.

### Usos:

Especial para carros sacapaquetes, plataformas, estibas y todos los sistemas de transporte industrial.



**Material: Nylon**



**Dureza de la banda: 85+/- 5 SHORE D**



**Superficie de la banda: PLANA**



**Capacidad de carga: 200 Kg**



**Rodamiento: BUJE NYLON**



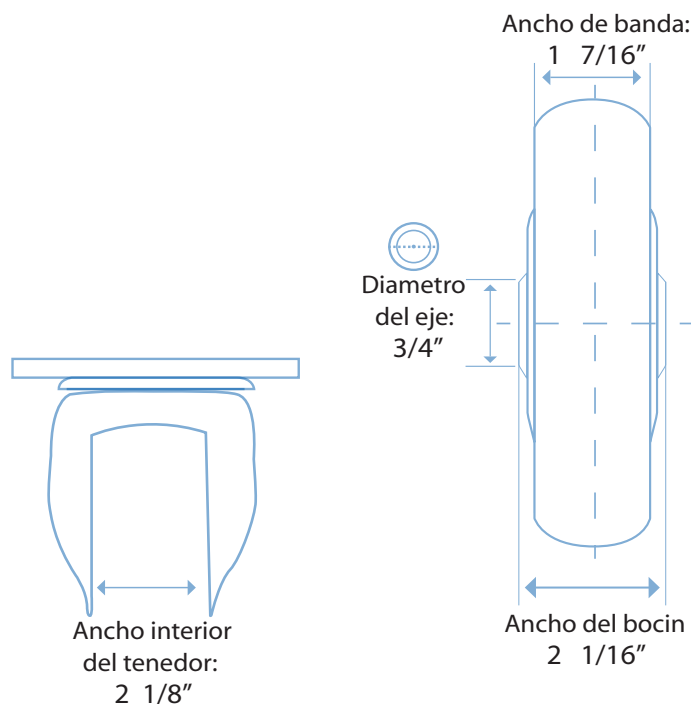
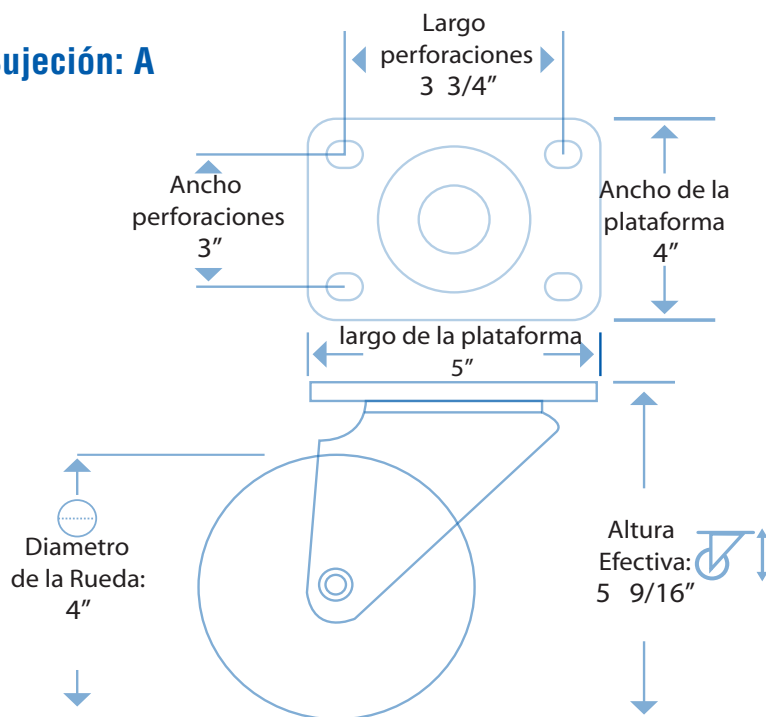
**Protección de piso: Alta**

## Ficha técnica

Julio 2014

Todas las medidas son de referencia

### Sujeción: A



**ROD 4-NYLON-045-A-F00/BN-1/2-PL-BL-TZ**

**Código IMSA: 7011210**

**Imসা**®  
Industrias Metálicas Sudamericanas S.A.  
Tecnología en Movimiento

**www.imsa-colson.com**



**Características:**

Rodachinas ensambladas con un tenedor de acero estructural galvanizado de giro suave muy ajustado; cuenta con doble pista de rodamientos endurecidas con graseras de lubricación.

**Usos:**

Especial para carros sacapaquetes, plataformas, estibas y todos los sistemas de transporte industrial



**Material: POLIAMIDA.**



**Dureza de la banda: 85 +/- 5 SHORE D**



**Superficie de la banda: PLANA.**



**Capacidad de carga: 200 Kg**



**Rodamiento: BUJE NYLON.**



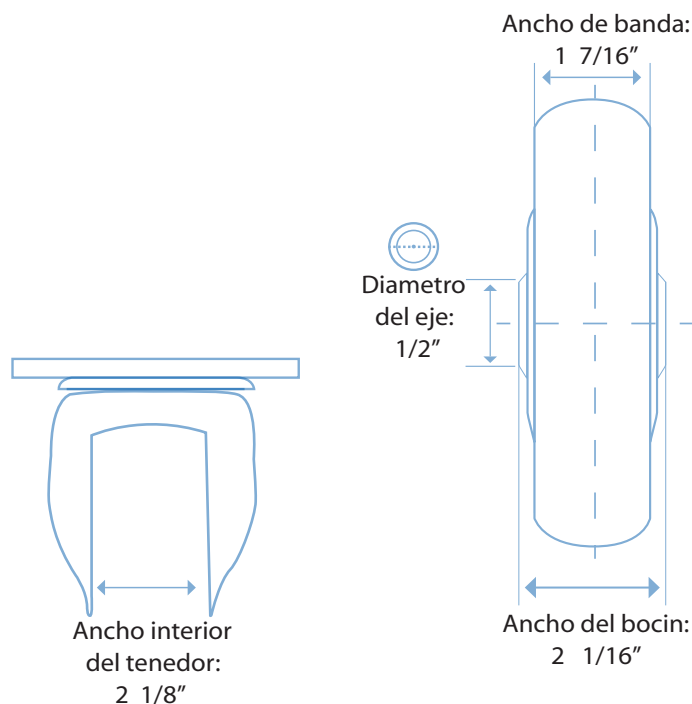
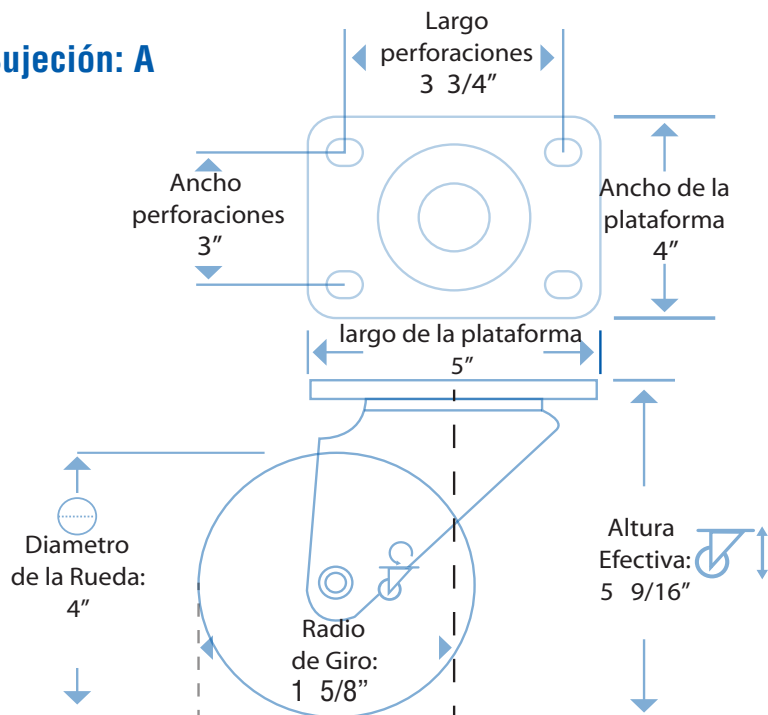
**Protección de piso: Alta**

**Ficha técnica**

Agosto 2014

**Todas las medidas son de referencia**

**Sujeción: A**



# MANTENIMIENTO DE ACOPLAMIENTOS REX® OMEGA®



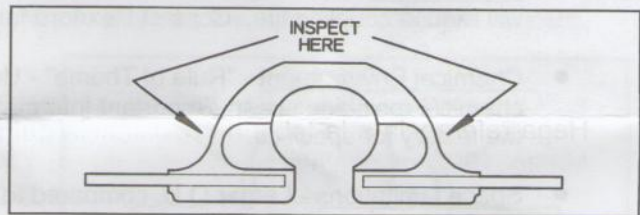
Rexnord Industries  
Planta para Productos Elastómeros  
5555 South Moorland Road  
New Berlin, WI U.S.A. 53151  
Telefono: 262-796-4060 Fax: 262-796-4064

Rex® Omega® es un acoplamiento elastómero de alta calidad diseñado para absorber cargas fuertes, vibraciones y otras fuerzas de reacción inherentes a equipo rotativo. El uretano del Omega es formulado específicamente para absorber fuerzas destructivas para el equipo conectado y por esto reducir la necesidad de refacciones y otros costos de mantenimiento. Siendo la pieza sacrificial de un sistema motriz, el elemento flexible no tiene una vida infinita (hay que reemplazar el elemento flexible). El diseño bi-partido de elemento flexible permite su fácil reemplazo sin tener que mover cubos o equipo conectado.

## MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Muchos acoplamientos Omega vienen operando más de 10 años con los elementos flexible originales. El elemento bi-partido se inspecciona visualmente.

Cuando se inspeccione el elemento, inspeccione si existe rajadura por fatiga (más de 1/2") junto a las ranuras de tensión (aproximadamente 1/4" - 1/2" encima de la zapata), descolorido (naranja oscuro desteñido), o rajaduras en la superficie señalando posible degradación causadas por condiciones adversas químicas ( $4 > \text{pH} > 10$ ) o temperatura.



Se puede disminuir la probabilidad de una falla inesperada reemplazando los elementos después de un tiempo de servicio apropiado. La frecuencia de reemplazar dependerá en la condiciones ambientales. Bajo condiciones normales (menos de 85% humedad y 30°C) el acoplamiento en almacen o en uso dura como mínimo de 6 a 8 años después de la fecha de fabricación. Una calcomanía con la fecha de fabricación se encuentra en la calza de todos los elementos para facilitar la inspección (por ejemplo 4Q96 indica el cuarto cuarto del año 1996).

Algunos elementos en uso uni-direccional desarrollan un ajuste torsional (hasta 1/4" para tamaño E40, o mas para acoplamientos mas grandes). Esto no afecta el rendimiento del acoplamiento, siendo simplemente la estirada del material. Un ajuste torsional exagerado puede sugerir que el acoplamiento esta subdimensionado o que existe problema de temperatura.

## REEMPLAZO DEL ELEMENTO FLEXIBLE

El diseño bi-partido del elemento facilita montaje y desmontaje. Todos los elementos son emparejados por peso en fabrica para asegurar balance óptimo. Para mejorar el rendimiento, se montan mitad-elementos de la misma caja. El uso de un mitad-elemento viejo con uno nuevo crea inconsistencias de torsión y balance. Refierase a las Instrucciones de Instalación para mas información incluyendo el torque indicada para los tornillos.

**FALLAS PREMATURAS**

Si ocurre un fallo prematura, revise los parámetros de la aplicación y verificar la selección del acoplamiento antes de reemplazar el elemento flexible. Otros factores que puede reducir la vida útil del elemento son:

- Condiciones ambientales severas
- Variaciones torsionales severas
- Desalineamiento excesivo
- Movimiento axial excesivo
- Una sobre-carga mayor de la clasificación del acoplamiento
- Velocidad excesiva
- Uso de componentes no-originales Rexnord

Le es disponible sin ninguna carga servicio de laboratorio para analisis de Producto.

**LIMITACIONES**

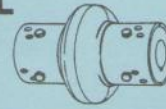
Aunque el acoplamiento Omega es diseñado para la mayoría de aplicaciones, se deben considerar ciertas limitaciones:

- Temperaturas - Máximo 200° F (93° C), Mínimo -40° F (-40° C). La combinación de alta temperatura y alta humedad reduce la vida útil. Pongase en contacto con Rexnord para analisis de la aplicación.
- Químicos - Como guía general, el uretano es más químicamente resistente que caucho. Haga referencia a la tabla de resistencia química (Anuncio de Información Importante del 12 de Marzo 1992 disponible por medio de su Centro de Servicio de Rexnord) o puede consultar directamente con Rexnord con las especificaciones de la aplicación.
- Espacio Limitado - Un diametro exterior superior al de los acoplamientos metalicos.
- Equipos Reciprocantes - Requiere factor de servicio mas alto (ver la tabla de Factores de Servicio y notas en la pagina 13 del catalogo #4012SP). Evitar aplicaciones con ambos equipos (motriz e impulsado) reciprocantes.
- Consideraciones de Fuerzas Axiales - Es posible que el Omega se necesite instalar comprimido axialmente o se necesite mover axialmente el eje del motor para sistemas con rodamientos deslizantes, tipo helicoidal, o otros tipos sensibles a movimiento axial. Consulte con Rexnord para las especificaciones de la aplicación.
- Turbinas - Omega no es recomendado si el acoplamiento no puede ser protegido de escape de vapor o revoluciones superiores a las publicadas.

**ALMACENAJE**

Como cualquier elastómero o cuacho, el elemento está sujeto a degradación por vejez. Elementos expuestos continuamente a altas temperaturas y a la humedad (>30°C y >85% humedad) durante su almacenaje sufren degradación en el uretano (hidrolisis). Si estas condiciones se presentan, el elemento puede ser pedido con un empaque en vacío especial de fabrica para protección contra la humedad. Para un máximo tiempo de vida útil es recomendable usar primero los elementos más antiguos.

Con la selección apropiada para su aplicación, el acoplamiento Rex Omega presta muchos años de servicio protegiendo sus sistemas rotativos.



ACOPLAMIENTOS ELASTOMEROS



**ADVERTENCIA**

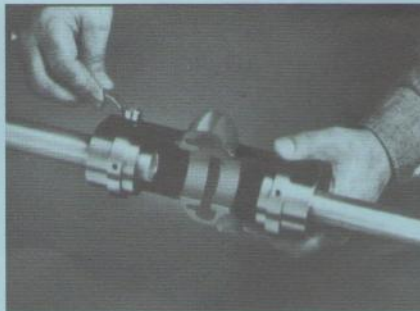
- Debido al posible daño a personas o propiedades por accidentes que pueda resultar por el uso o instalación inapropiada del producto, es extremadamente importante que las instrucciones de instalación, mantenimiento y operación sean seguidas de forma apropiada.
- Todos los productos giratorios de transmisión de potencia son extremadamente peligrosos y pueden causar daños serios. Deben estar debidamente protegidos de acuerdo a los estándares de la OSHA y A.N.S.I. para las velocidades y aplicaciones en las que se usan. El usuario tiene la responsabilidad de proporcionar protección adecuada.
- El hecho de no asegurar los tornillos de ajuste adecuadamente podría causar que el(los) componente(s) del cople se salgan durante la operación, resultando en daños personales. Los diseños para tornillo de ajuste/ maza tanto en "Pulgadas" como "Métrica" se usan mundialmente. No trate de instalar tornillos de ajuste de "Pulgadas" en una maza "Métrica" o viceversa.
- No arranque ni haga sacudir el motor sin haber asegurado adecuadamente el cople completo en el impulsor y en los ejes del equipo de impulsión.
- No use Omega para aplicaciones con turbinas como el equipo mortiz si no se puede aislar el acoplamiento del escape de vapor o proteger contra velocidades sobre aquellas publicadas.
- Antes de instalar este cople encualquier sistema que contenga chumaceras de buje, conjuntos de engranes con dientes angulares u otros dispositivos sesetivos al empuje axial, consulte a Rexnord.
- No usar en aplicaciones tales como elevadores, ascensores, o aparatos para transportación de personas. Si fallase el cople, el aparato transportador podría caer resultando en serios daños o muerte.
- El usuario tiene la responsabilidad de considerar la rigidez del cople (Disponible en Rexnord) según se relaciona a la frecuencia del sistema de transmisión.

**PASO 1**



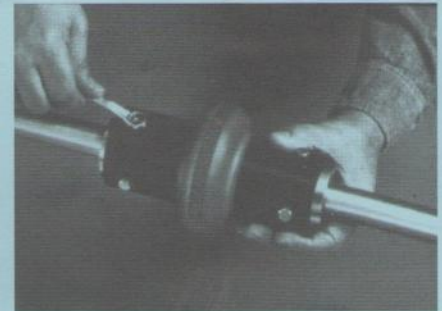
Inspeccione tanto los ejes impulsores como los impulsados y los agujeros de la maza cerciorándose de que estén libres de polvo y rebabas. Asegúrese de que las chavetas se ajusten a los ejes adecuadamente. Instale ambas mazas en los ejes asegurando sólo una maza; la otra maza debe quedar floja para hacer ajustes menores de espacio. Cuando se usan bujes ahusados, siga las instrucciones del fabricante de los bujes. Si la maza está perforada para un ajuste de interferencia, recomendamos calentar la maza en agua, baño de aceite o un horno y colocarlo rápidamente en el eje. No caliente la maza en un solo lugar ya que podría causar torcimiento.

**PASO 2**



Ponga la mitad del elemento elastomero alrededor de las mazas y asegure con tornillos de ajuste de seguridad. El elemento elástico espaciará la otra maza. Es importante apretar adecuadamente el tornillo de ajuste. Vea la Tabla 1 abajo para las torsiones e instrucciones del tornillo de ajuste recomendadas. Ahora asegure la otra maza al eje.

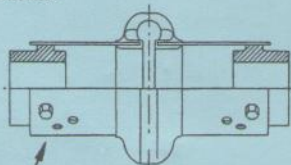
**PASO 3**



Instale la otra mitad del elemento elastómero a las mazas. Cerciórese de asegurar los aros al elemento del espaciador si viene con éste. Apriete todos los tornillos de ajuste de acuerdo a las torsiones recomendadas en la Tabla 1 y ¡ya ha terminado! Se muestra la instalación del cople espaciador; el mismo procedimiento se aplica para el cople de diseño estándar.

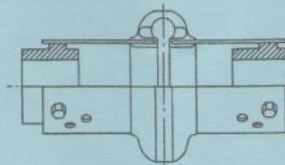
**CONSEJO PRACTICO:**

Si los agujeros del tornillo de ajuste en el elemento no se alinean adecuadamente con las mazas debido al desalineamiento del equipo, gire los ejes (si es posible) ligeramente mientras instala cada tornillo de ajuste. En tamaños de acoplamiento más grandes, primero instale los tornillos de ajuste que están localizados en el centro de la mitad del elemento.



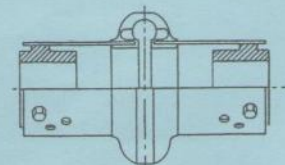
**Método Estándar**

Ambas mazas montadas hacia afuera



**Método Opcional**

Una maza montada hacia adentro; una maza montada hacia afuera



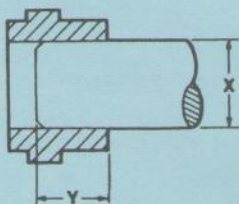
**Método Opcional**

Ambas mazas montadas hacia adentro

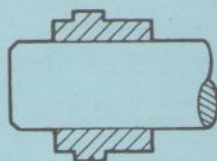
Es posible tener posiciones adicionales de montaje con los agujeros de ensamblado opcional en el elemento espaciador. Elija la combinación que encaje mejor la dimensión deseada entre los extremos del eje

**ACOPLAMIENTOS DE FLECHA PERMITIDOS**

Las flechas pueden emparejarse con la maza (no se muestra), metidas dentro de la maza, o extendidas más allá de la maza.



La dimensión Y debe ser igual, o mayor que, 8 veces la dimensión X.



La flecha puede extenderse más allá de la maza, mientras haya disponible suficiente longitud de la ranura de chaveta.

**TABLA 1**

TAMAÑO Del cople	TORQUE - SECO		
	Pulg. LBS.	Pies LBS.	Nm
2	204	17	23
3			
4			
5			
10			
20	360	30	40
30			
40			
50			
60			
70	900	75	100
80			
100			
120	3240	270	370
140			
140	7080	590	800

**TORQUE DEL TORNILLO DE AJUSTE RECOMENDADO PARA LA INSTALACION ADECUADA**

**- IMPORTANTE -**

Los tornillos de ajuste tienen clavijeros de seguridad los cuales no deben usarse más de 2 veces.

Los tornillos de ajuste pueden usarse en otra ocasión con una aplicación de adhesivo de trabado de rosca.

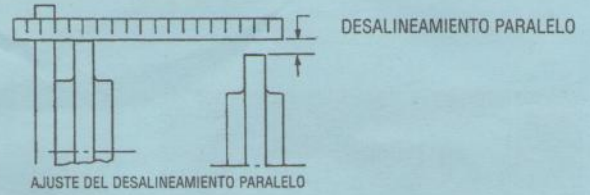
No Lubrique Las Roscas del Tornillo de Ajuste.

## ALINEAMIENTO DEL EQUIPO

El alineamiento del cople está directamente relacionado a la duración del equipo y del cople.

Aunque los coples Omega pueden soportar desalineamiento notorio, se debe tener cuidado para obtener el mejor alineamiento posible para asegurar un rendimiento óptimo. A continuación se describe el procedimiento de alineamiento del calibrador/escantillón. Si se desea mayor exactitud en el alineamiento, se recomienda un método de indicador de cuadrante. Hay ocasiones en que los fabricantes del equipo requieren más tolerancias específicas de alineamiento en cuyo caso, se deben seguir las recomendaciones del fabricante.

1. Para corregir el desalineamiento angular, use calibres para examinar el espacio entre las mazas. Ajuste o acuñe el equipo hasta que el espacio sea el mismo en todos los puntos alrededor de las mazas.
2. Para corregir el desbalance paralelo, ponga un escantillón a través de las bridas de la maza en dos lugares a 90° uno del otro. Ajuste o acuñe el equipo hasta que el escantillón descansa plano en ambos lados.
3. Apriete el equipo conectado y vuelva a examinar el alineamiento.
4. Instale el elemento elastómero, apretando todos los tornillos de ajuste a los valores que se muestran en la Tabla 1 como se describe en el lado inverso.
5. Si es factible, vuelva a examinar y apretar los tornillos de ajuste después de varias horas de operación.



## DIMENSIONES Y NUMEROS DE PIEZAS

Números de Piezas de la Fábrica

Tamaño	ELEMENTO FLEXIBLE		TORNILLOS DE AJUSTE*			
	Espaciador	Estándar	Acero al Carbón	Acero inoxidable	Tamaño-plug	Ctd
2	7300075	7300005	7300910	7300938	1/4-20 x 3/8	8 + 8**
3	7300080	7300010	7300912	7300940	1/4-20 x 1/2	8 + 8**
4	7300085	7300015				8 + 8**
5	7300090	7300020				8 + 8**
10	7300095	7300025	7300918	7300946		12 + 12**
20	7300100	7300030	7300920	7300948	3/8-16 x 5/8	12
30	7300105	7300035				12
40	7300110	7300040	7300924	7300952		16
50	7300115	7300045				16
60	7300120	7300050	7300928	7300956	1/2-13 x 7/8	16
70	7300125	7300055				16
80	7300130	7300060				16
100	-	7300065	7300934	7300965	3/4-10 x 1-1/2	20
120	-	7300070	7300936	7300967		24
140	-	7300071	7385753	7385702	1.0-8 x 1-1/2	32

Mazas\*

Tamaño	Barro Piloto		Varreno Estándar (Piazza y Márgenes)		TAPER-LOCK™ Mazas		TAPER-LOCK®	Q.D. Mazas	Q.D. Bujes†	Manguito Estándar Ext.
	STD†	Acero	STD†	Steel	Hierro	Acero	Bujes†	Acero	Acero	
2	7300215	7369822	7300220-7300235	7390419-7390422	-	-	-	-	-	-
3	7300240	7369823	7300245-7300265	7390423-7390428	-	-	-	-	-	-
4	7300270	7369824	7300275-7300300	7390429-7390433	7300800	7300740	731008	7300850	JA	7369575
5	7300305	7369825	7300310-7300335	7390434-7390437	7300805	7300745	731108	7300855	SH	7369576
10	7300340	7369826	7300345-7300370	7390438-7390442	7300810	7300750	731310	7300860	SDS	7369577
20	7300650	7300375	7300651-7300659	7300380-7300400	7300815	7300755	731610	7300875	SK	7369578
30	7300660	7300405	7300661-7300668	7300408-7300425	7300820	7300760	732012	7300880	SF	7369579
40	7300670	7300430	7300669-7300679	7300431-7300455	7300825	7300765	732517	7300885	E	7369580
50	7300680	7300460	7300681-7300688	7300461-7300470	7300830	7300770	732517	7300890	E	7369581
60	7300690	7300475	7300692-7300698	7300480-7300495	7300835	7300775	733020	7300895	F	7369582
70	7300700	7300500	-	-	7300840	7300780	733535	7300900	J	7369583
80	7300710	7300525	-	-	7300845	7300785	734040	7300905	M	7369584
100	7300720	7300550	-	-	7300850	**	734545	**	M	7369584
120	7300725	7300575	-	-	7300855	**	735050	**	N	7369835
140	7300727	7300580	-	-	7300857	**	737060	7300908***	P	-

\* Los tornillos de ajuste tienen clavijeros de seguridad los cuales no se deben lubricar o usar más de dos veces.  
\*\* Se proveen tornillos de ajuste extra para los coples del espaciador con los aros.

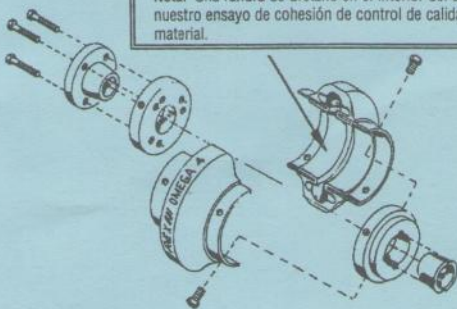
\*\*\* Hierro

1 No provisto por Rexnord.

2 Especificaciones del material de la maza estándar; acero sinterizado de alta resistencia (Tamaños #2 - #10), y Hierro Fundido (Tamaños #20 y más altos).

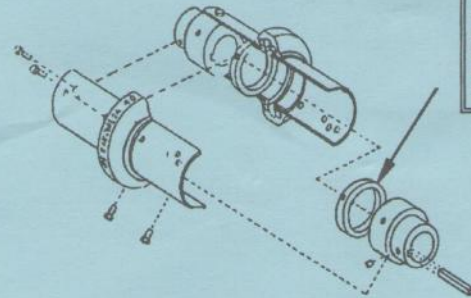
### COPLER ESTANDAR REX OMEGA

Nota: Una ranura de uréano en el interior del elemento es el resultado de nuestro ensayo de cohesión de control de calidad y no es un defecto del material.



### COPLER ESPACIADOR REX OMEGA

Los aros de alta velocidad son estándar para los tamaños del espaciador de #2-#10; opcional para los tamaños de #20-#80



Nota: Las mazas Omega son intercambiables ya sea con los elementos estándar o flexibles del espaciador; por ejemplo, se pueden usar las mazas guarnecidas ahusadas con elementos espaciadores y las mazas de agujero recto se pueden usar con los elementos estándar.

REEMPLAZO DEL ELEMENTO: Si se requiere reemplazar el elemento, es importante cambiar ambas mitades de los elementos, nunca reemplace solamente una mitad del elemento. Esto es importante ya que las propiedades de rigidez del elemento pueden cambiar a través del tiempo, y los elementos se empaquetan en pares de igual peso para un mejor equilibrio en las aplicaciones de alta velocidad.

™Taper-Lock™ es una marca comercial de Reliance Electric Company



# CEMB

Costruzioni Elettro Meccaniche ing. Buzzi & C. S.p.a.

## Certificato di equilibratura

Cliente :	Data : 12/12/2014 12:28:16
Prog. N° 383	volante_Arnulfo_ni;o

	Tol (g)	r (mm)		Dim (mm)	ISO	unit(Kg)
P1	0.000	0.00	a	0.00	G	2.50
ST	1.548	140.00	b	0.00	Peso	26.00
P2	0.000	0.00	c	0.00	rpm	3000

### Squilibri residui:

P1 (g)	ST (g)	P2 (g)
<b>0.00</b>	<b>0.32</b>	<b>0.00</b>
<b>50.7°</b>	<b>95.4°</b>	<b>229.8°</b>

Velocità di misura = 533 rpm

Operatore:

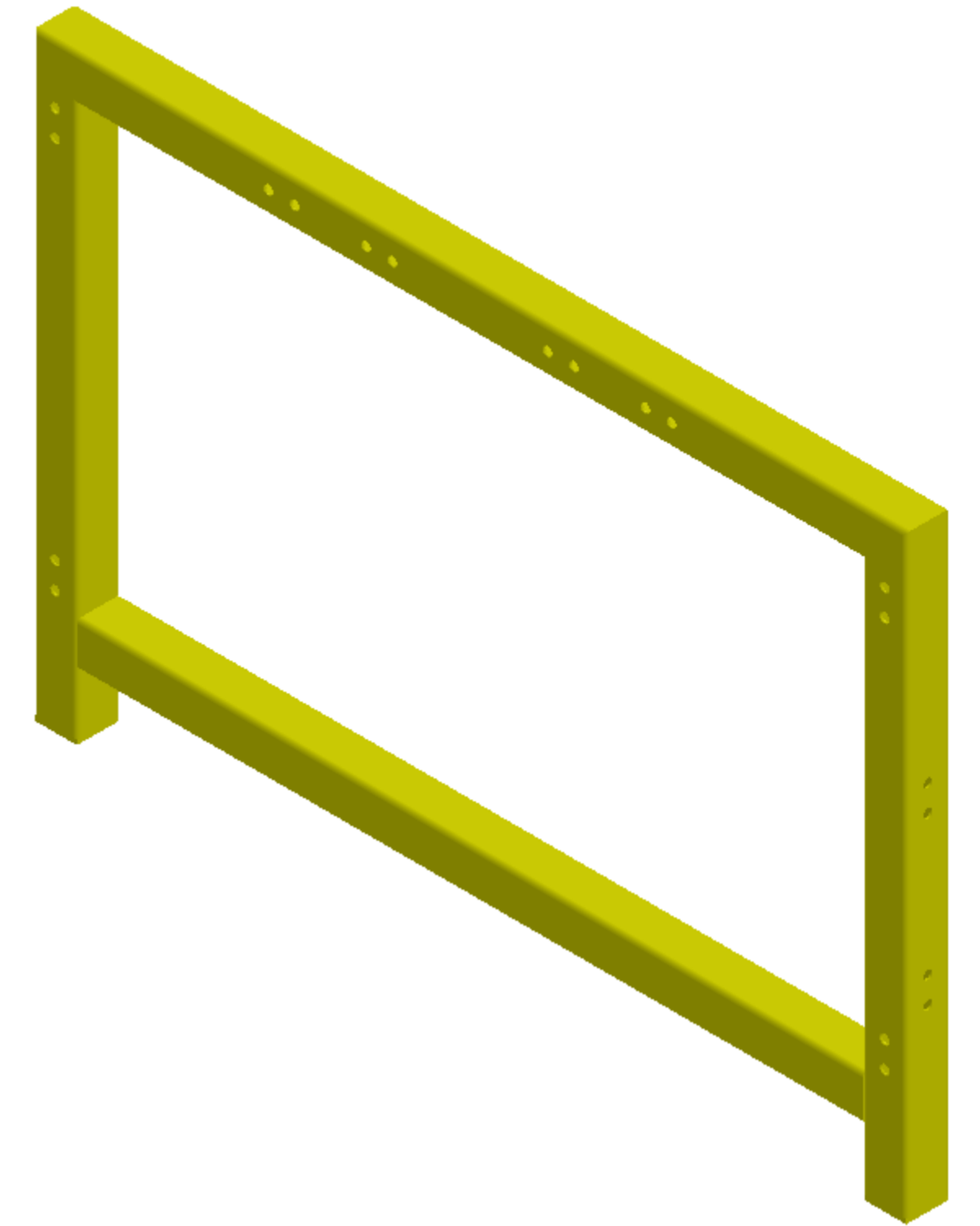
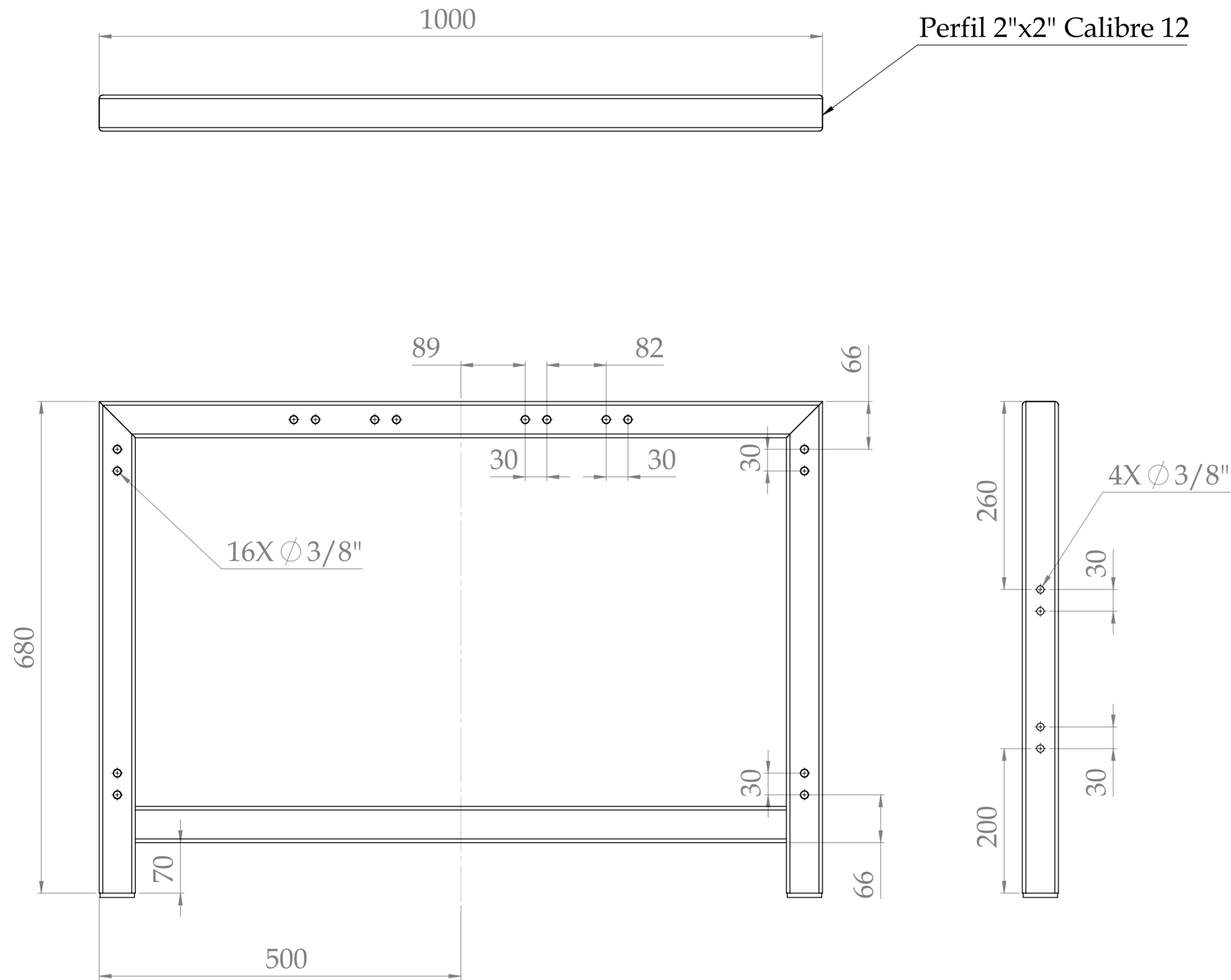
Firma : \_\_\_\_\_

NOTE:



N	PRG	P1	DEG	P2	DEG	UNIT	ST	DEG	UNIT	D. COUPLE	DEG	UNIT	M. SPEED	DATE	TIME
1	383	0.0000	96.5	0.0000	94.9	g	255.2098	95.6	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	521	12/12/2014	10:14:41
2	383	0.0000	112.5	0.0000	103.5	g	231.7802	107.3	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	467	12/12/2014	10:20:32
3	383	0.0000	112.6	0.0000	104.5	g	231.9103	107.9	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	481	12/12/2014	10:21:01
4	383	0.0000	113.0	0.0000	105.2	g	231.5798	108.4	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	482	12/12/2014	10:28:10
5	383	0.0000	140.0	0.0000	130.2	g	178.1833	134.1	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	482	12/12/2014	11:18:10
6	383	0.0000	141.1	0.0000	125.1	g	126.9813	131.7	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	481	12/12/2014	11:19:03
7	383	0.0000	147.9	0.0000	132.5	g	97.4673	138.9	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	546	12/12/2014	11:19:44
8	383	0.0000	140.5	0.0000	130.3	g	74.4840	132.7	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	536	12/12/2014	11:29:20
9	383	0.0000	137.2	0.0000	130.8	g	50.7581	130.0	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	11:40:04
10	383	0.0000	3.4	0.0000	283.0	g	32.7877	1320.1	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	11:49:09
11	383	0.0000	33.3	0.0000	275.9	g	19.9273	1336.9	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	11:57:09
12	383	0.0000	35.3	0.0000	276.7	g	17.5102	1339.4	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	12:00:14
13	383	0.0000	34.0	0.0000	262.4	g	13.2343	1339.5	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	12:03:24
14	383	0.0000	32.7	0.0000	242.7	g	8.9260	1343.0	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	12:06:12
15	383	0.0000	46.7	0.0000	231.5	g	2.2711	16.2	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	12:10:14
16	383	0.0000	50.7	0.0000	229.8	g	0.3195	95.4	g	0.0	0.0	g-mm <sup>2</sup>	533	12/12/2014	12:12:34

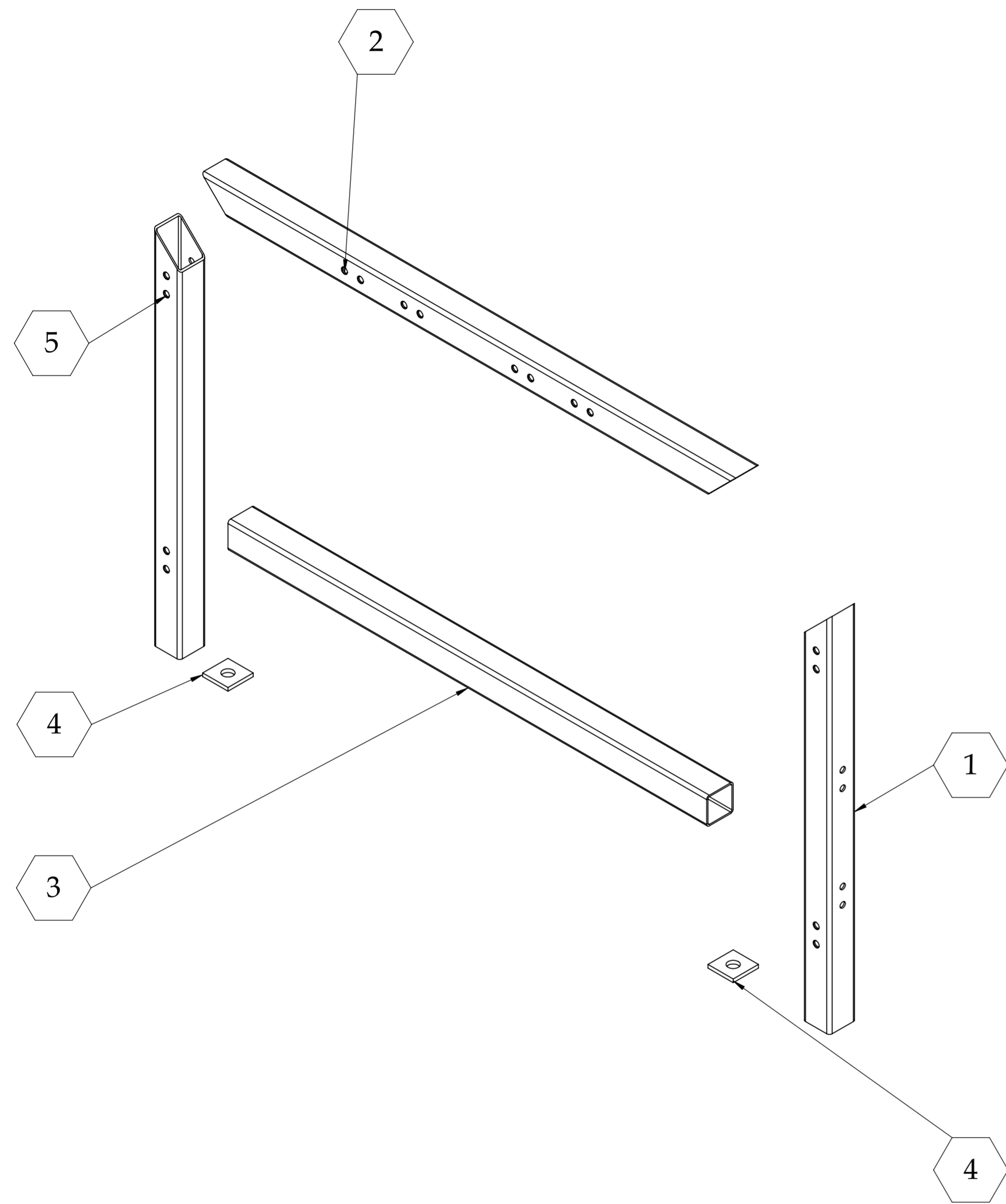
Mean P1	=	0.0000	Mean P2	=	0.0000	Mean ST	=	71.2399	Mean CD	=	0.0000
2*sigma P1	=	0.0000	2*sigma P2	=	0.0000	2*sigma ST	=	186.4750	2*sigma CD	=	0.0000
Min P1	=	0.0000	Min P2	=	0.0000	Min ST	=	0.3195	Min CD	=	0.0000
Max P1	=	0.0000	Max P2	=	0.0000	Max ST	=	255.2098	Max CD	=	0.0000
Max-Min P1	=	0.0000	Max-Min P2	=	0.0000	Max-Min ST	=	254.8903	Max-Min CD	=	0.0000
Cm P1	=	NaN	Cm P2	=	NaN	Cm ST	=	0.0055			

## **ANEXO F. PLANOS**

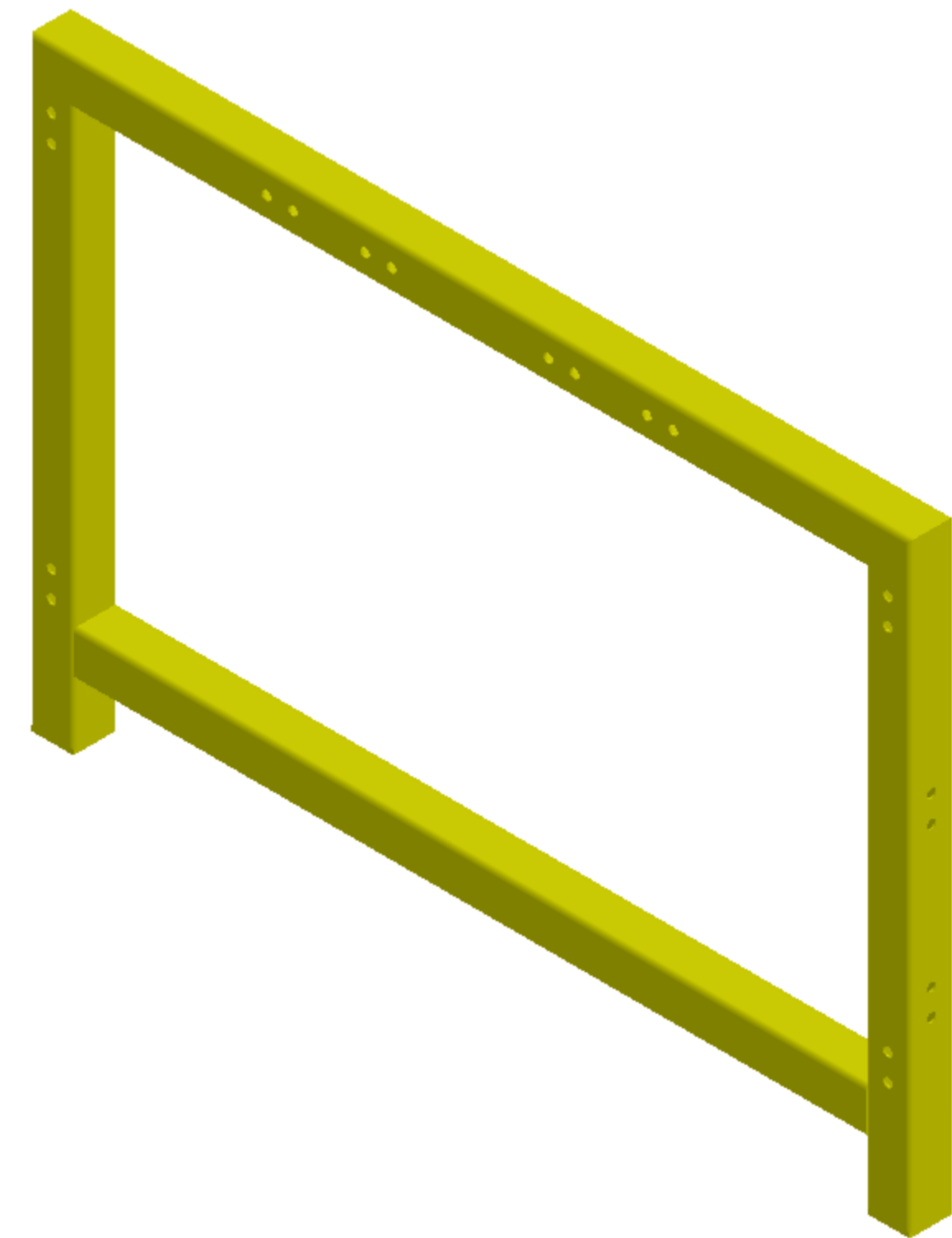


Medidas en mm

 	DIBUJADO POR:	Arnulfo Javier Niño Duarte Yosmer David Bolaño Diaz	TÍTULO DEL PROYECTO:	Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo		FECHA:	01-Febrero-2015	
	REVISADO POR:	Ing. Carlos Borrás Pinilla	NOMBRE DE DIBUJO:	Frontal N° 1		ESCALA:	1:5	A2
			MATERIAL:	Acero ASTM A1011-G50	PESO:	12,26 kg		Hoja 1 de 16



Lista de cortes para pieza soldada		
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	LONGITUD
1	1	680
2	1	1000
3	1	900
4	2	Tapa Extremos
5	1	680
Longitud Total		3260



Medidas en mm

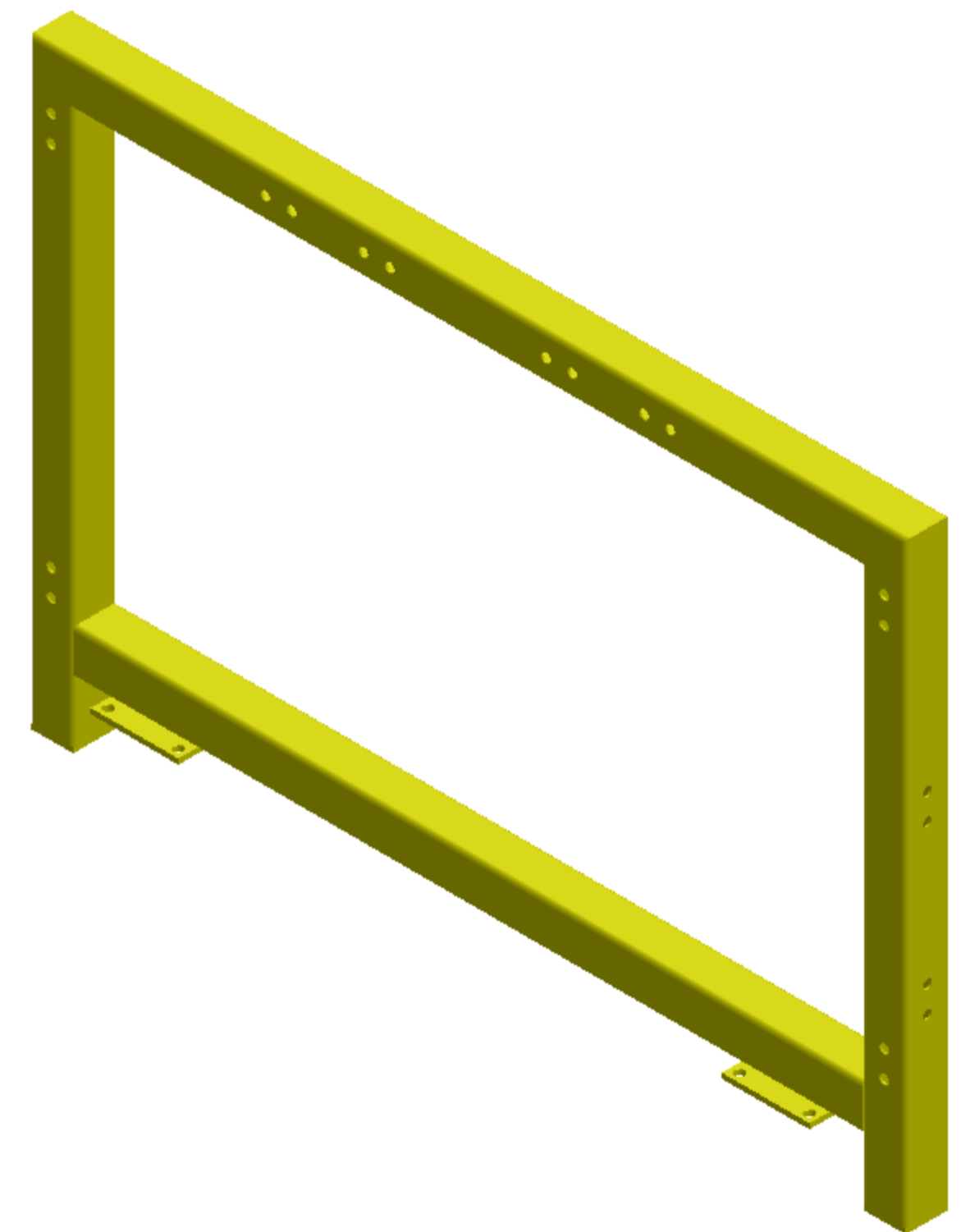
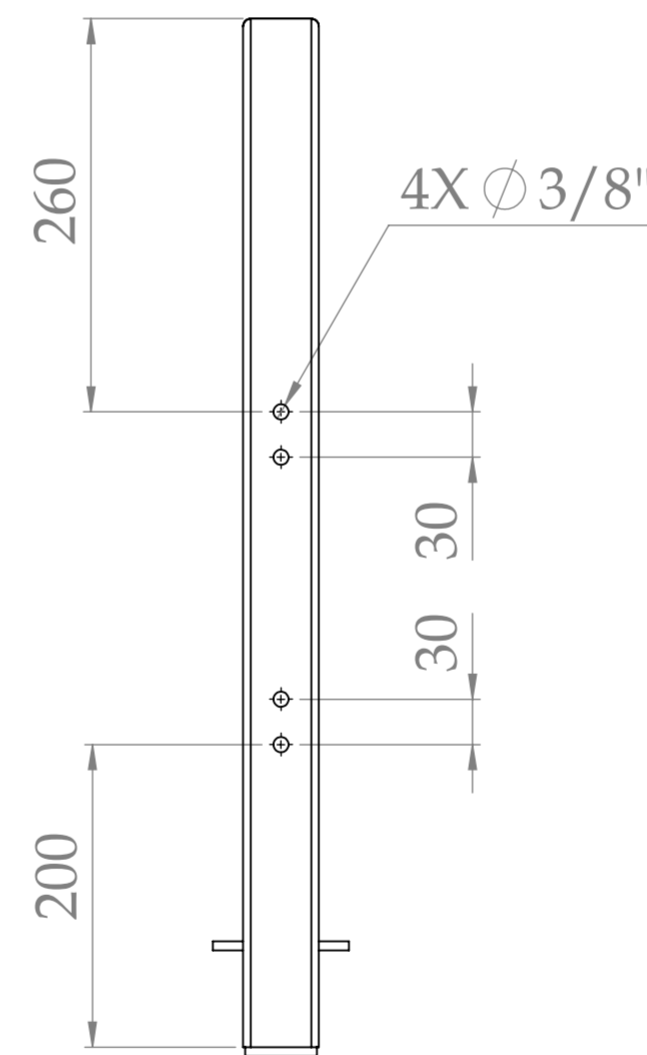
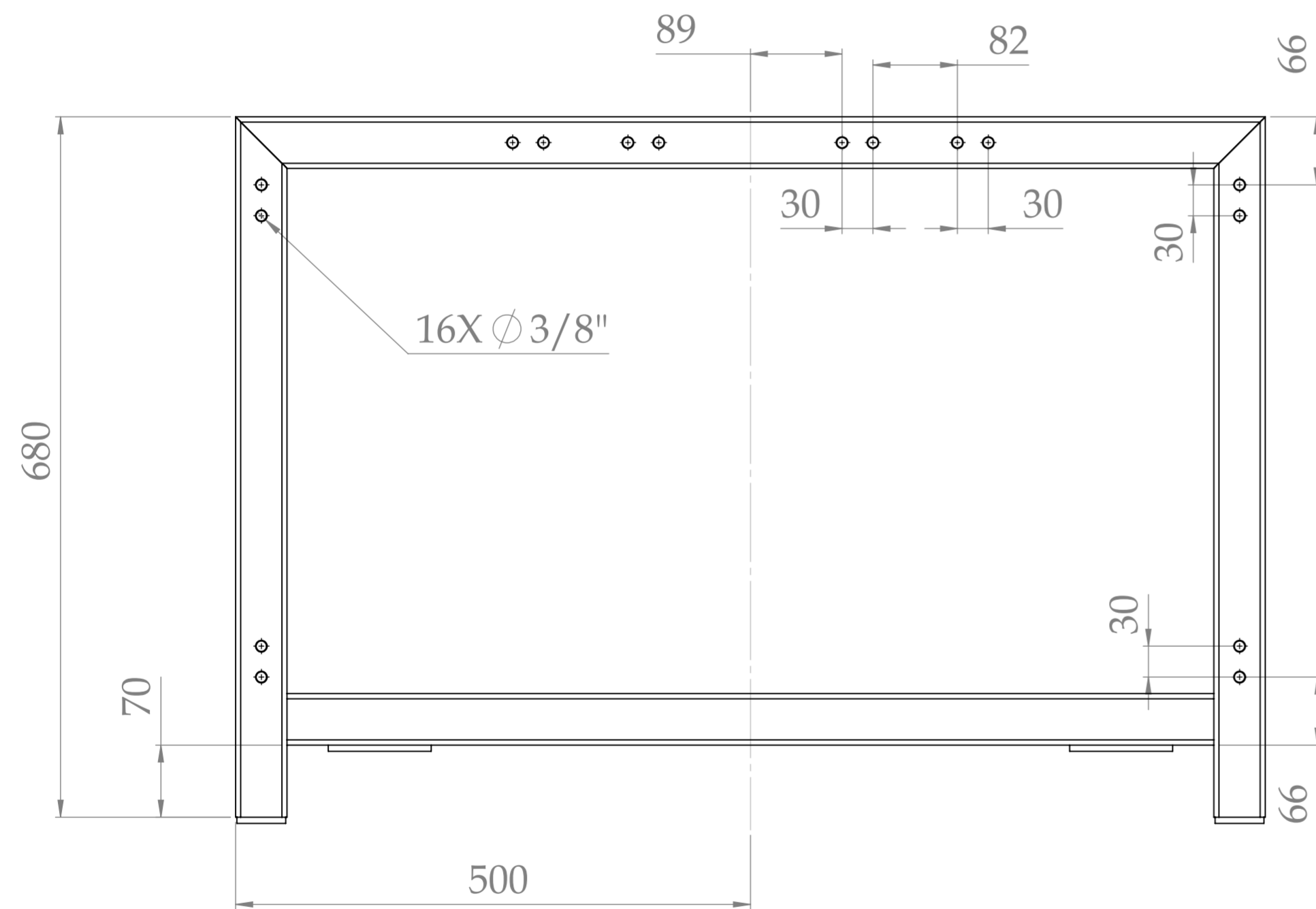
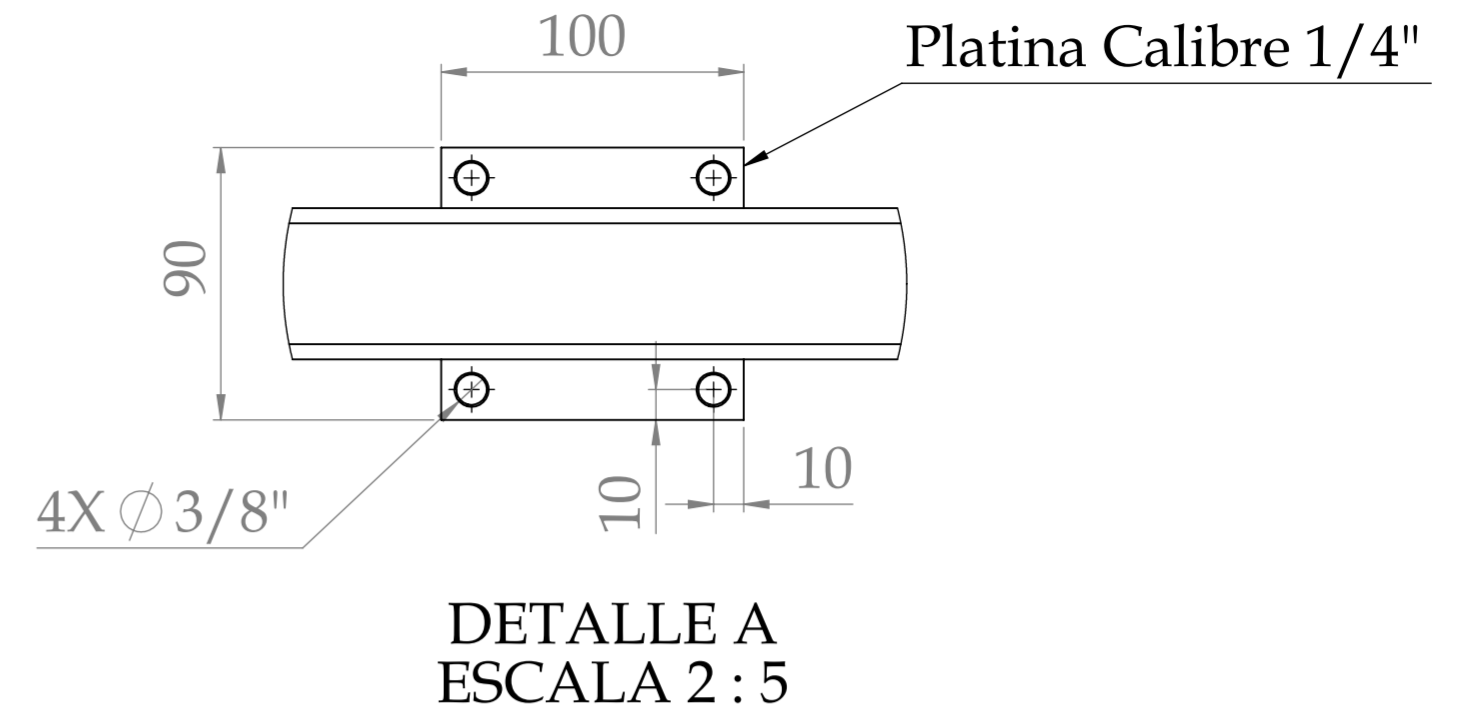
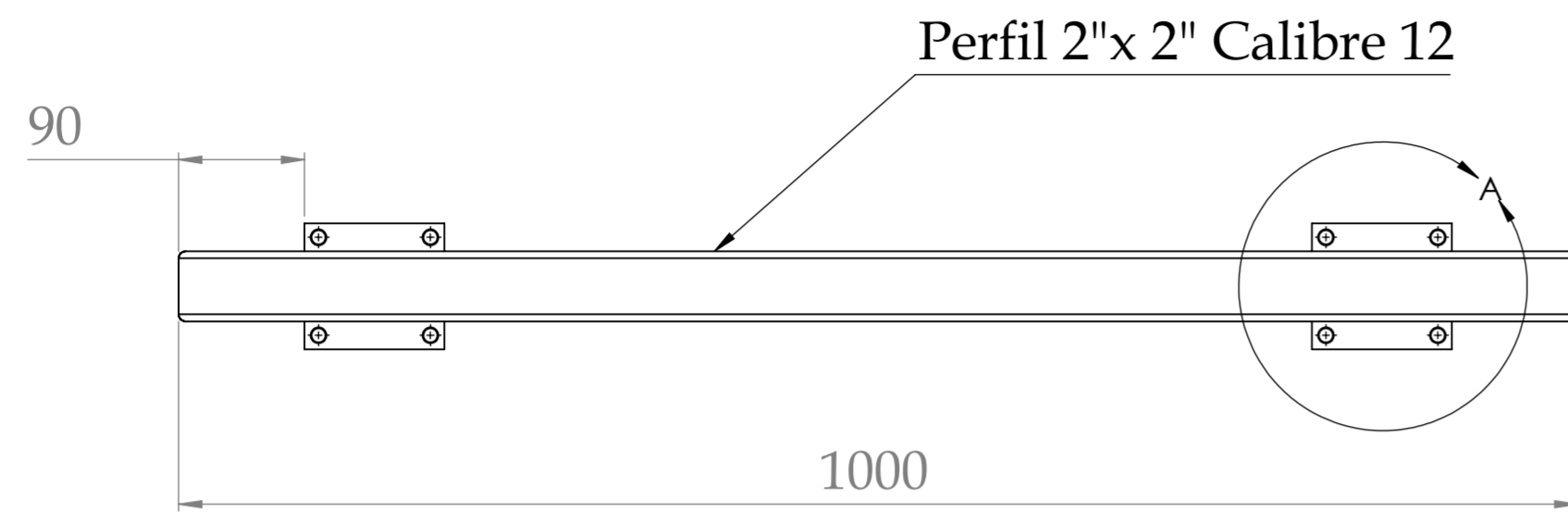


DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrotensión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Vista Explosión Frontal N° 1  
 MATERIAL: Acero ASTM A1011-G50

PESO: 12,26 kg

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala:1:5 A2  
 Hoja 2 de 16



Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz

REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo

NOMBRE DE DIBUJO: Frontal N° 2

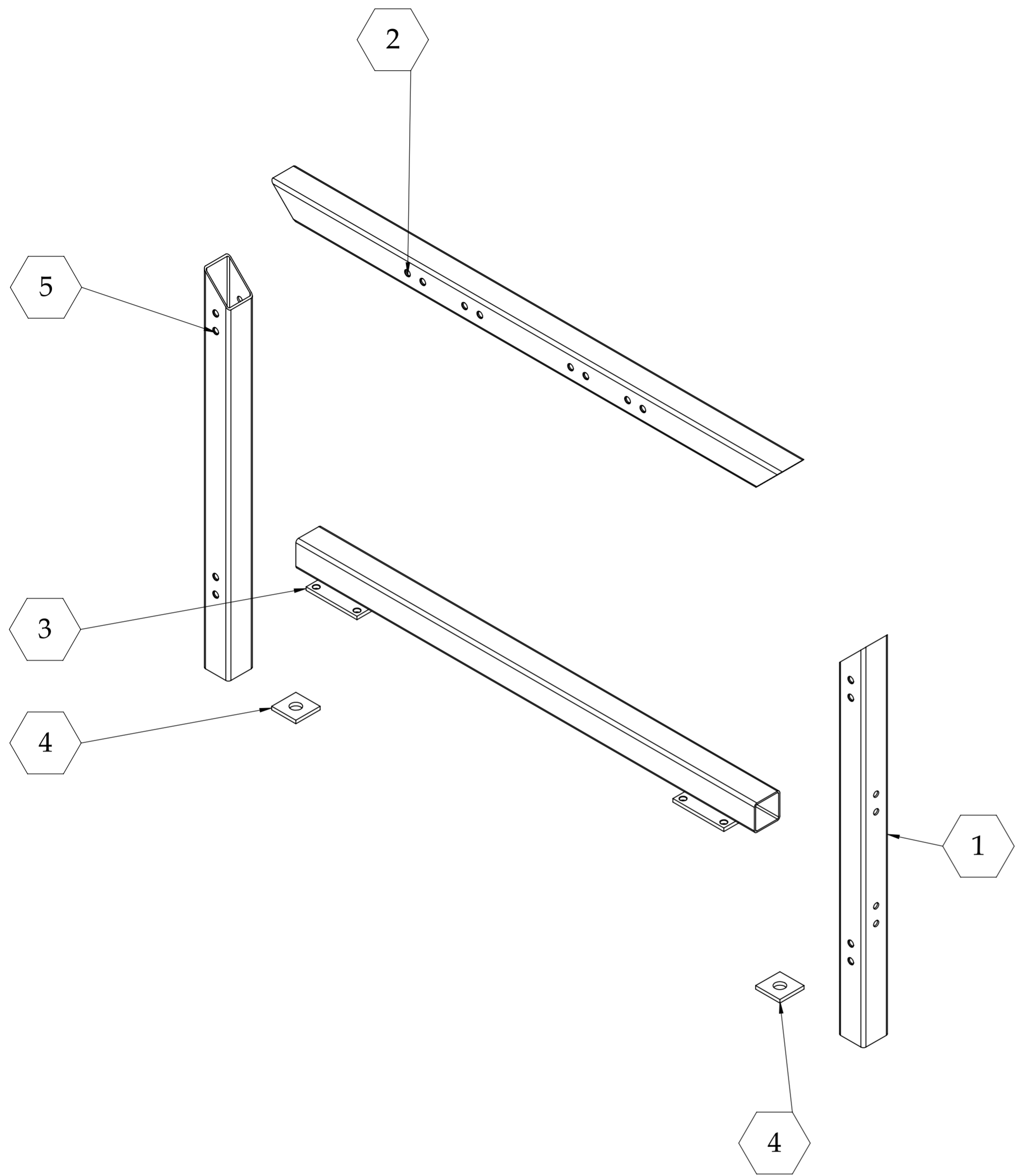
MATERIAL: Acero ASTM A1011-G50

FECHA: 01-Febrero-2015

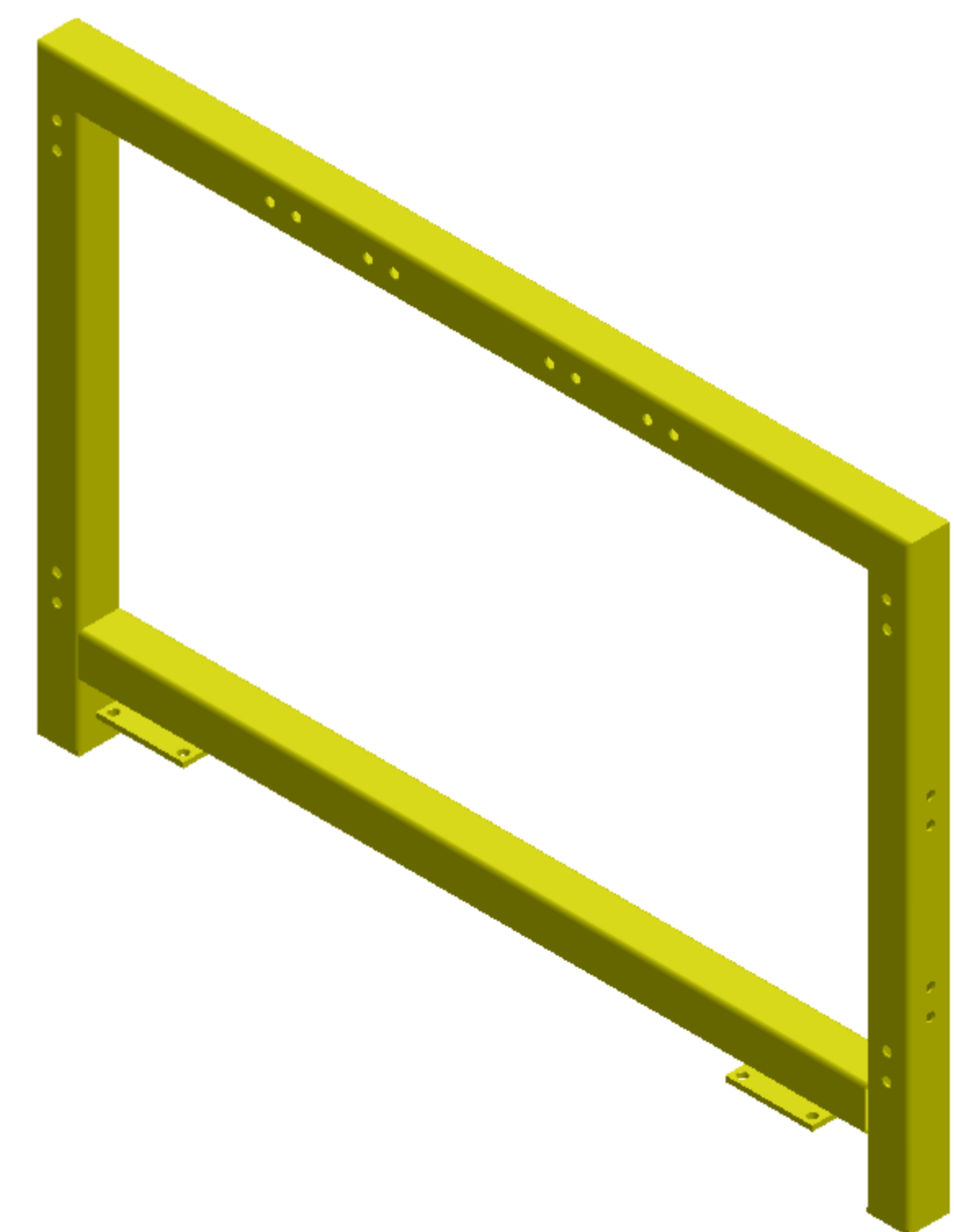
Escala: 1:5      A2

PESO: 13,14 kg

Hoja 3 de 16



Lista de cortes para pieza soldada		
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	LONGITUD
1	1	680
2	1	1000
3	1	900
4	2	Tapa Extremos
5	1	680
Longitud Total		3260



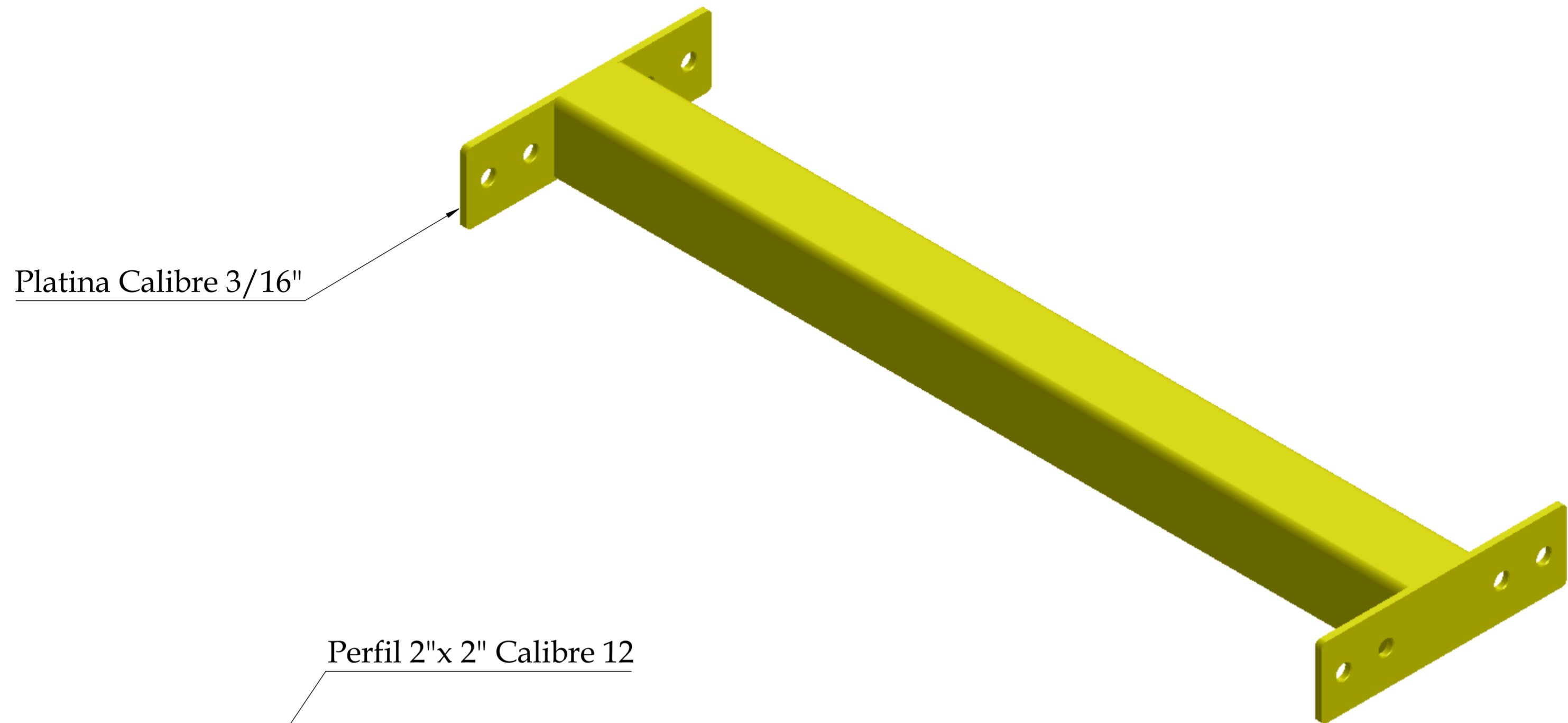
Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

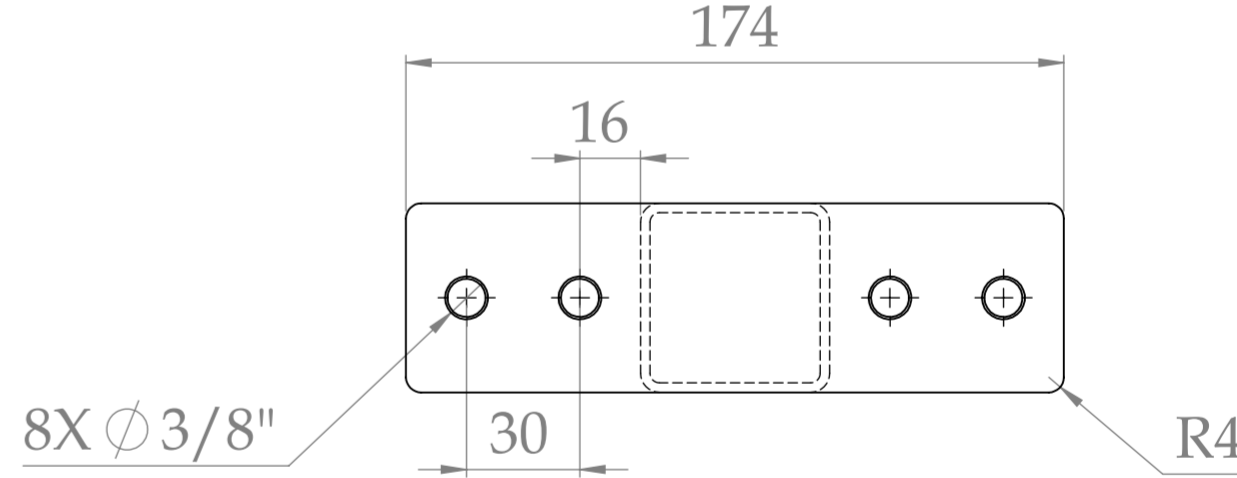
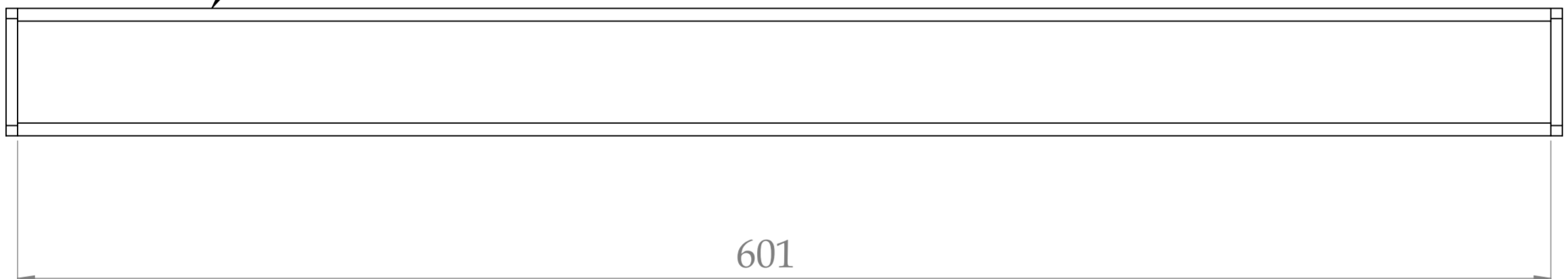
TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Vista Explosión Frontal N° 2  
 MATERIAL: Acero ASTM A1011-G50  
 PESO: 13,14 kg

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala: 1:5 A2  
 Hoja 4 de 16





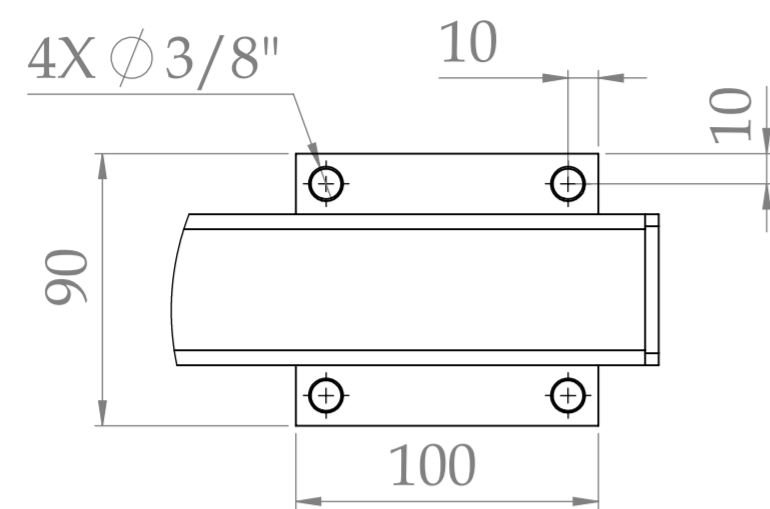
Platina Calibre 3/16"

Perfil 2"x 2" Calibre 12

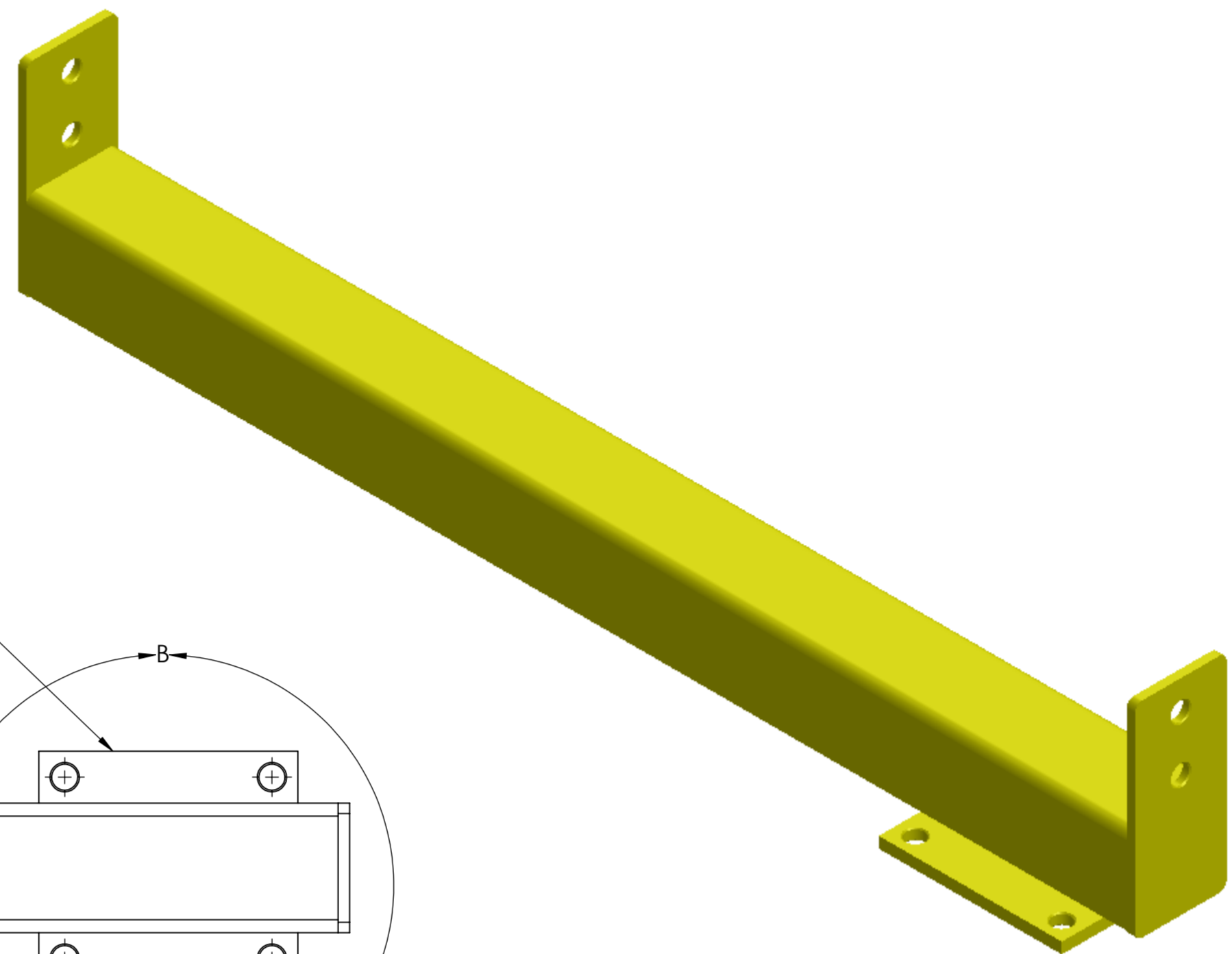


Medidas en mm

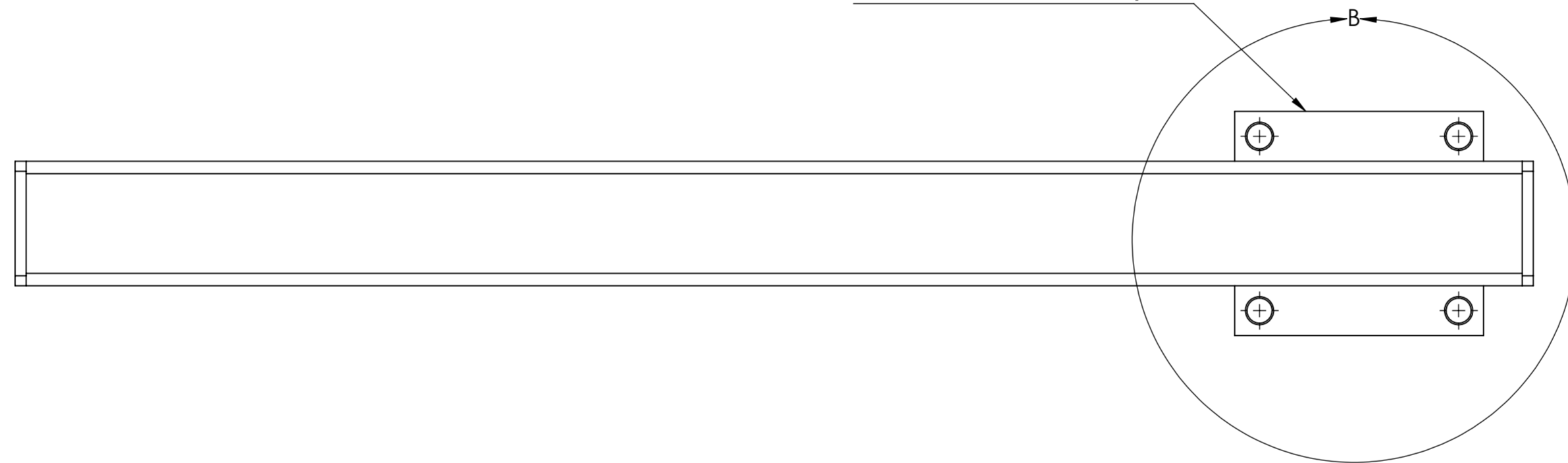
 	DIBUJADO POR:	Arnulfo Javier Niño Duarte Yosmer David Bolaño Diaz	TÍTULO DEL PROYECTO:	Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo		FECHA:	01-Febrero-2015	
	REVISADO POR:	Ing. Carlos Borrás Pinilla	NOMBRE DE DIBUJO:	Travesaño		ESCALA:	1:2	A2
			MATERIAL:	Acero ASTM A1011-G50	PESO:	2,95 kg		Hoja 5 de 16



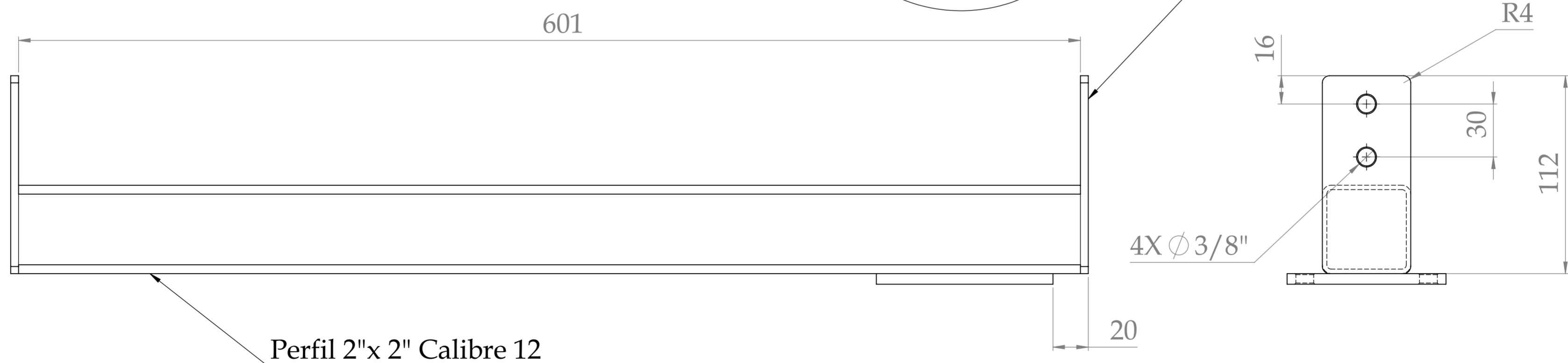
DETALLE B  
ESCALA 2 : 5



Platina Calibre 1/4"

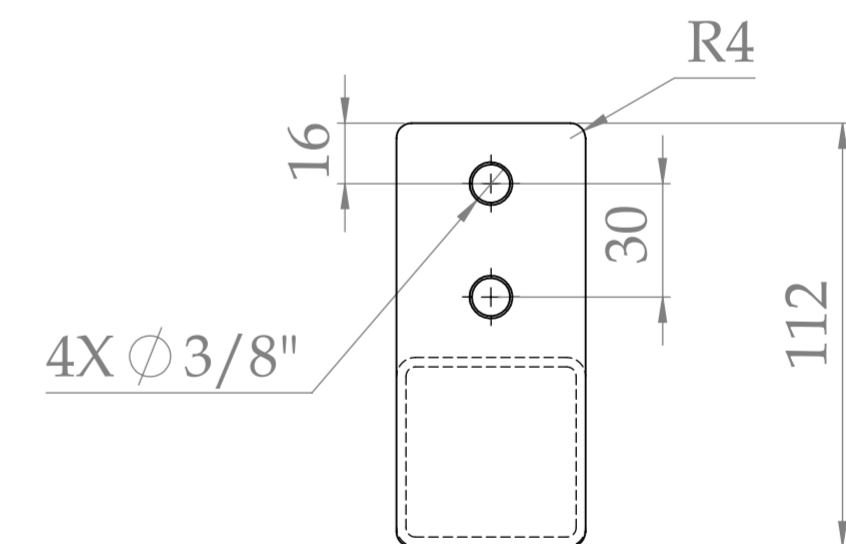
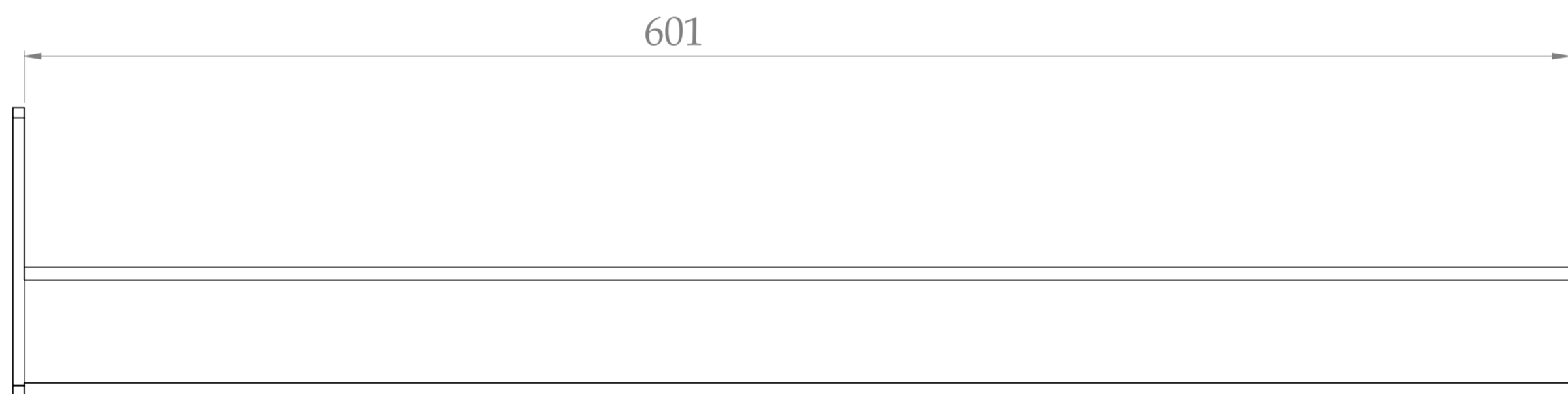
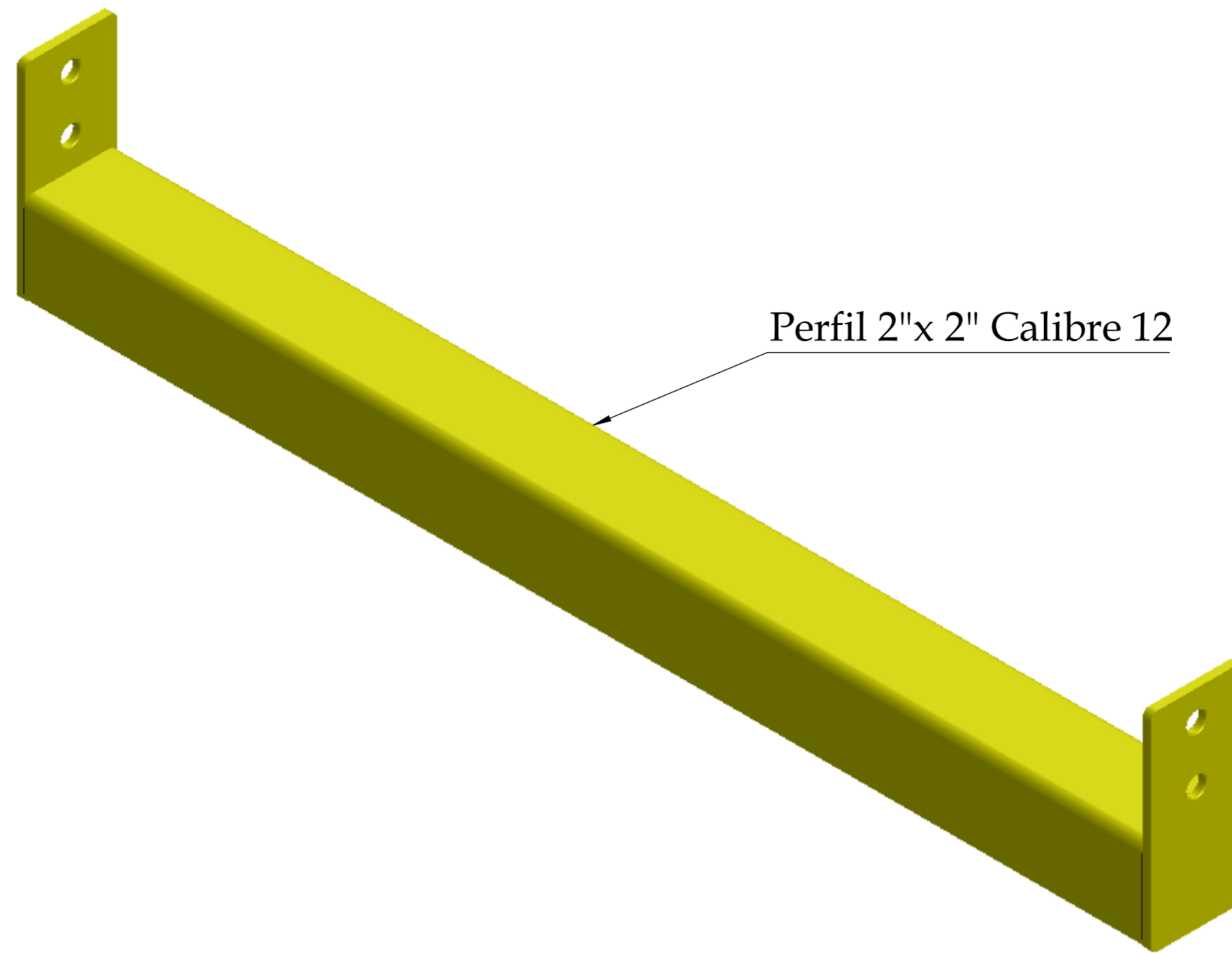


Platina Calibre 3/16"





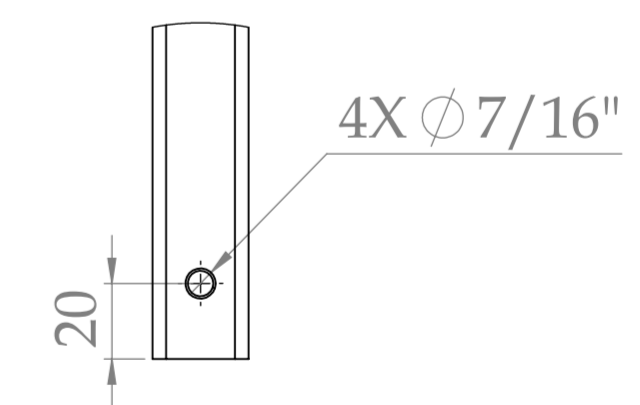
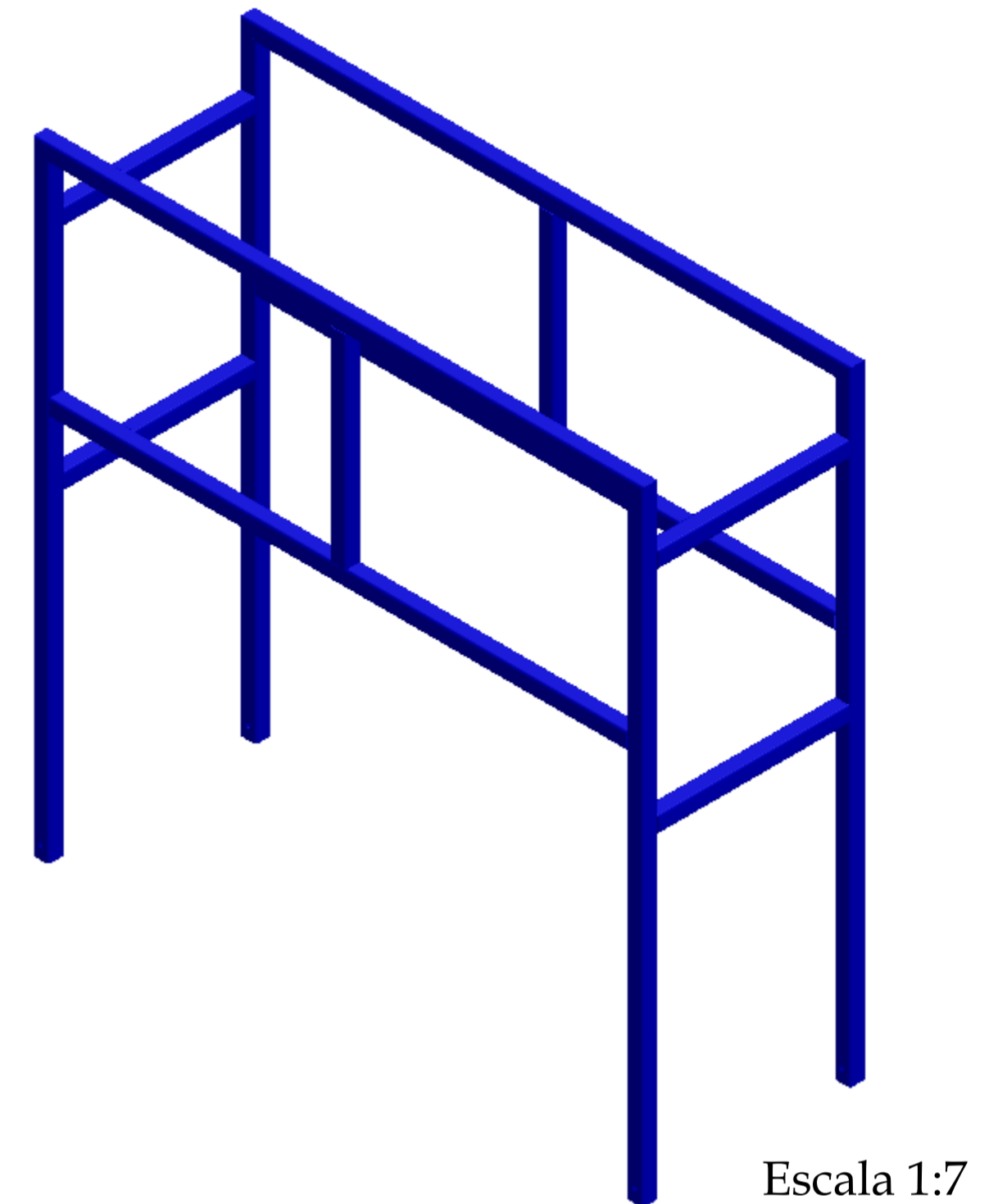
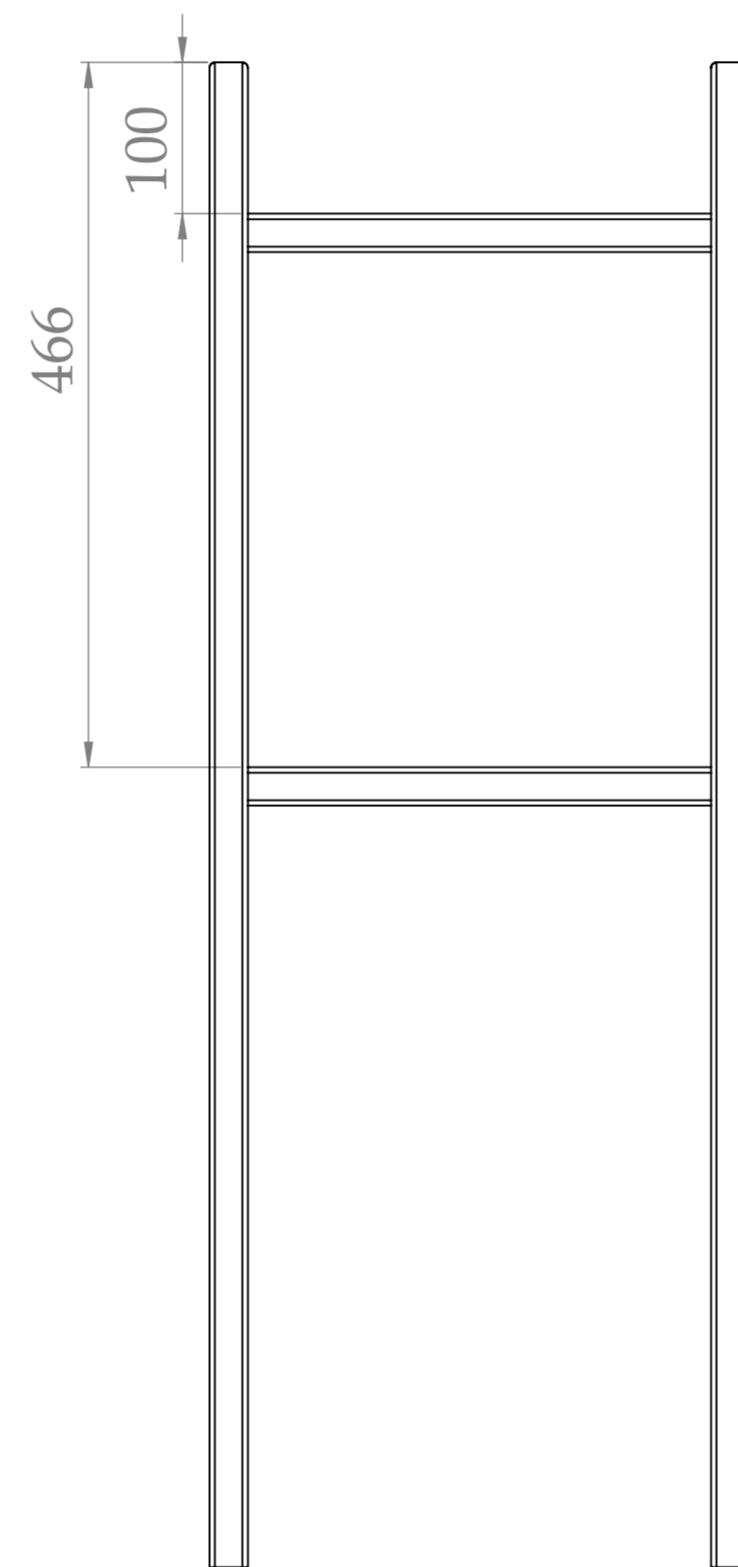
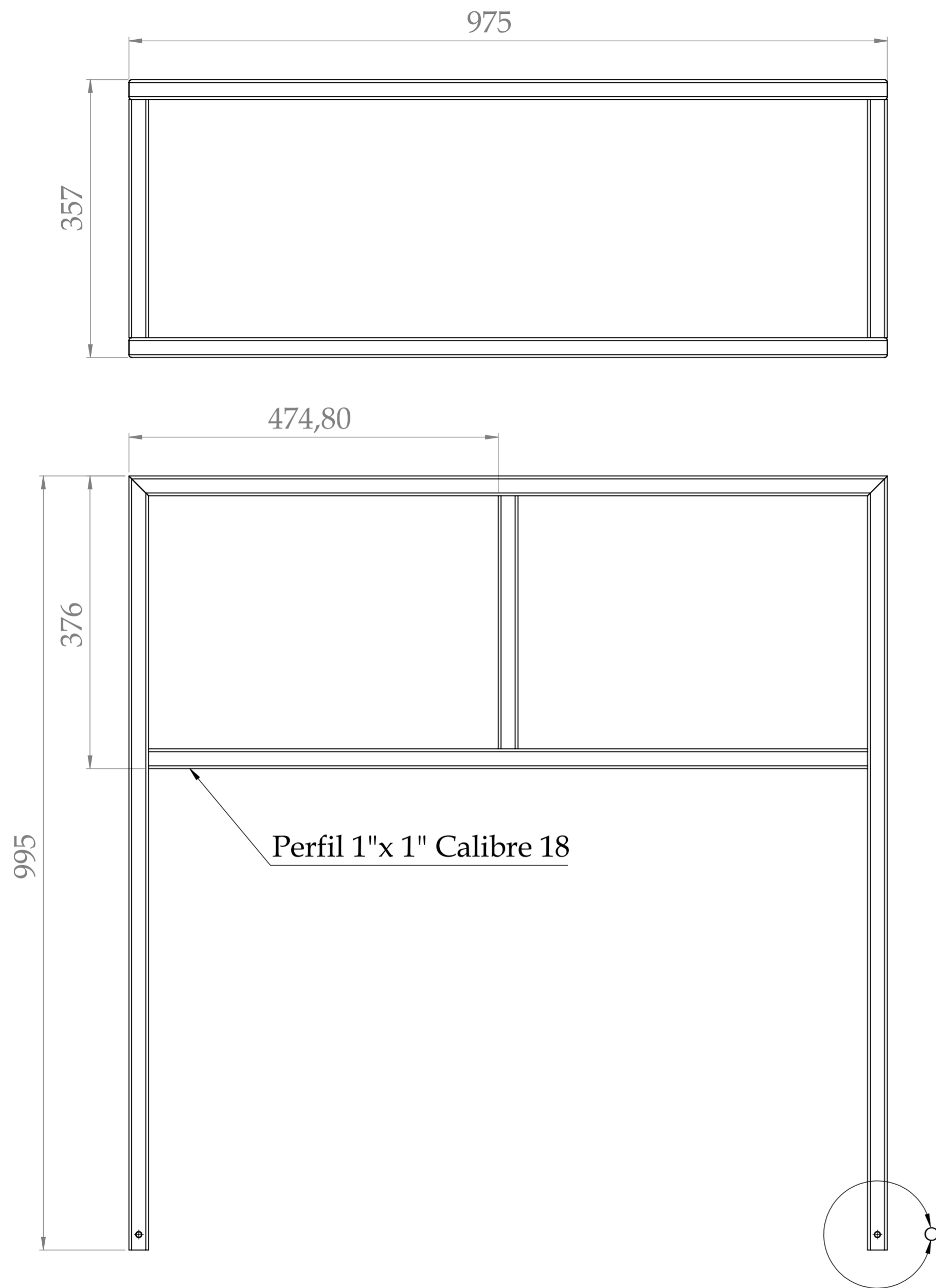
Perfil 2"x 2" Calibre 12

Medidas en mm



Medidas en mm

 	DIBUJADO POR:	Arnulfo Javier Niño Duarte Yosmer David Bolaño Diaz	TÍTULO DEL PROYECTO:	Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo		FECHA:	01-Febrero-2015	
	REVISADO POR:	Ing. Carlos Borrás Pinilla	NOMBRE DE DIBUJO:	Lateral N° 2		ESCALA:	1:2	A2
			MATERIAL:	Acero ASTM A1011-G50	PESO:	2,71 kg		Hoja 7 de 16



DETALLE C  
ESCALA 1 : 2

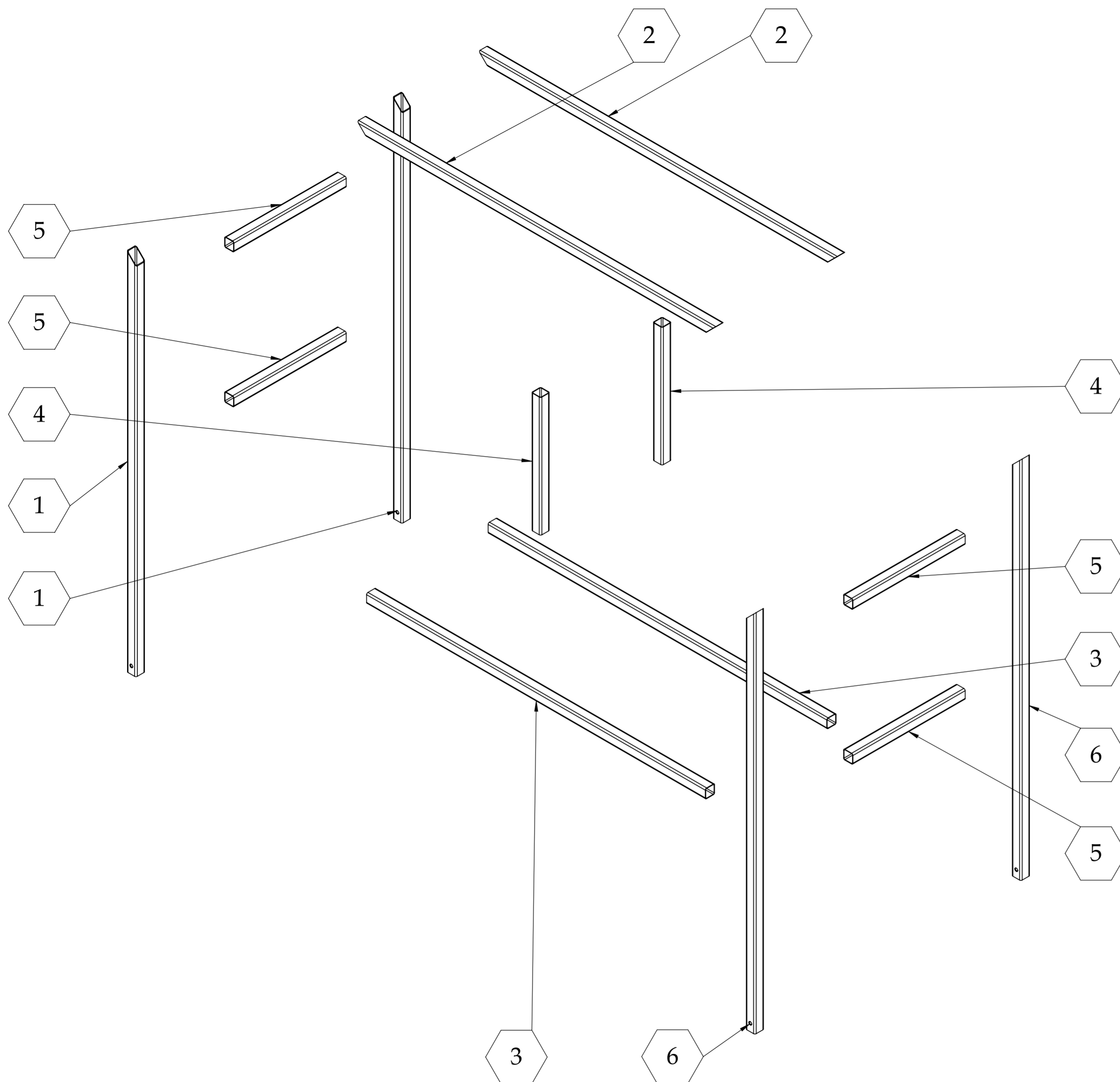
Medidas en mm



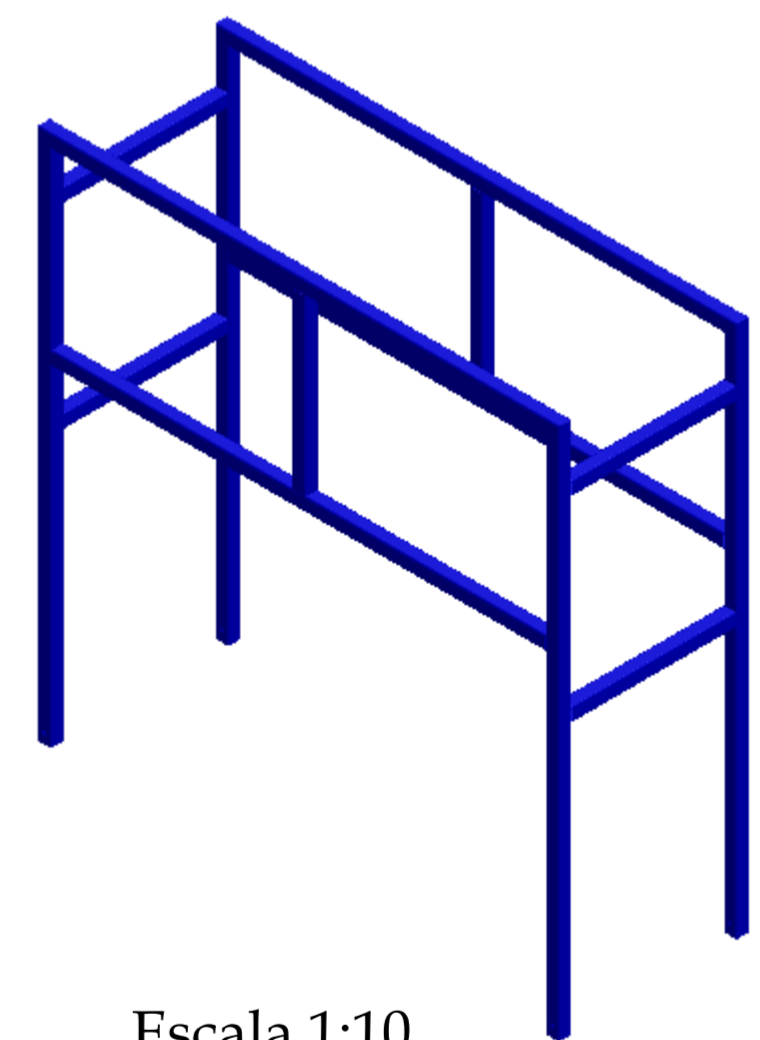
DIBUJADO POR:  
**Arnulfo Javier Niño Duarte**  
**Yosmer David Bolaño Diaz**  
 REVISADO POR:  
**Ing. Carlos Borrás Pinilla**

TÍTULO DEL PROYECTO: **Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo**  
 NOMBRE DE DIBUJO: **Estructura Soporte del Tanque**  
 MATERIAL: **Acero ASTM A1011-G50**  
 PESO: **8,29 kg**

FECHA: **01-Febrero-2015**  
 Escala:1:5 | **A2**  
 Hoja 8 de 16



Lista de cortes para pieza soldada		
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	LONGITUD
1	2	995
2	2	975
3	2	924.2
4	2	325.2
5	4	306.2
6	2	995
Longitud Total		9653.6



Escala 1:10

Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
**Arnulfo Javier Niño Duarte**  
**Yosmer David Bolaño Diaz**

REVISADO POR:  
**Ing. Carlos Borrás Pinilla**

TÍTULO DEL PROYECTO: **Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrotensión Bomba variable - Motor fijo**

NOMBRE DE DIBUJO: **Vista Explosión Estructura Soporte del Tanque**

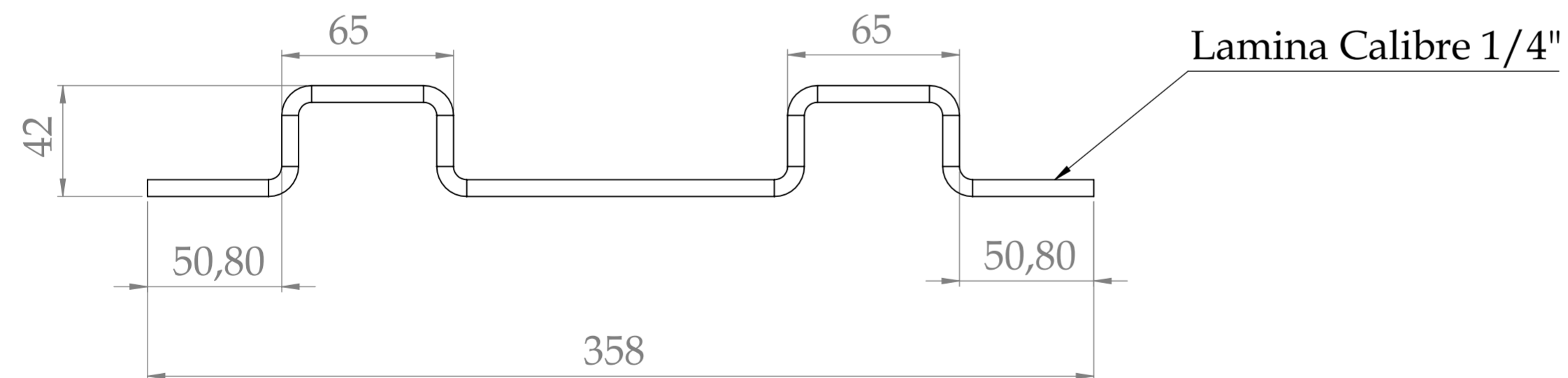
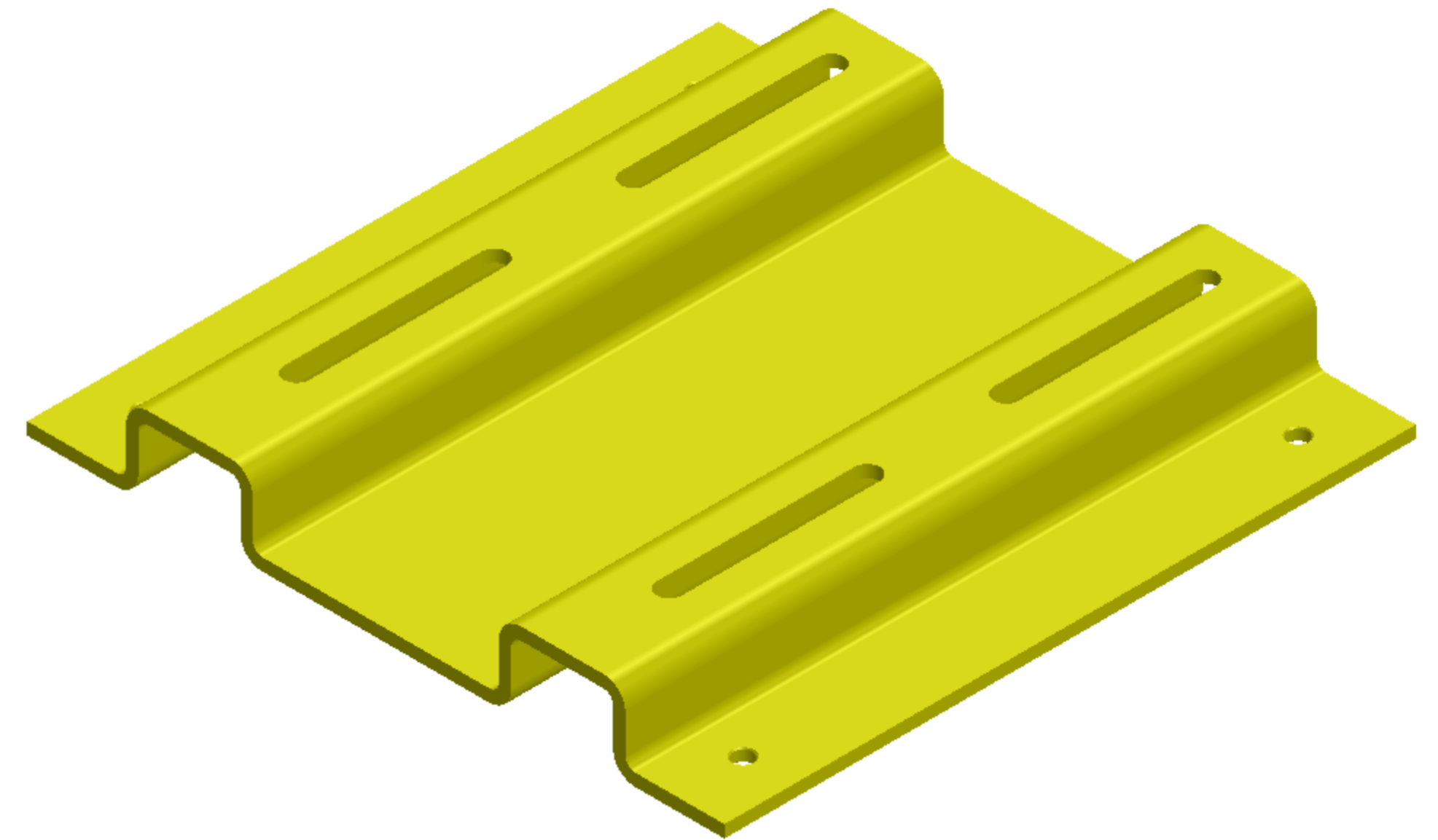
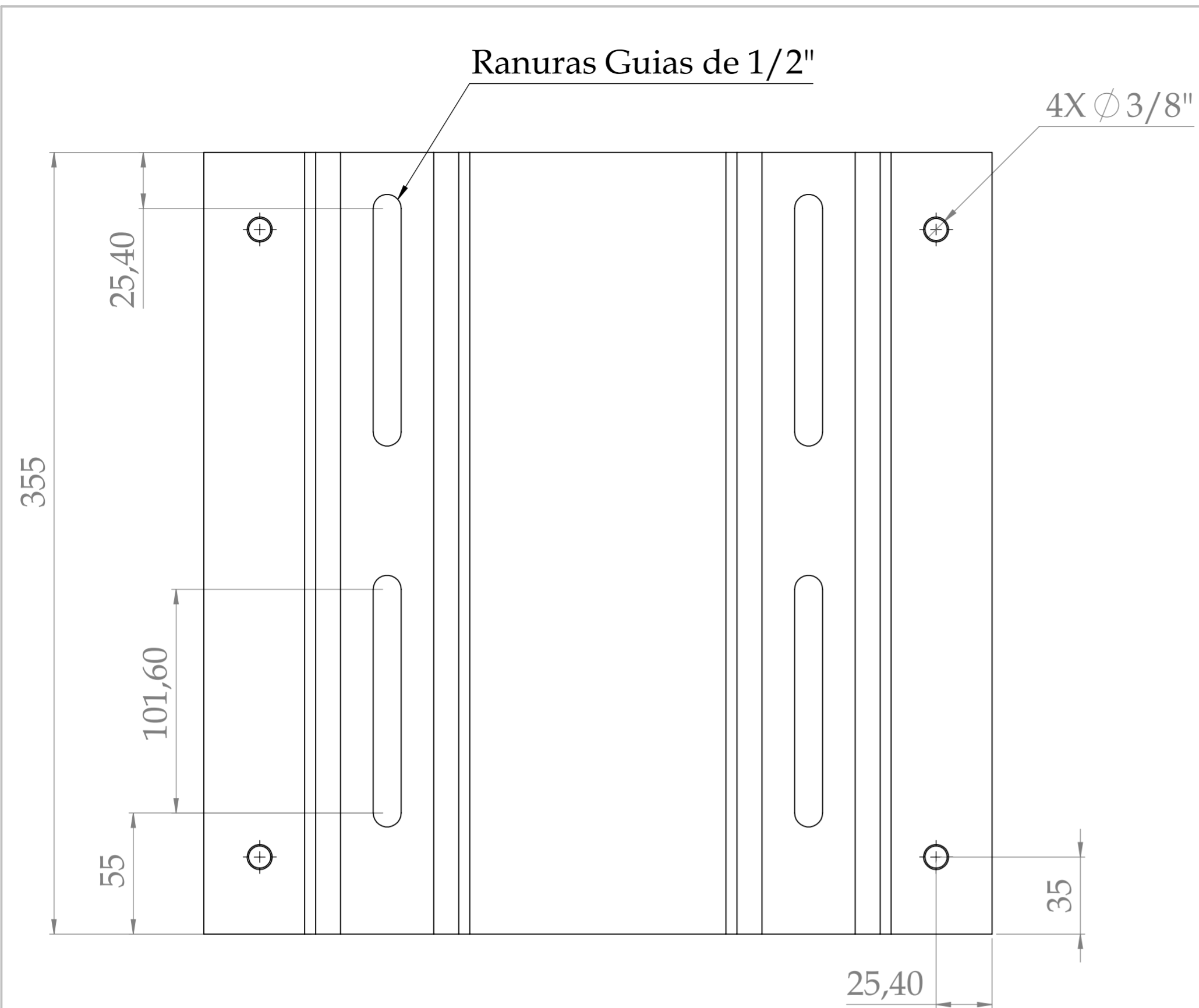
MATERIAL: **Acero ASTM A1011-G50**

FECHA: **01-Febrero-2015**

Escala: **1:6**      **A2**

Hoja **9** de **16**

PESO: **8,29 kg**



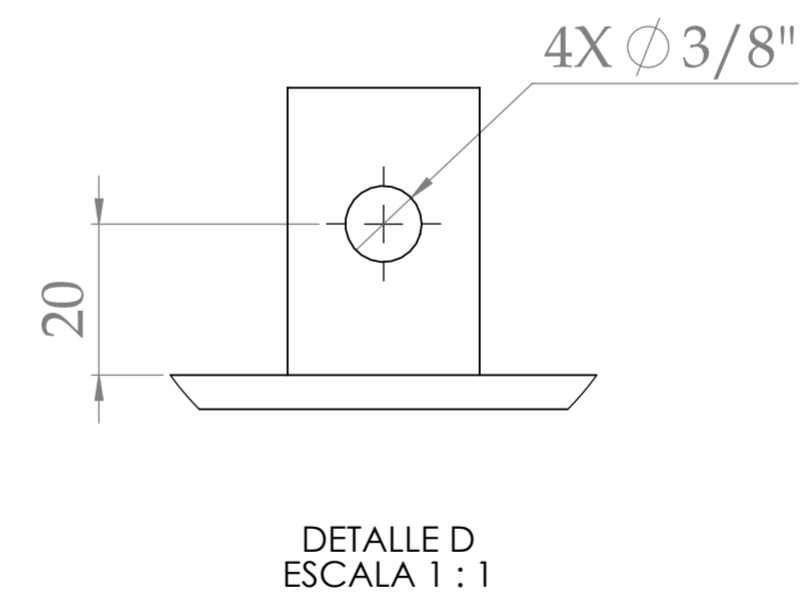
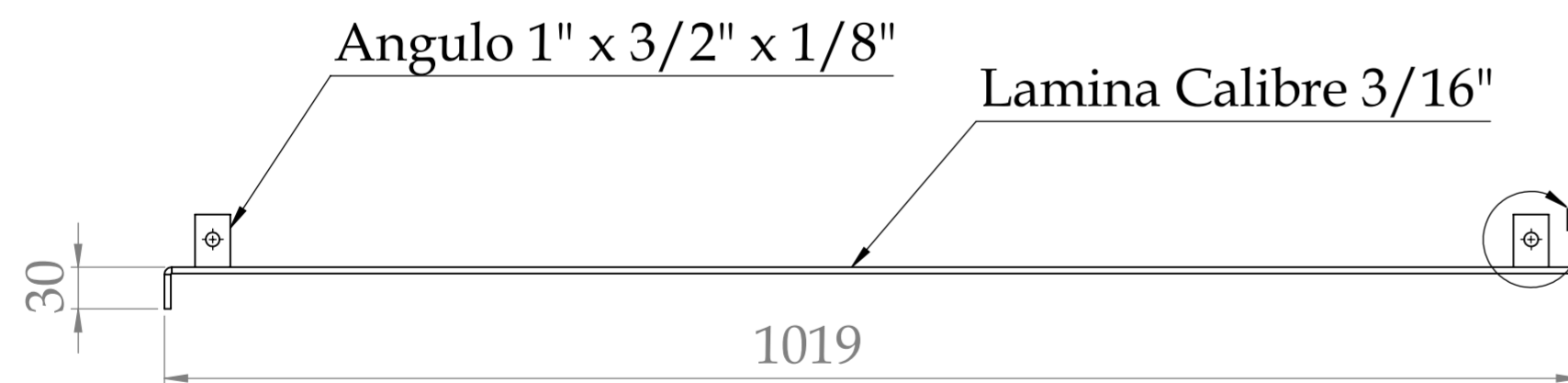
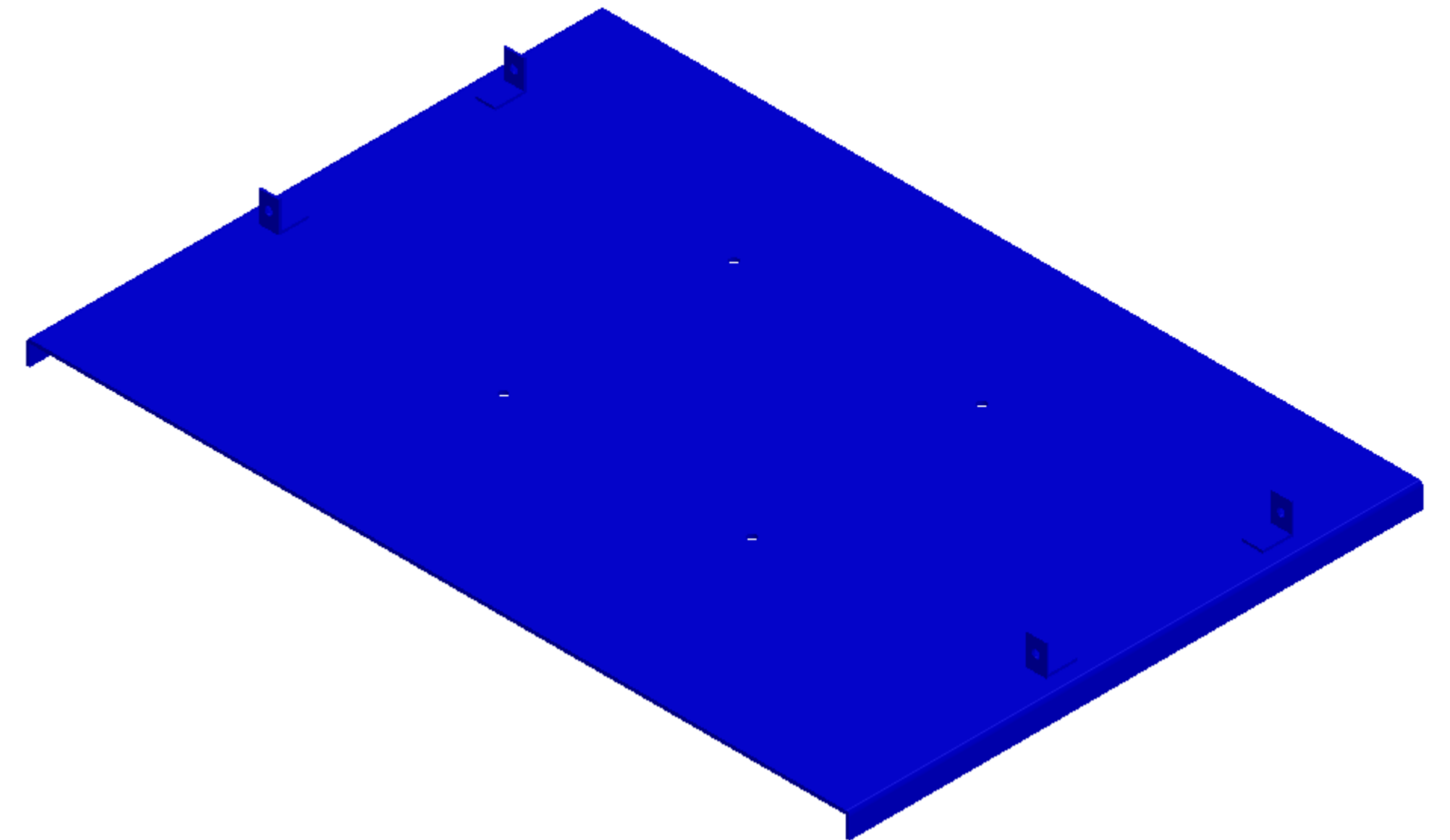
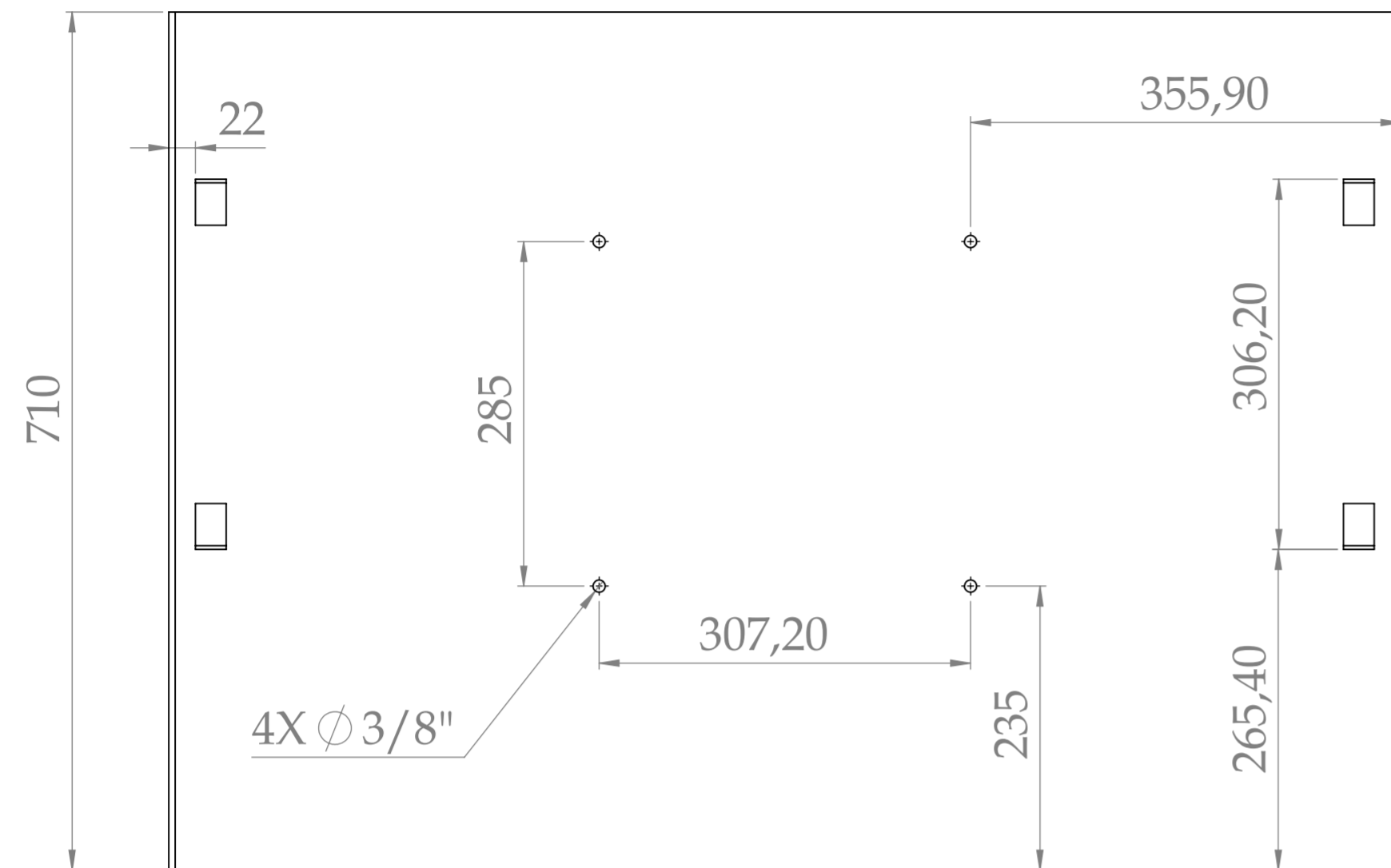
Medidas en mm





DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

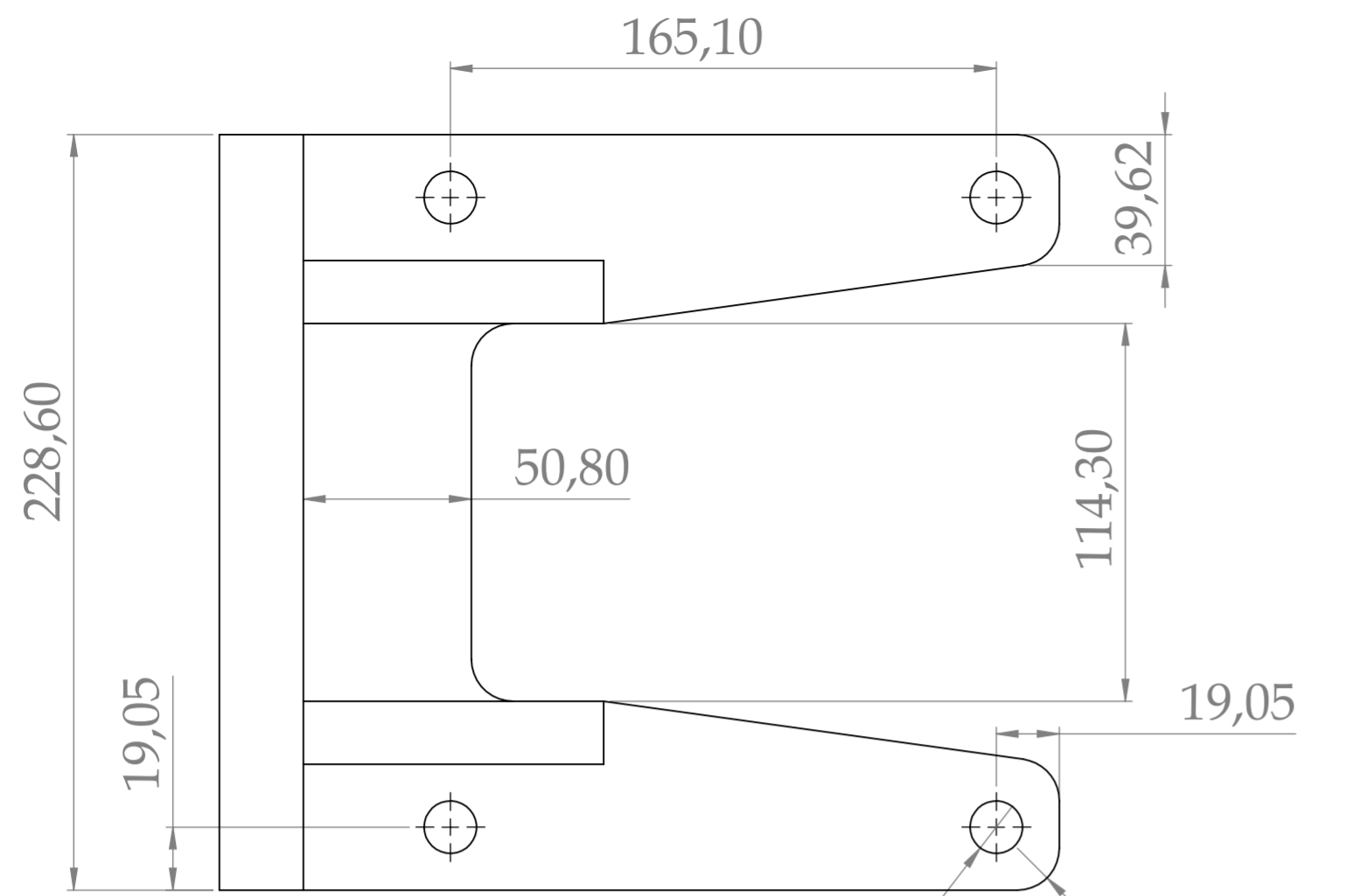
TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Guia del Soporte de la Bomba  
 MATERIAL: Acero ASTM A36  
 PESO: 8,54 kg

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala: 1:2 A2  
 Hoja 10 de 16

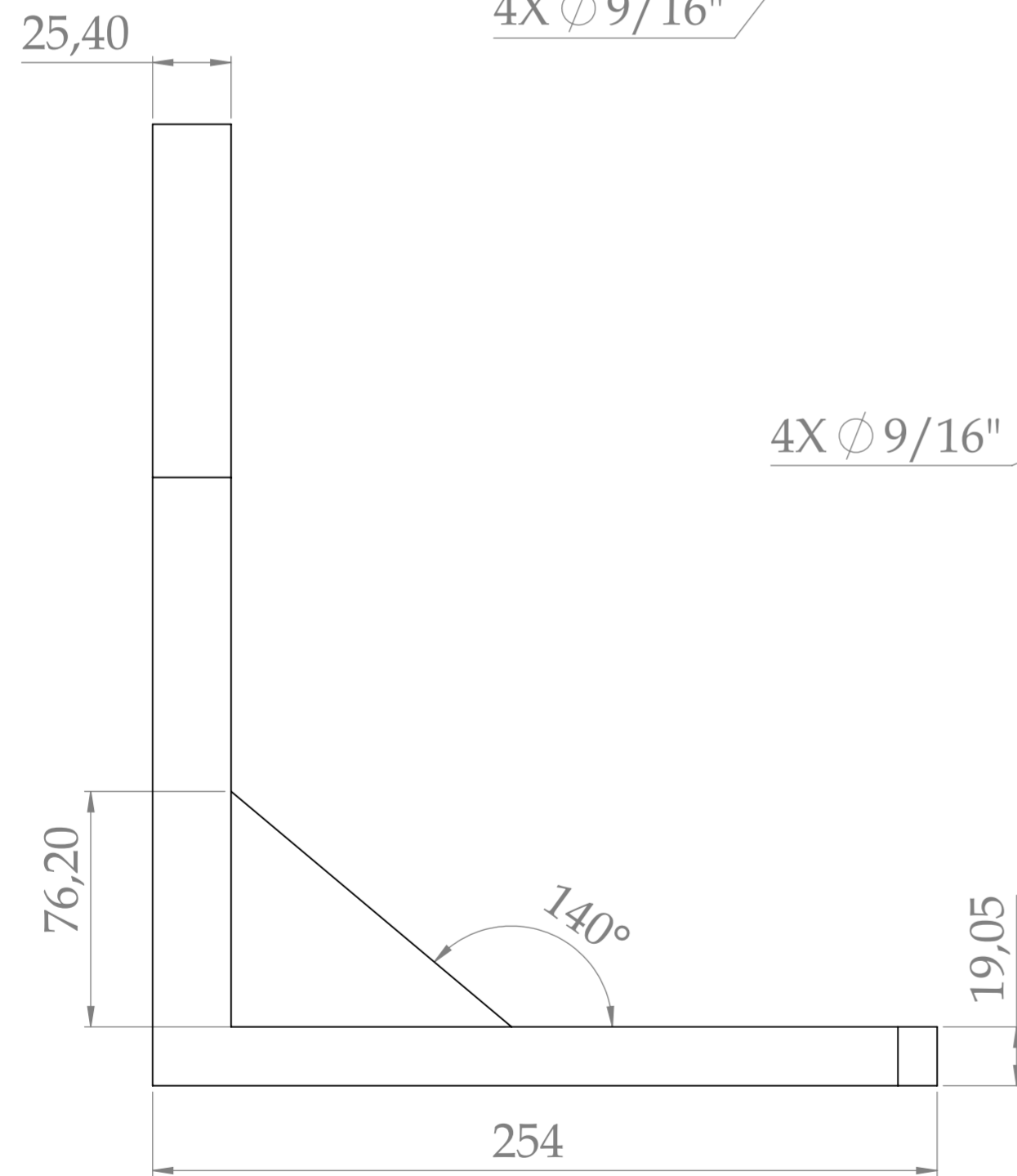


Medidas en mm

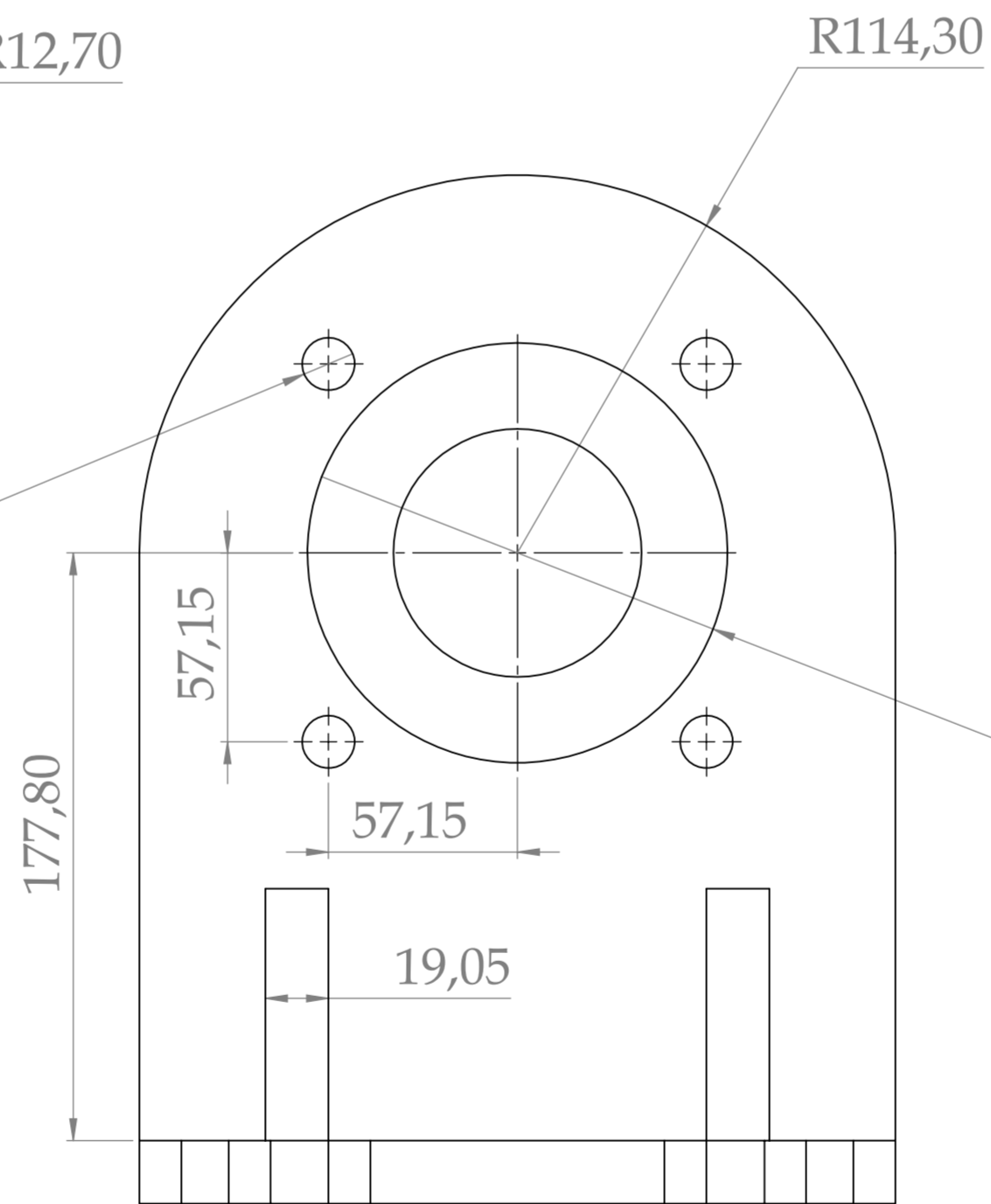
 	DIBUJADO POR:	Arnulfo Javier Niño Duarte Yosmer David Bolaño Diaz	TÍTULO DEL PROYECTO:	Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo		FECHA:	01-Febrero-2015	
	REVISADO POR:	Ing. Carlos Borrás Pinilla	NOMBRE DE DIBUJO:	Plataforma de Trabajo N° 1		ESCALA:	1:5	A2
			MATERIAL:	Acero ASTM A36	PESO:	26,9 kg		Hoja 11 de 16



4X  $\phi 9/16''$  R12,70



4X  $\phi 9/16''$



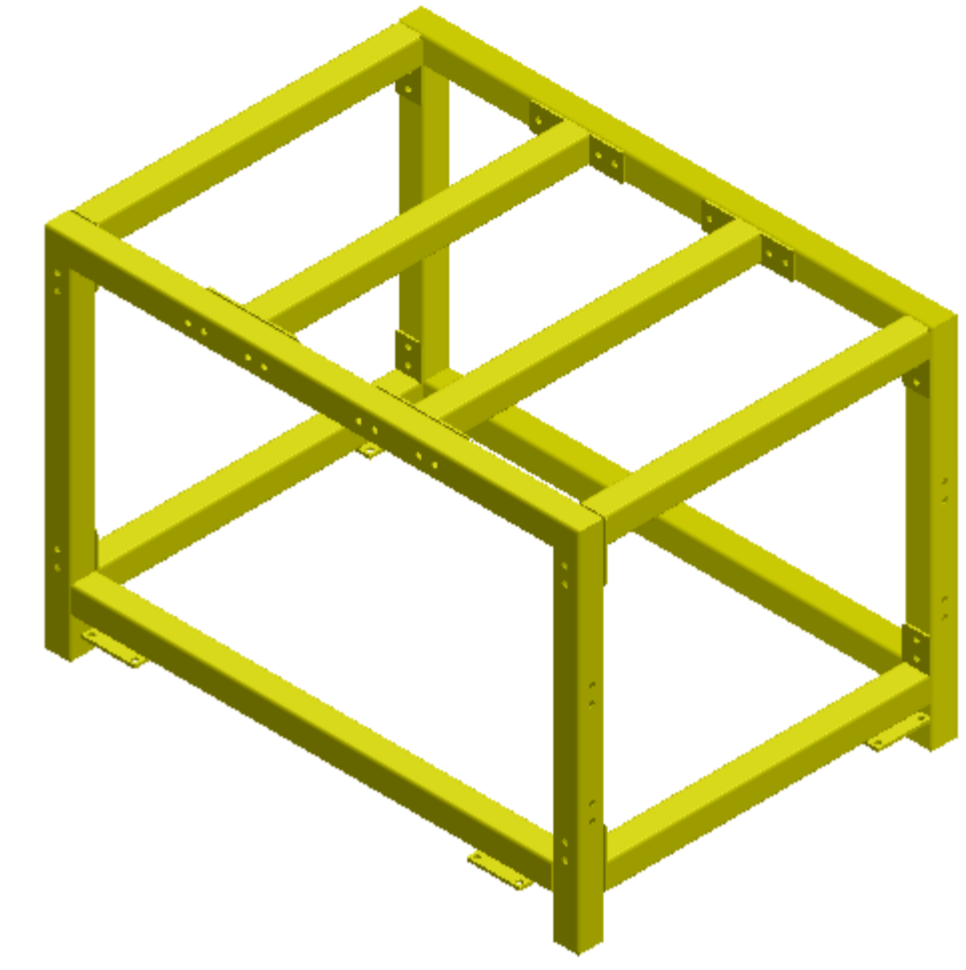
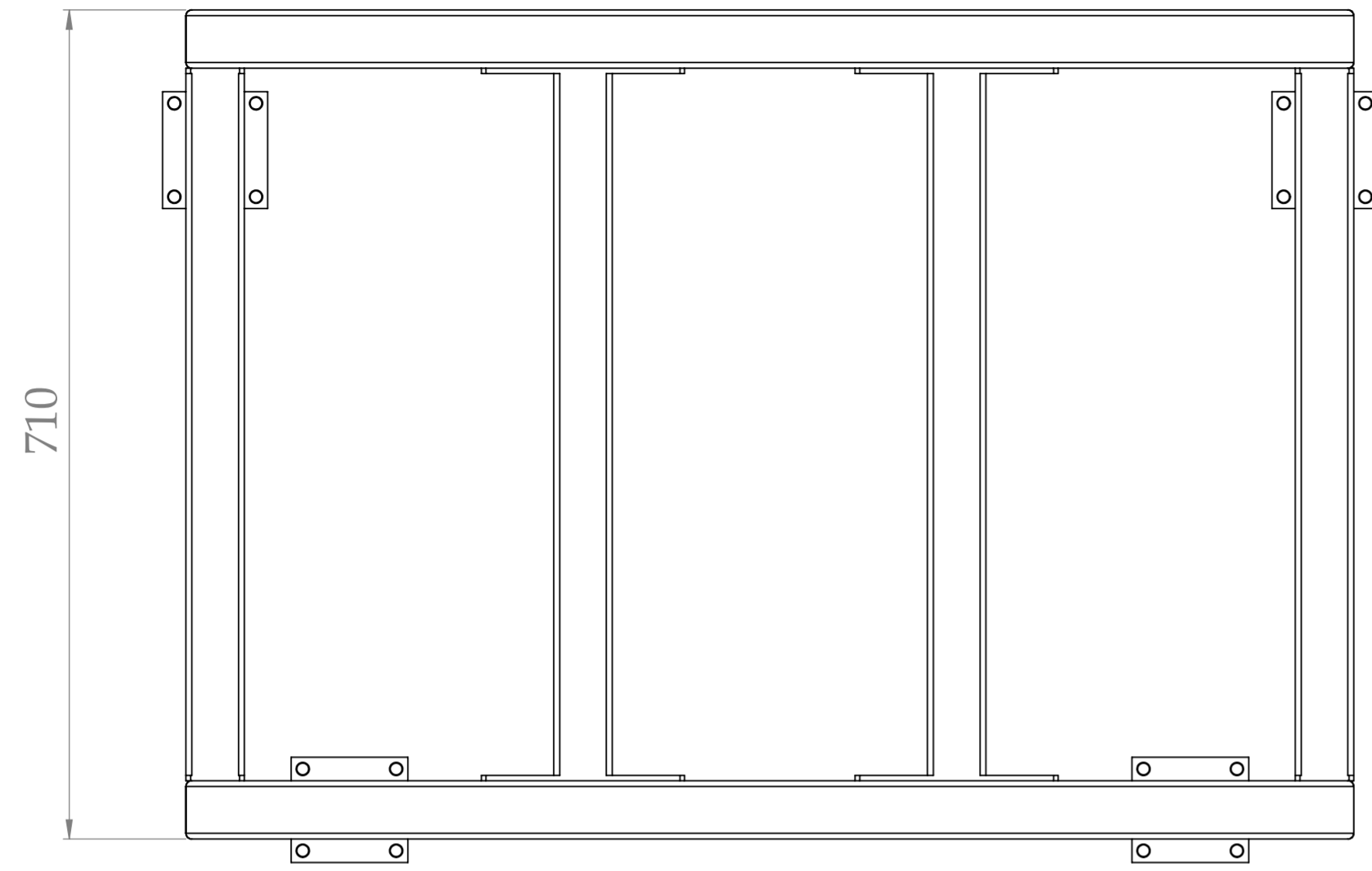
Medidas en mm



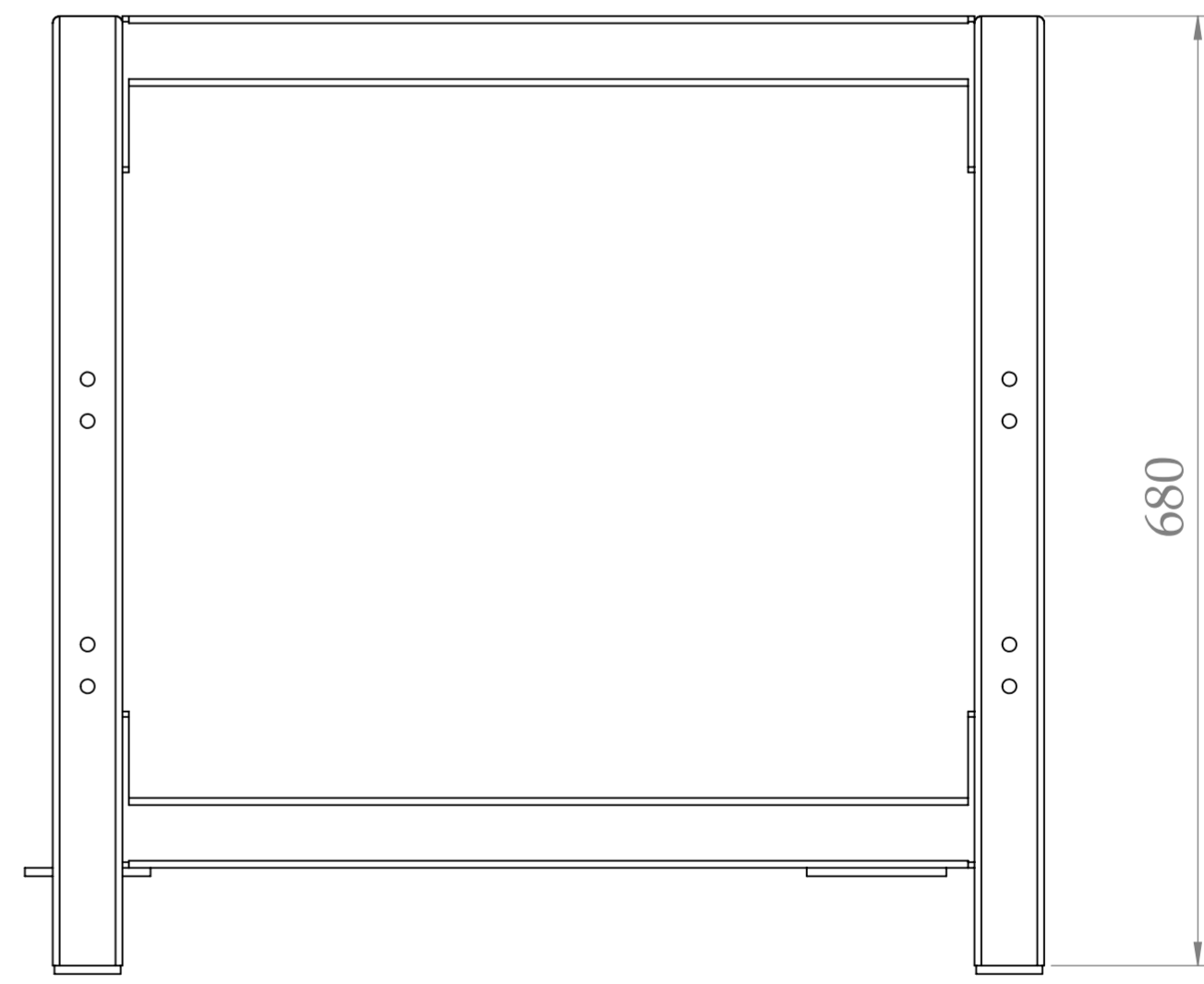
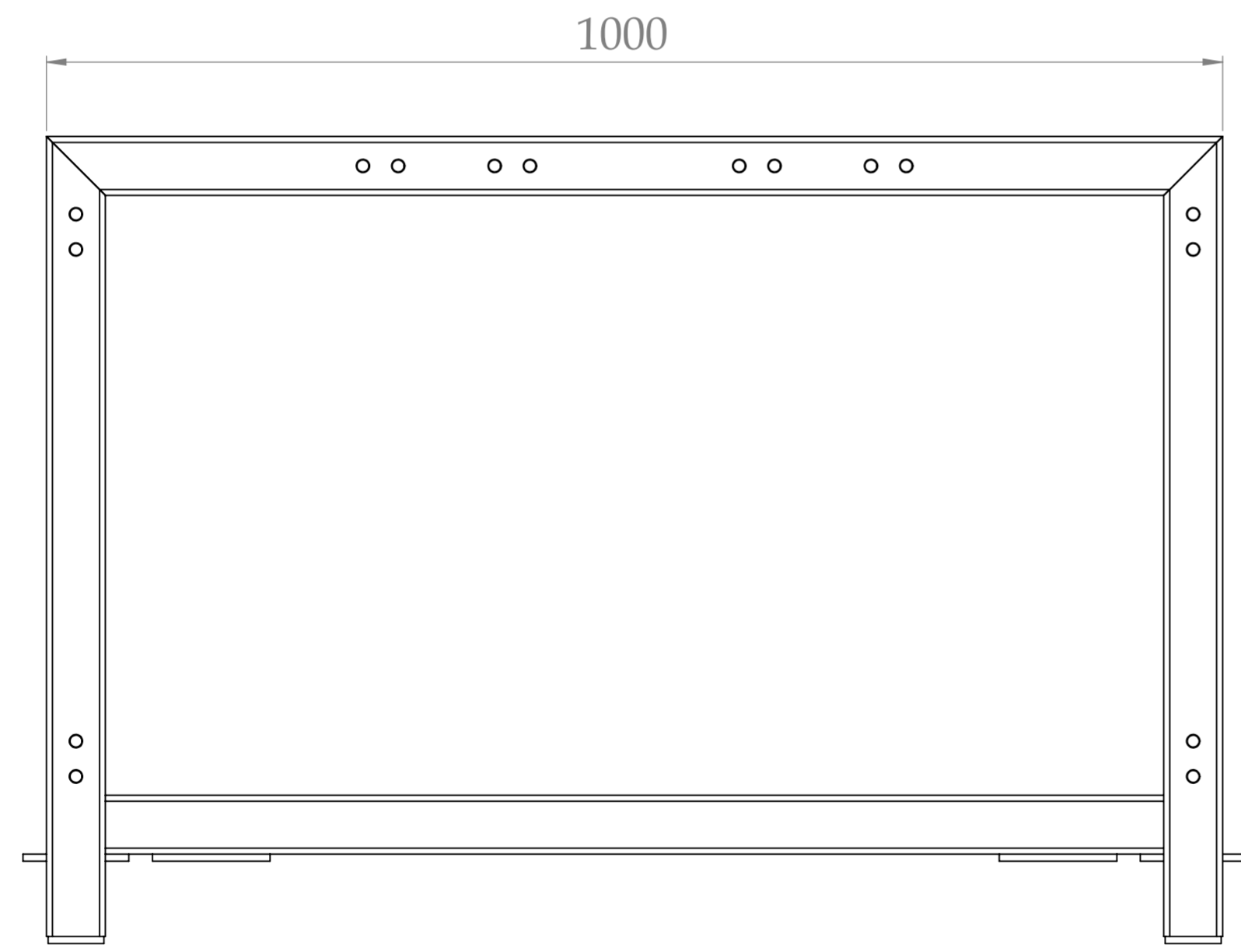
DIBUJADO POR:  
**Arnulfo Javier Niño Duarte**  
**Yosmer David Bolaño Diaz**  
 REVISADO POR:  
**Ing. Carlos Borrás Pinilla**

TÍTULO DEL PROYECTO: **Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo**  
 NOMBRE DE DIBUJO: **Soporte de la Bomba**  
 MATERIAL: **Acero AISI 1045**  
 PESO: **16,48 kg**

FECHA: **01-Febrero-2015**  
 Escala:1:2 **A2**  
 Hoja 12 de 16



Escala 1:10



Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
**Arnulfo Javier Niño Duarte**  
**Yosmer David Bolaño Diaz**

REVISADO POR:  
**Ing. Carlos Borrás Pinilla**

TÍTULO DEL PROYECTO: **Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo**

NOMBRE DE DIBUJO: **Estructura del módulo de la bomba hidráulica**

MATERIAL: **Acero ASTM A1011-G50**

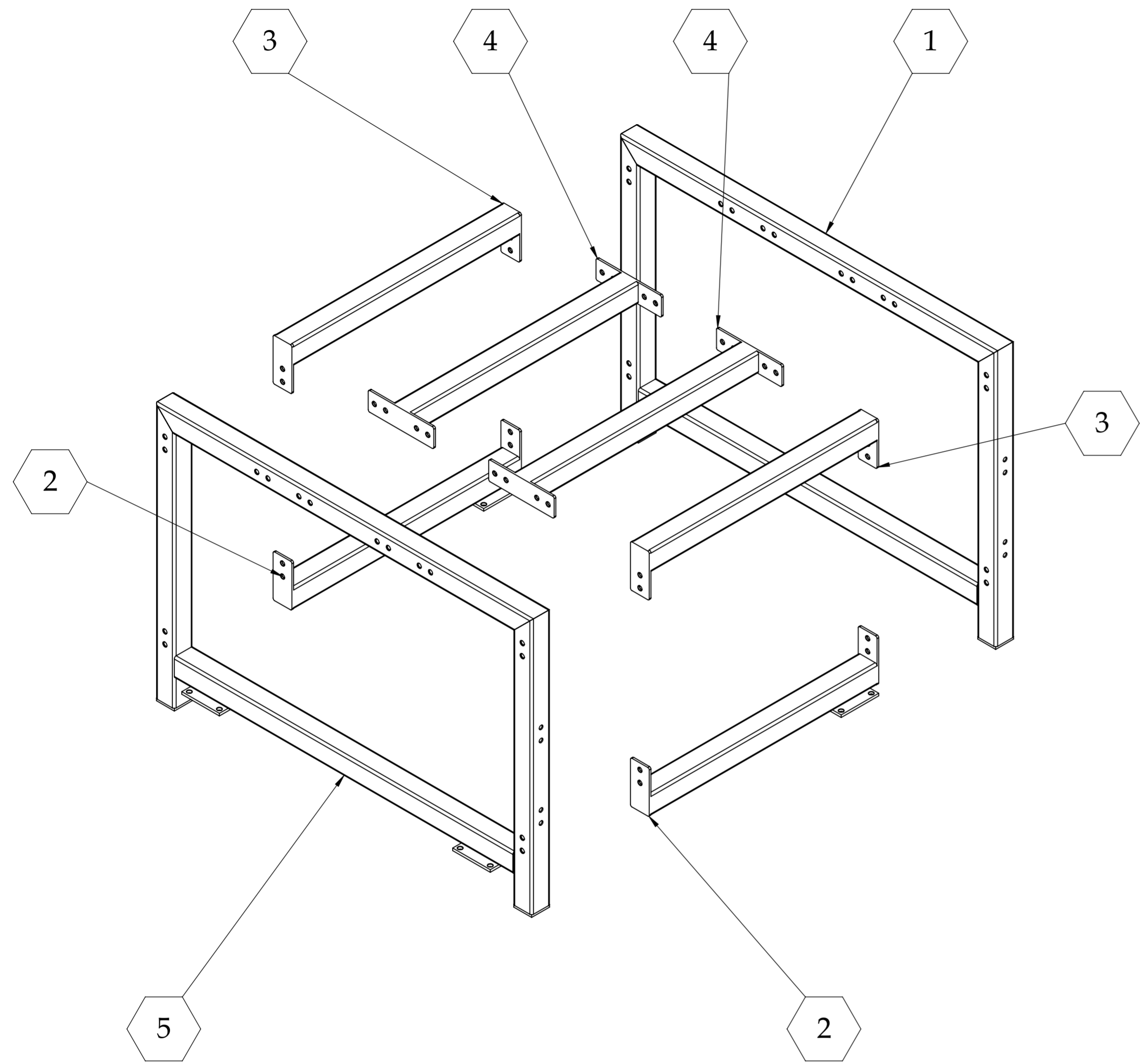
PESO: **40,6 kg**

FECHA: **01-Febrero-2015**

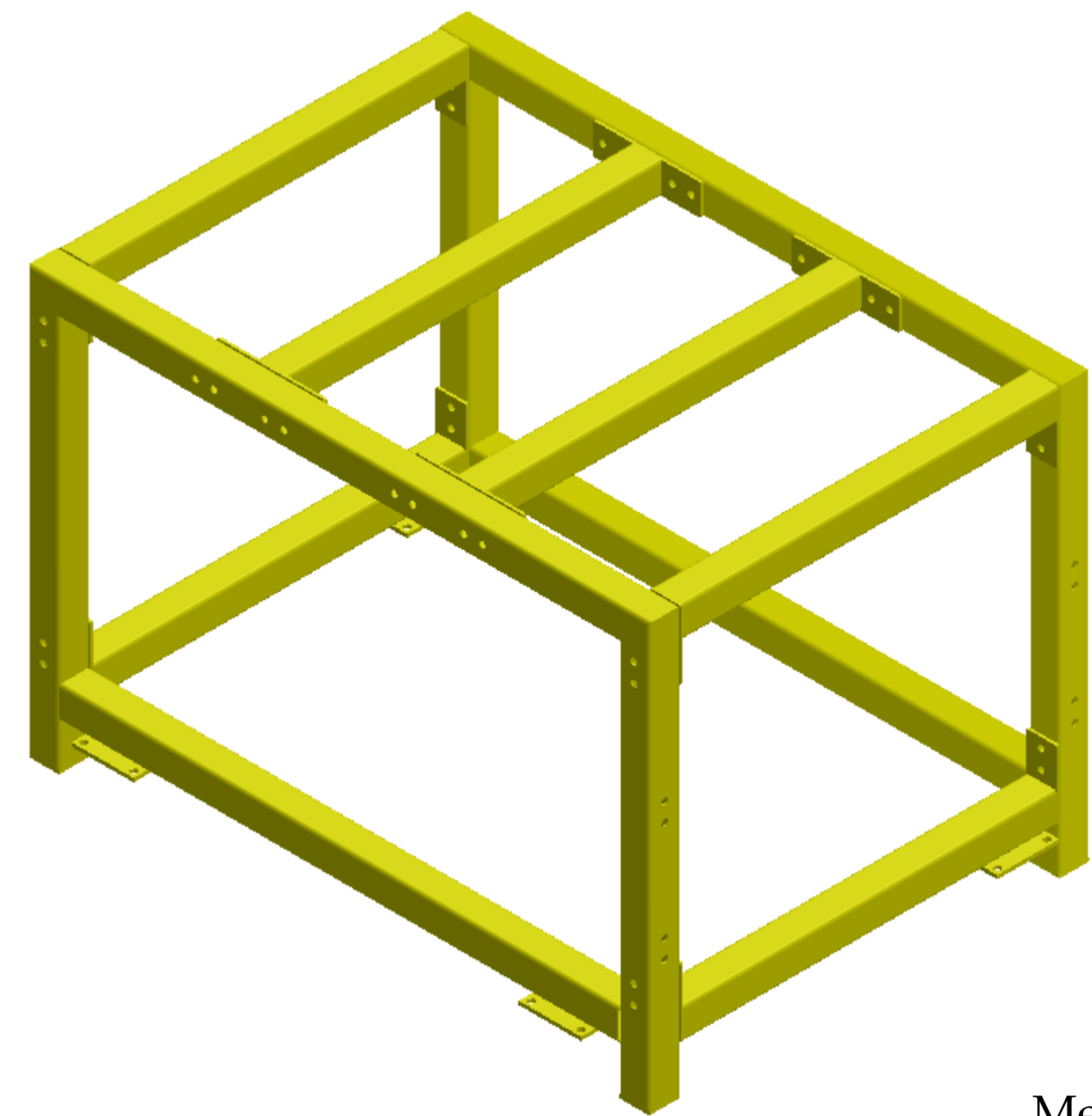
Escala: **1:5**

A2



Hoja **13** de **16**

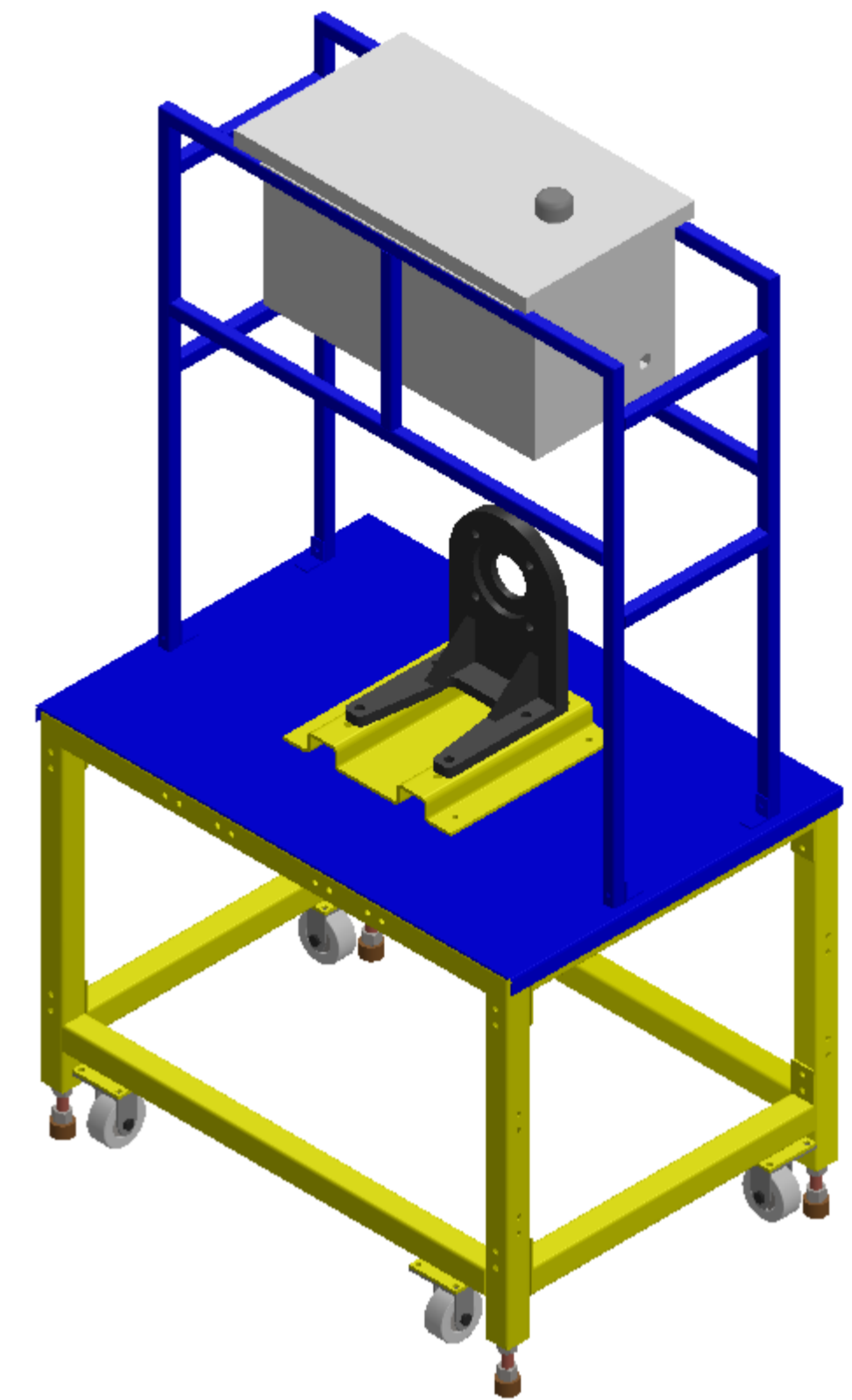
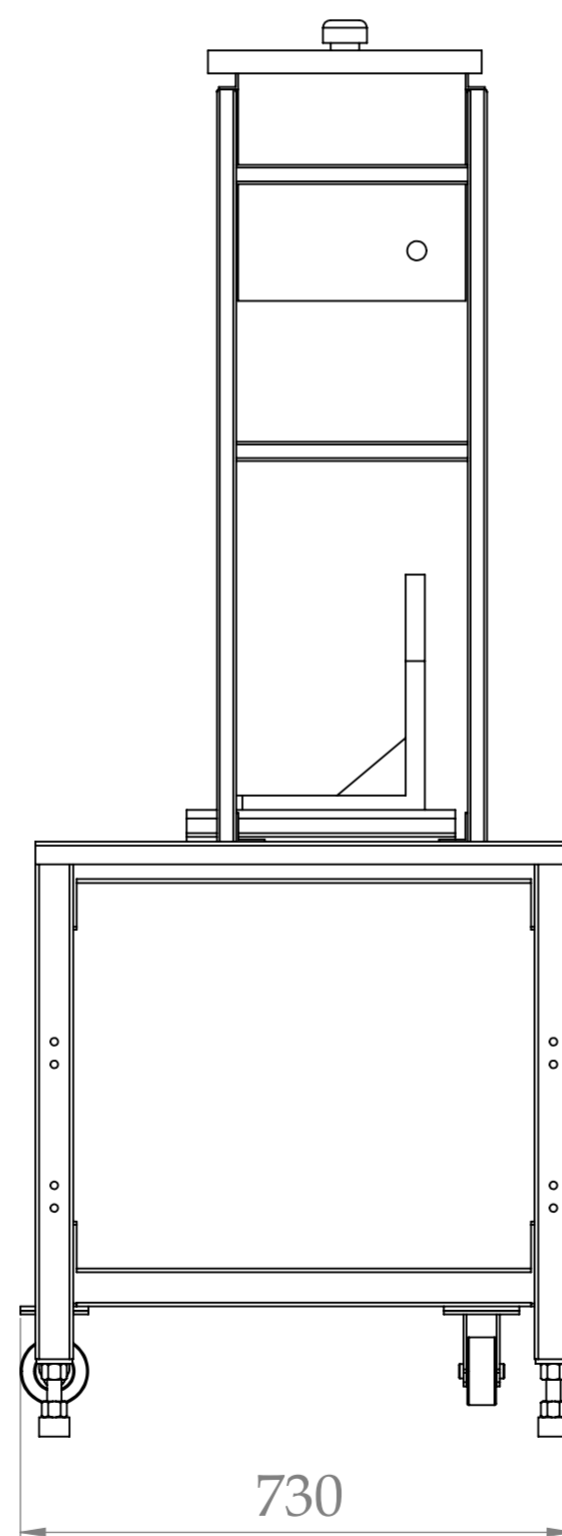
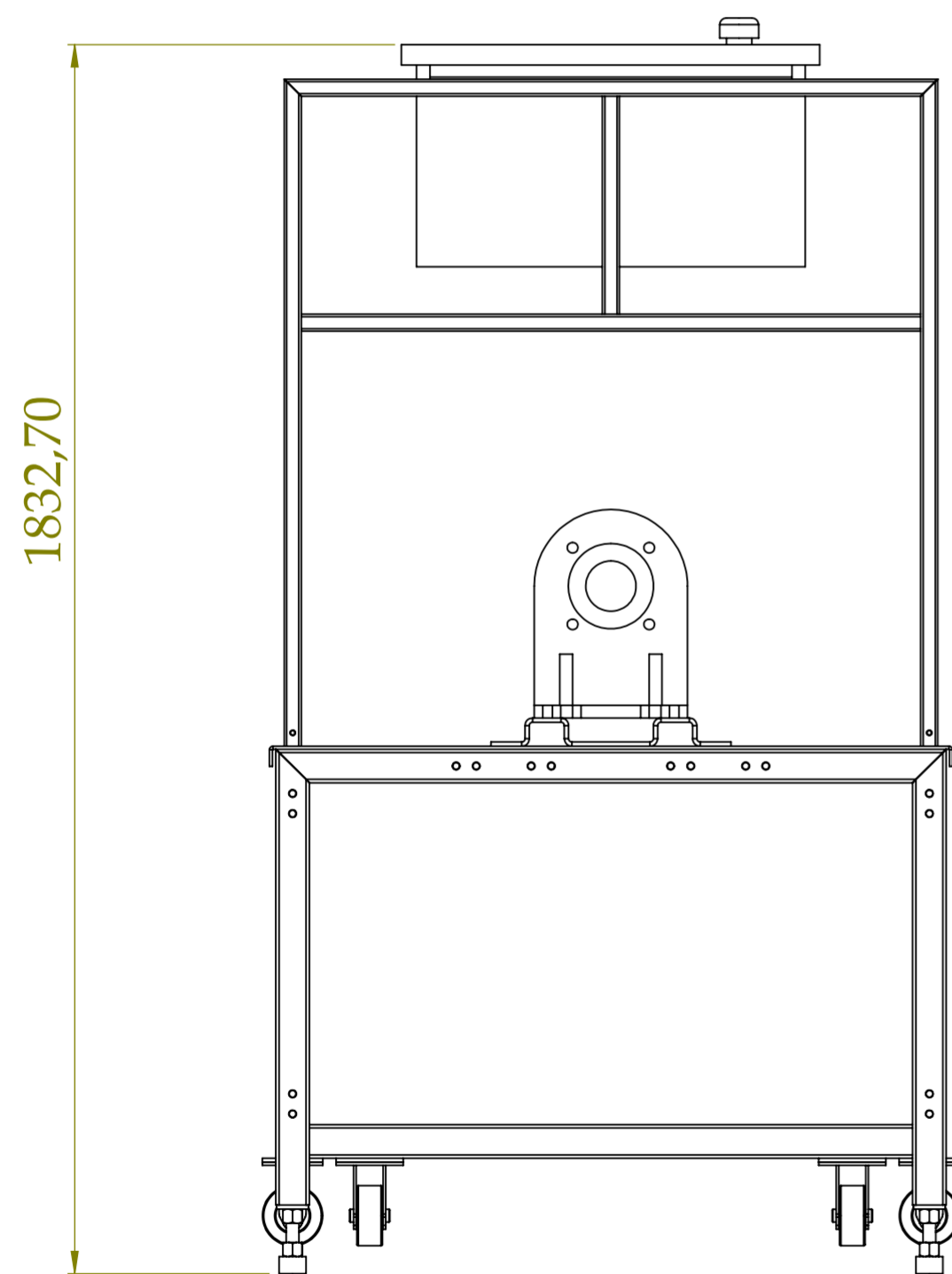
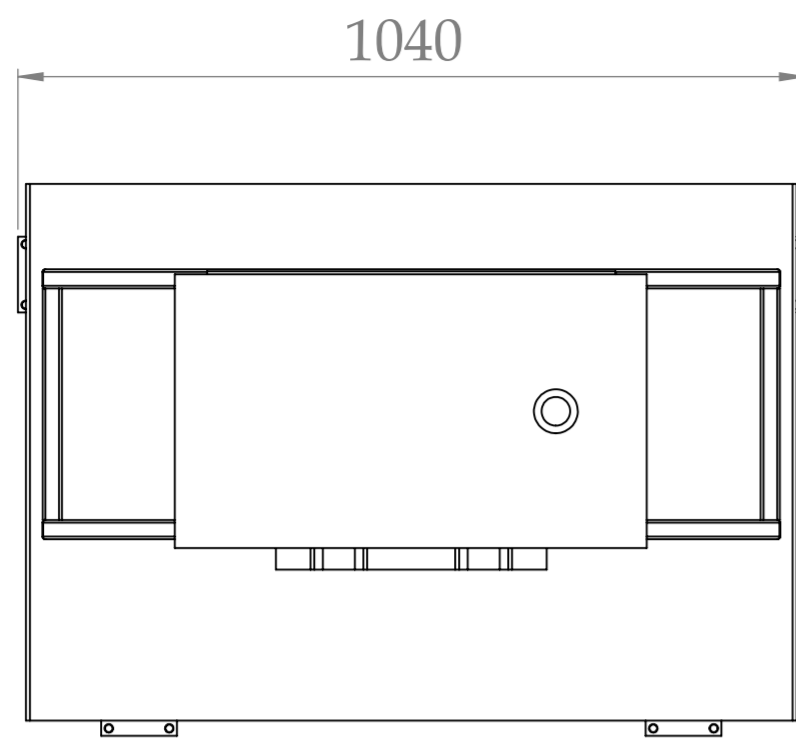


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Frontal N° 1	1
2	Lateral N° 1	2
3	Lateral N° 2	2
4	Travesaño	2
5	Frontal N° 2	1



Medidas en mm

 	DIBUJADO POR: Arnulfo Javier Niño Duarte Yosmer David Bolaño Diaz	TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo	FECHA: 01-Febrero-2015	
	REVISADO POR: Ing. Carlos Borrás Pinilla	NOMBRE DE DIBUJO: Vista Explosión Estructura del módulo de la bomba hidráulica	MATERIAL: Acero ASTM A1011-G50	PESO: 40,6 kg
			Hoja 14 de 16	



Medidas en mm

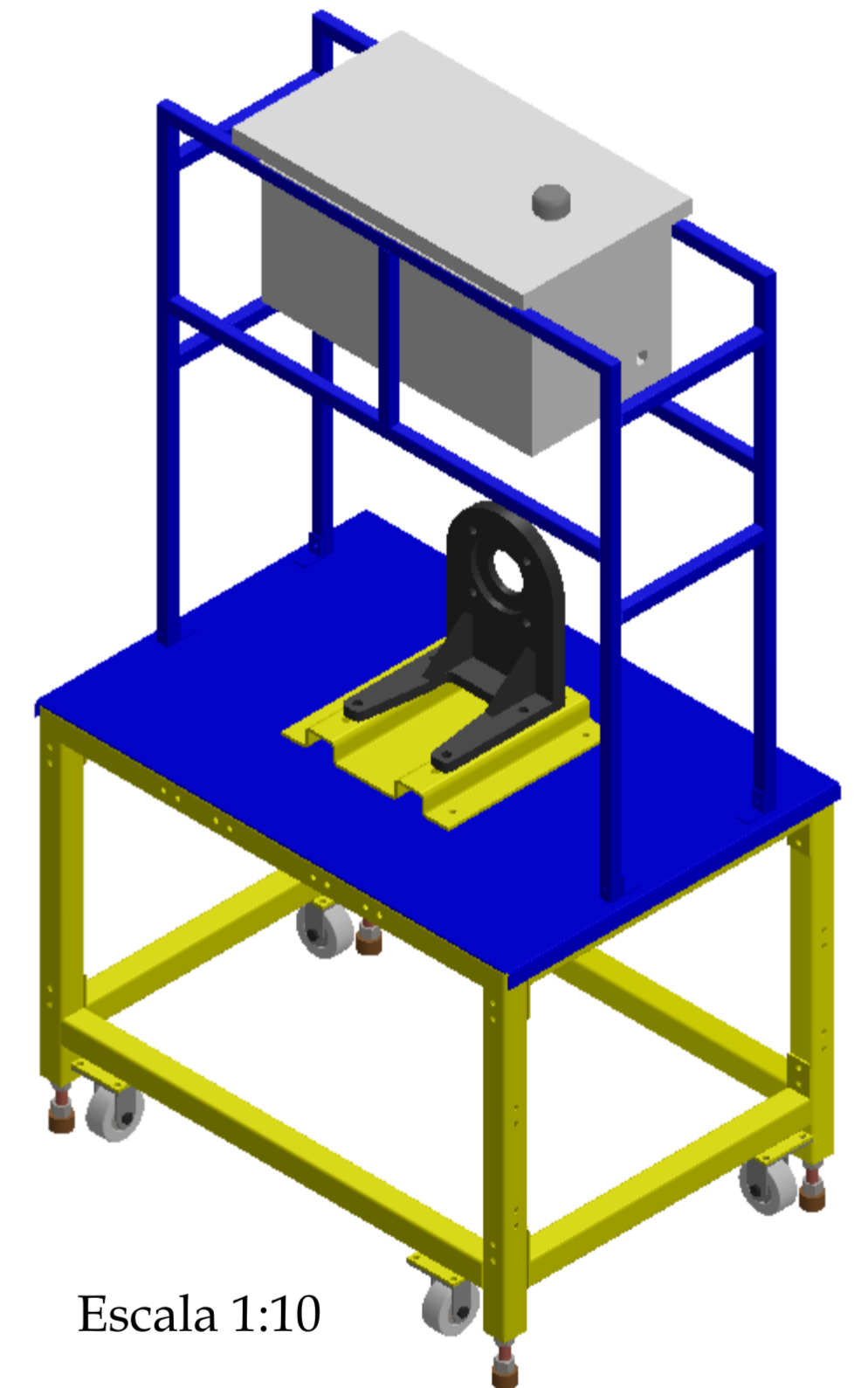
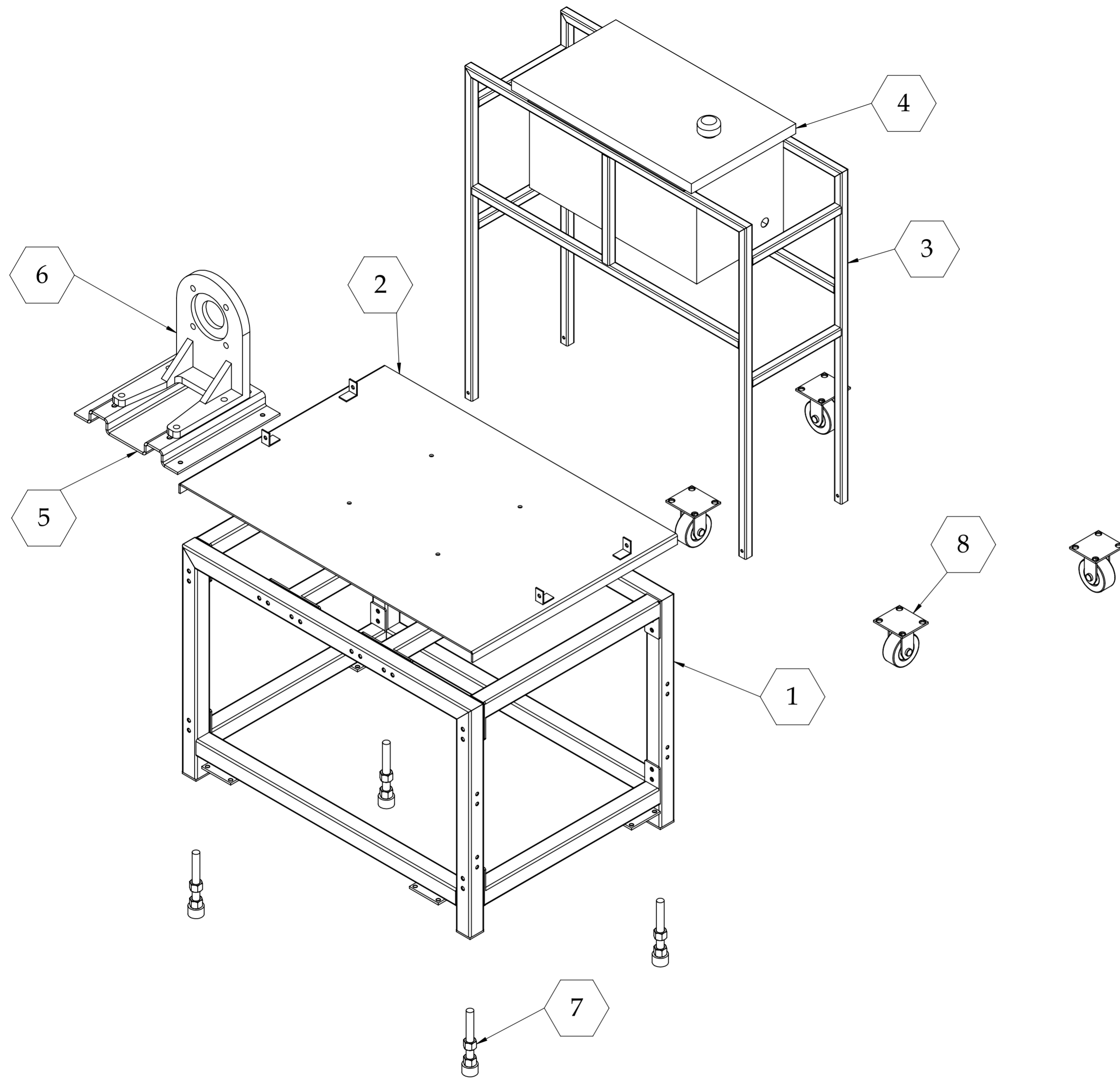


DIBUJADO POR:  
**Arnulfo Javier Niño Duarte**  
**Yosmer David Bolaño Diaz**  
 REVISADO POR:  
**Ing. Carlos Borrás Pinilla**

TÍTULO DEL PROYECTO: **Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo**  
 NOMBRE DE DIBUJO: **Modulo de la Bomba hidráulica**  
 MATERIAL: **---**

FECHA: **01-Febrero-2015**  
 Escala: **1:10**      **A2**  
 PESO: **Aprox. 115 kg**  
**Hoja 15 de 16**

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Estructura del modulo de la bomba hidráulica	1
2	Plataforma de Trabajo N° 1	1
3	Estructura del Tanque	1
4	Tanque	1
5	Guia Soporte Bomba	1
6	Soporte Bomba	1
7	Pie nivelador	4
8	Rueda	4



Escala 1:10

Medidas en mm

Universidad Industrial de Santander



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz

REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo

NOMBRE DE DIBUJO: Modulo de la Bomba hidráulica

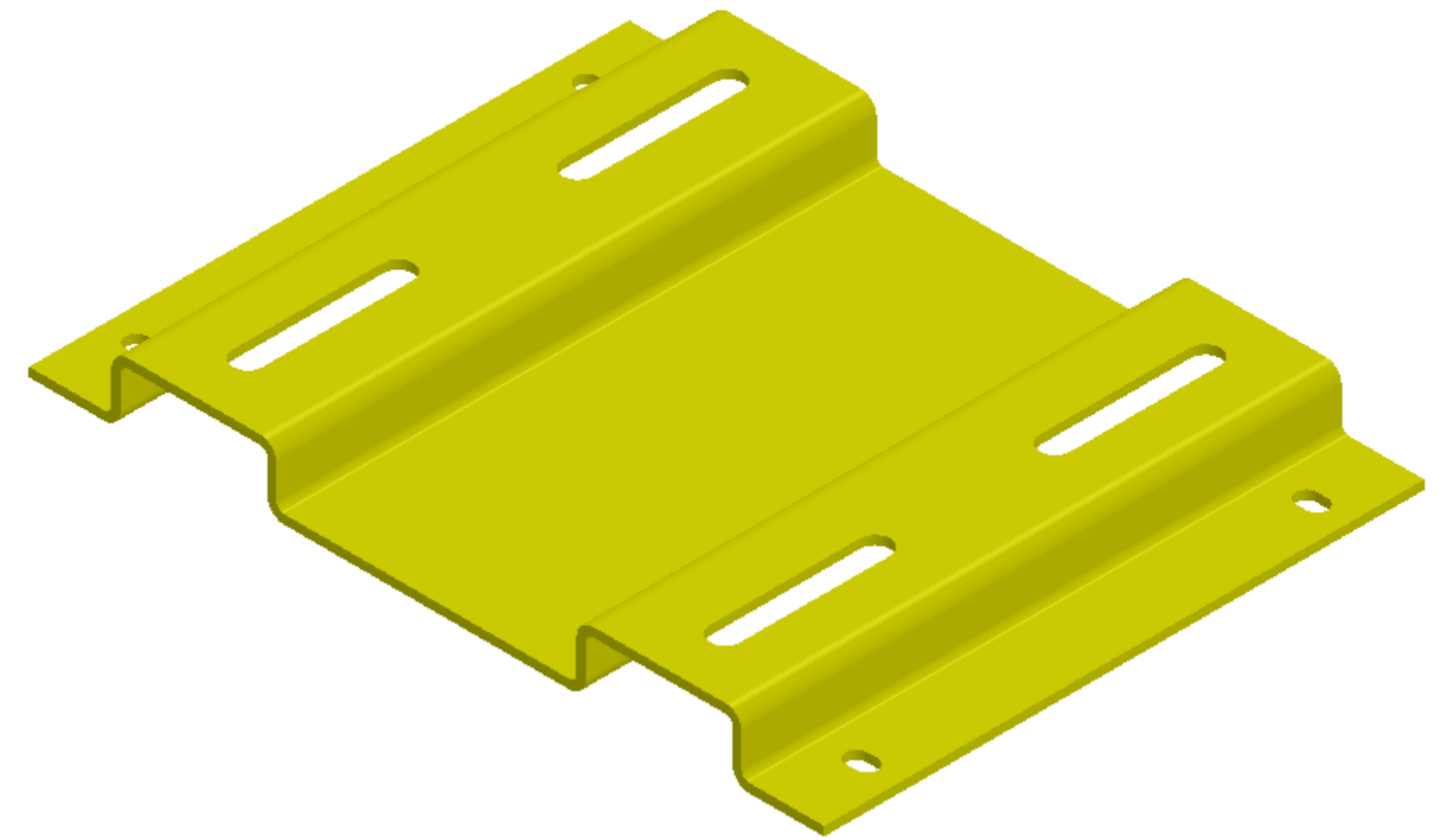
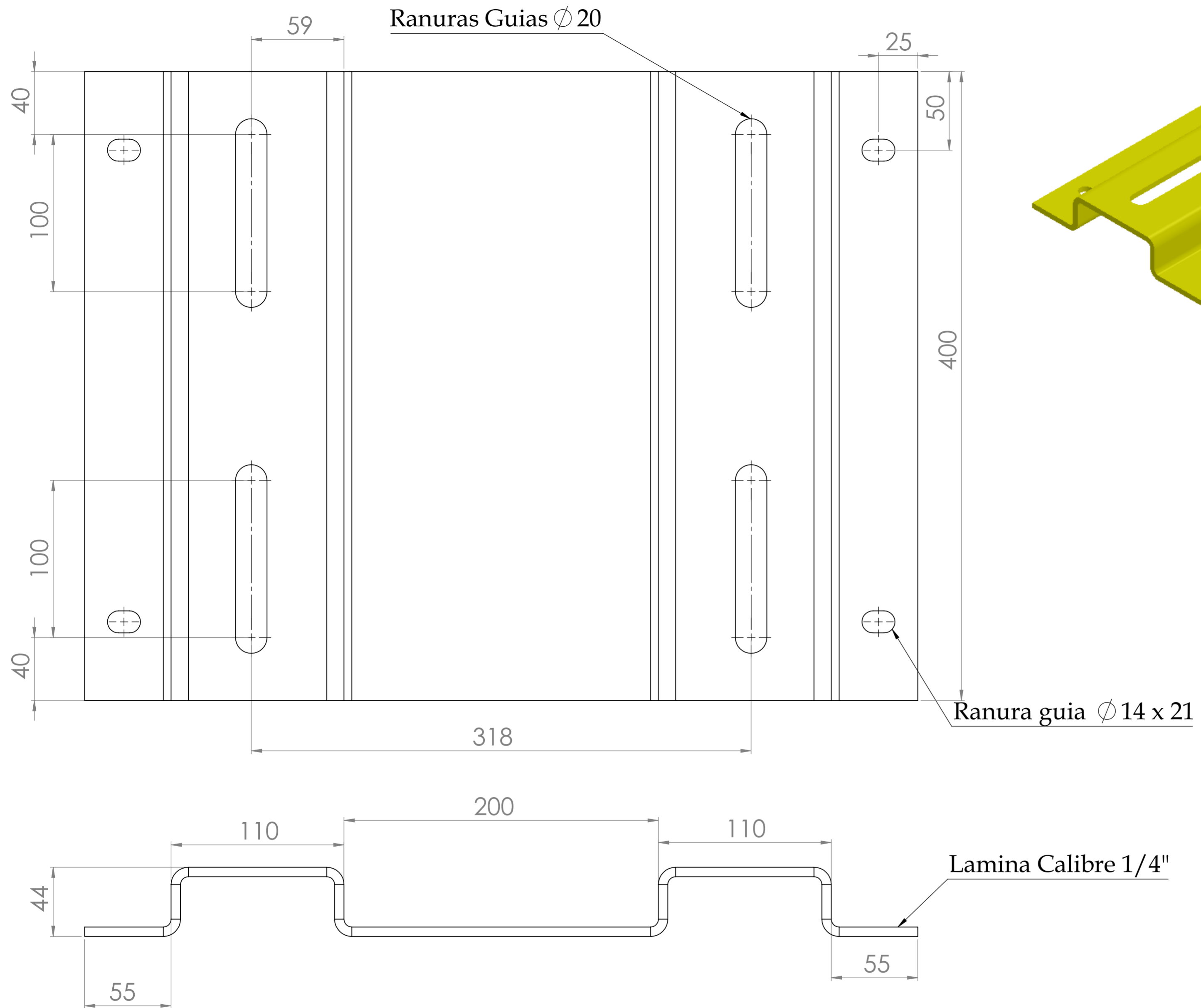
MATERIAL: ---

FECHA: 01-Febrero-2015

Escala:1:8 A2



PESO: Aprox. 115 kg

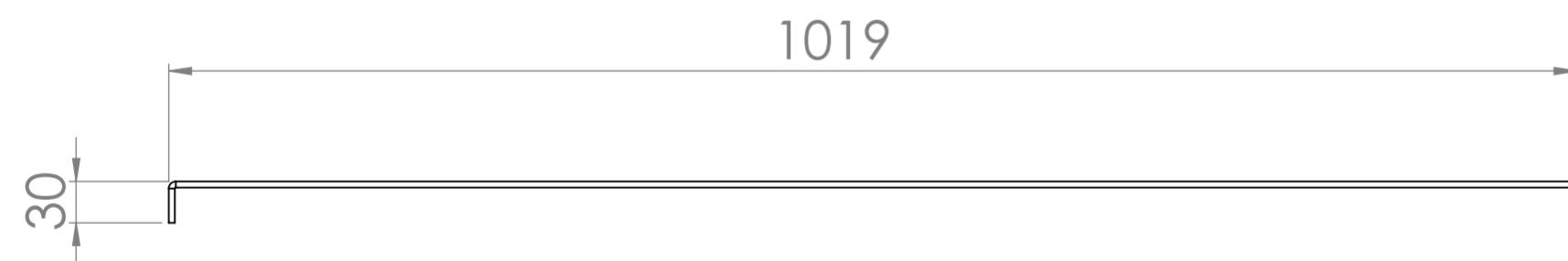
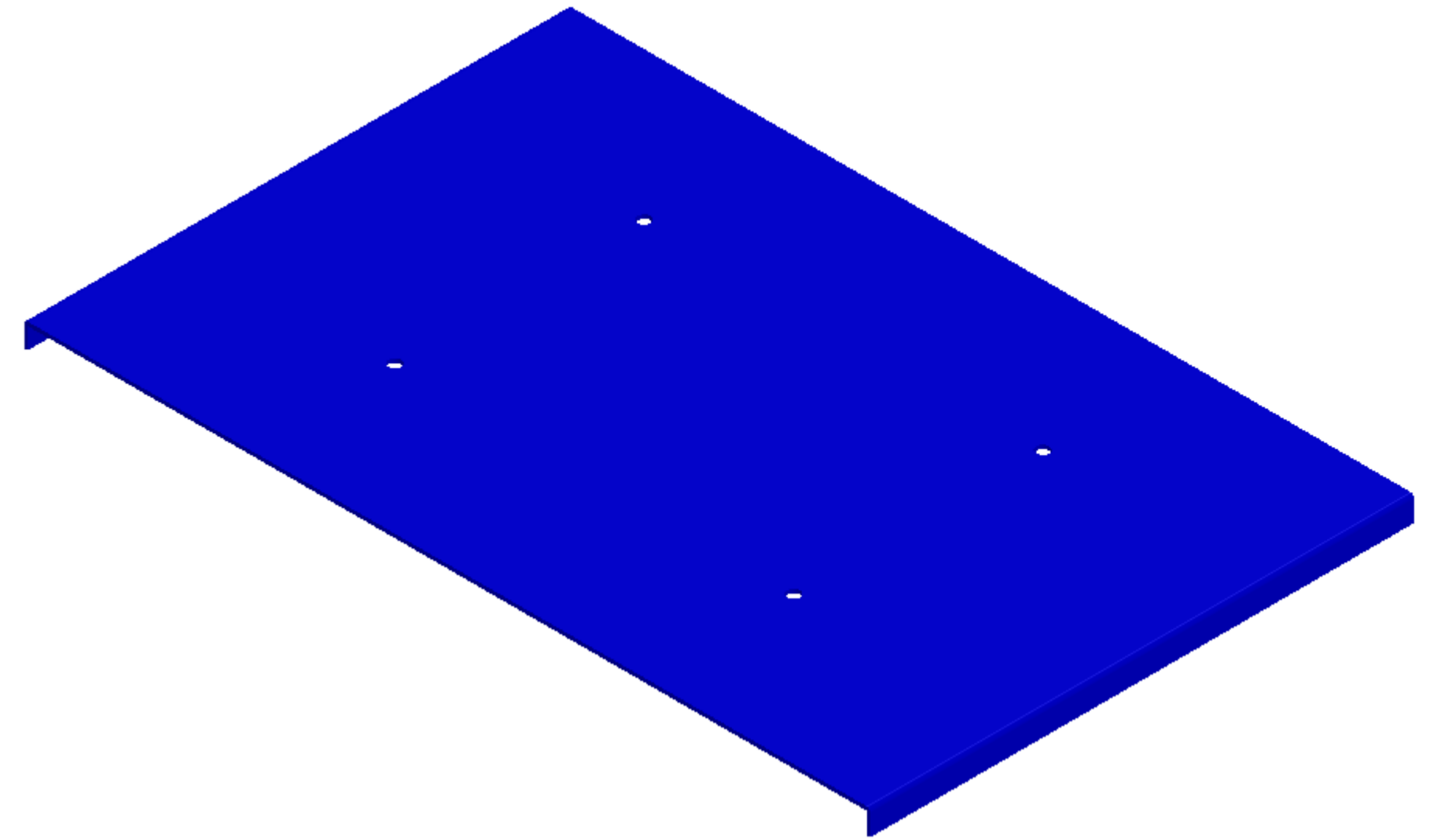
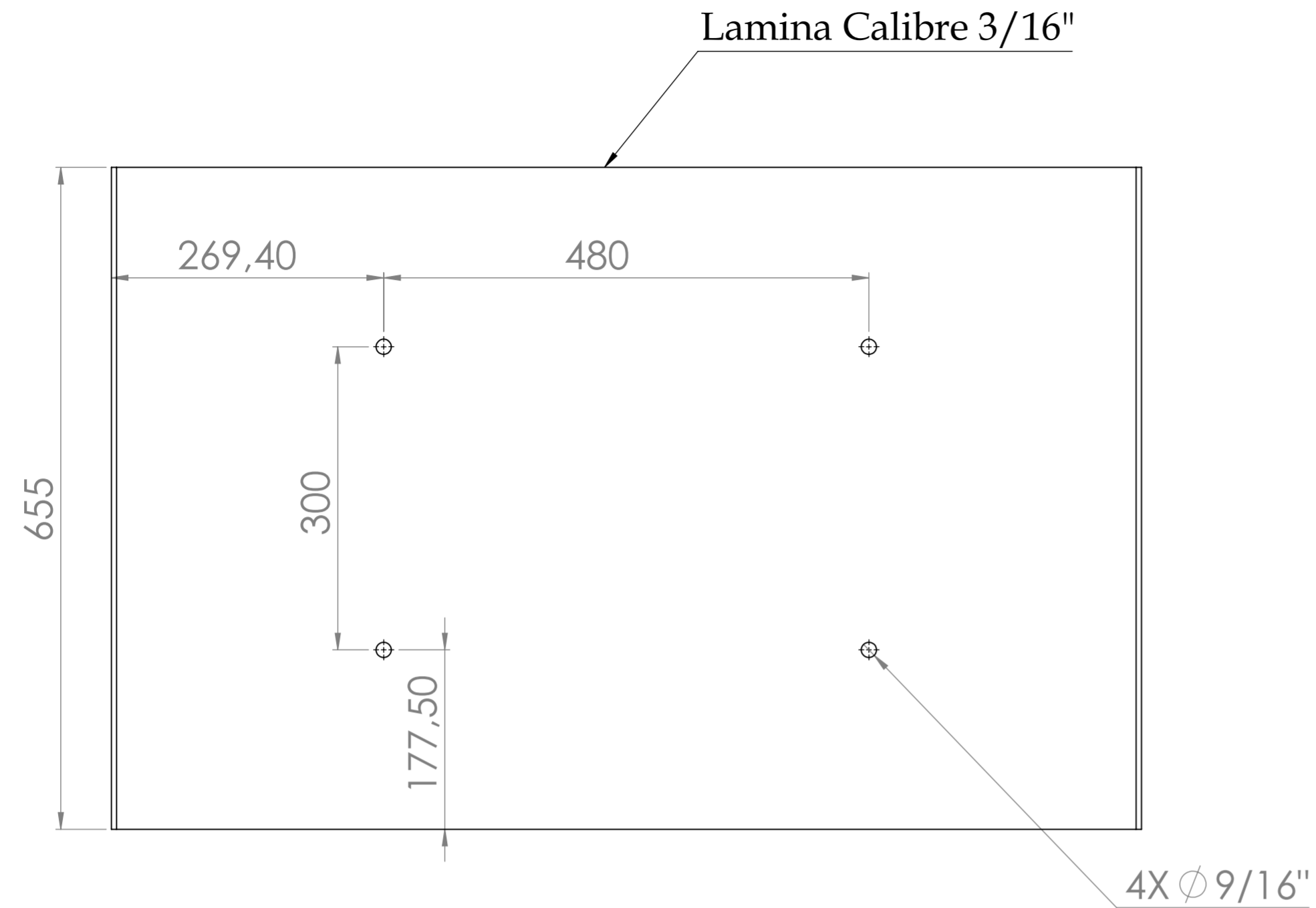
Hoja 16 de 16



ESCALA 1 : 3

Medidas en mm

 	DIBUJADO POR:	Arnulfo Javier Niño Duarte Yosmer David Bolaño Diaz	TÍTULO DEL PROYECTO:	Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo		FECHA:	01-Febrero-2015	
	REVISADO POR:	Ing. Carlos Borrás Pinilla	NOMBRE DE DIBUJO:	Soporte Guía del Motor Eléctrico		Escala:	1:2	A2
			MATERIAL:	Acero ASTM A36	PESO:	11,8 kg		Hoja 1 de 6



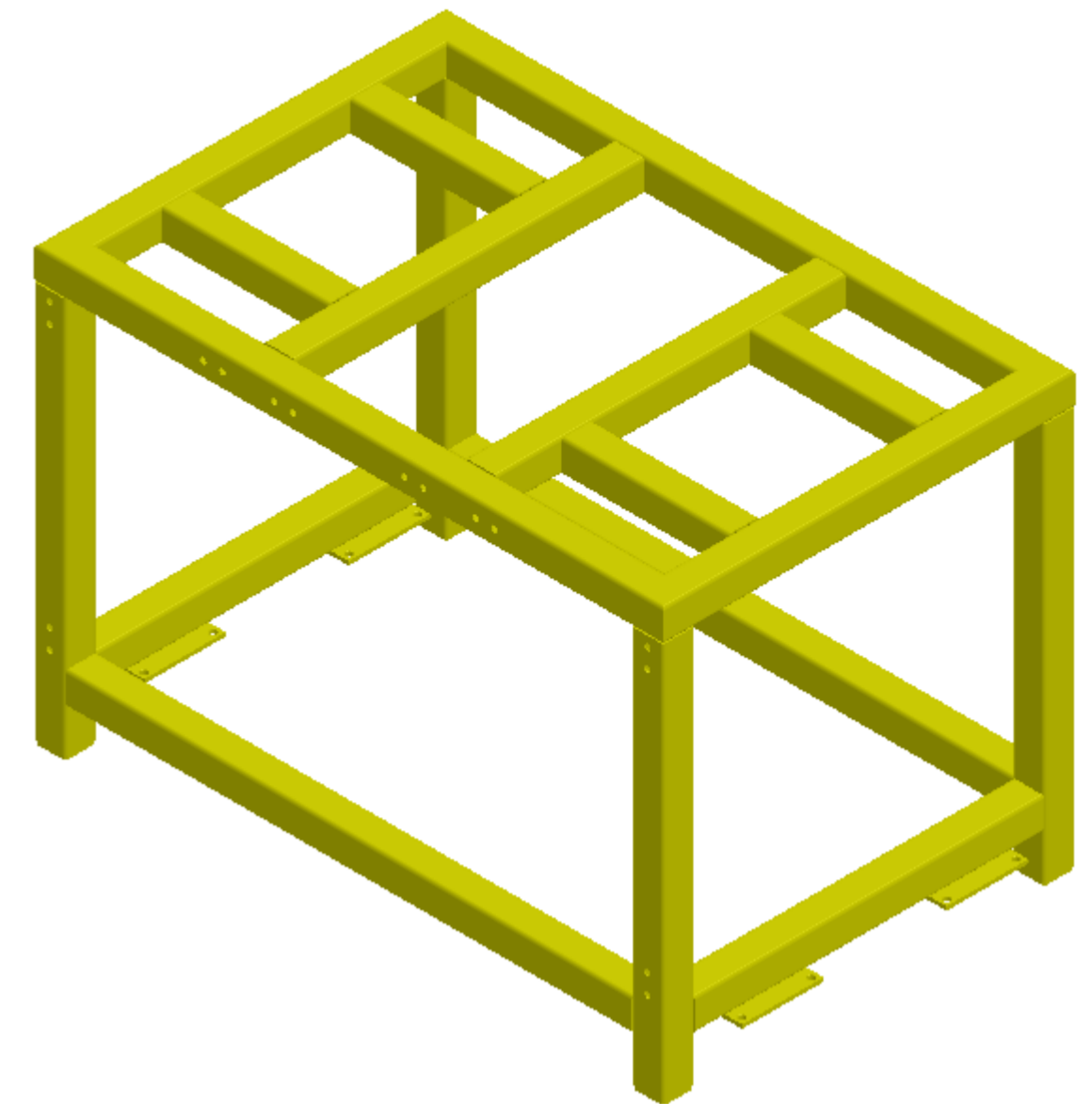
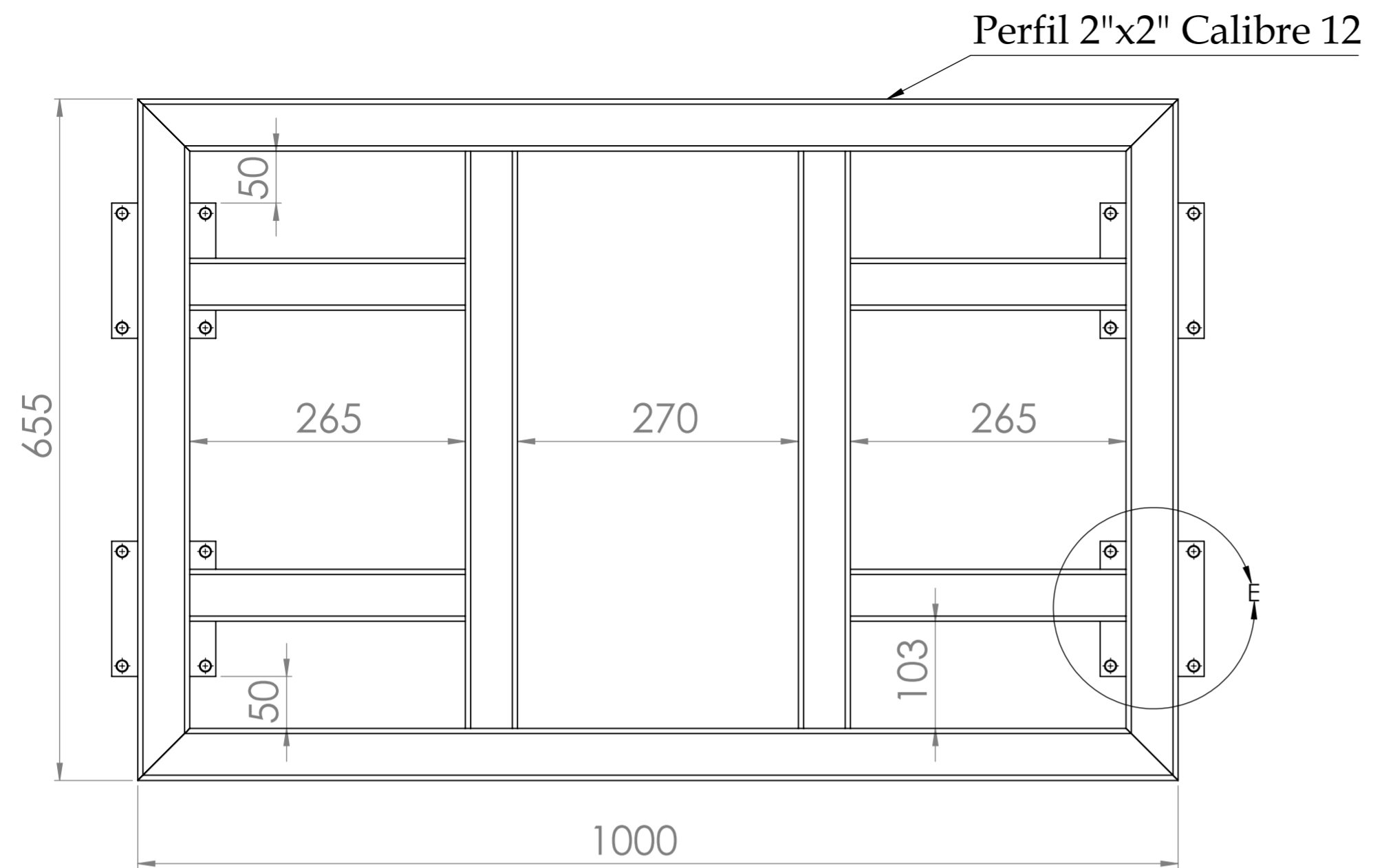
Medidas en mm



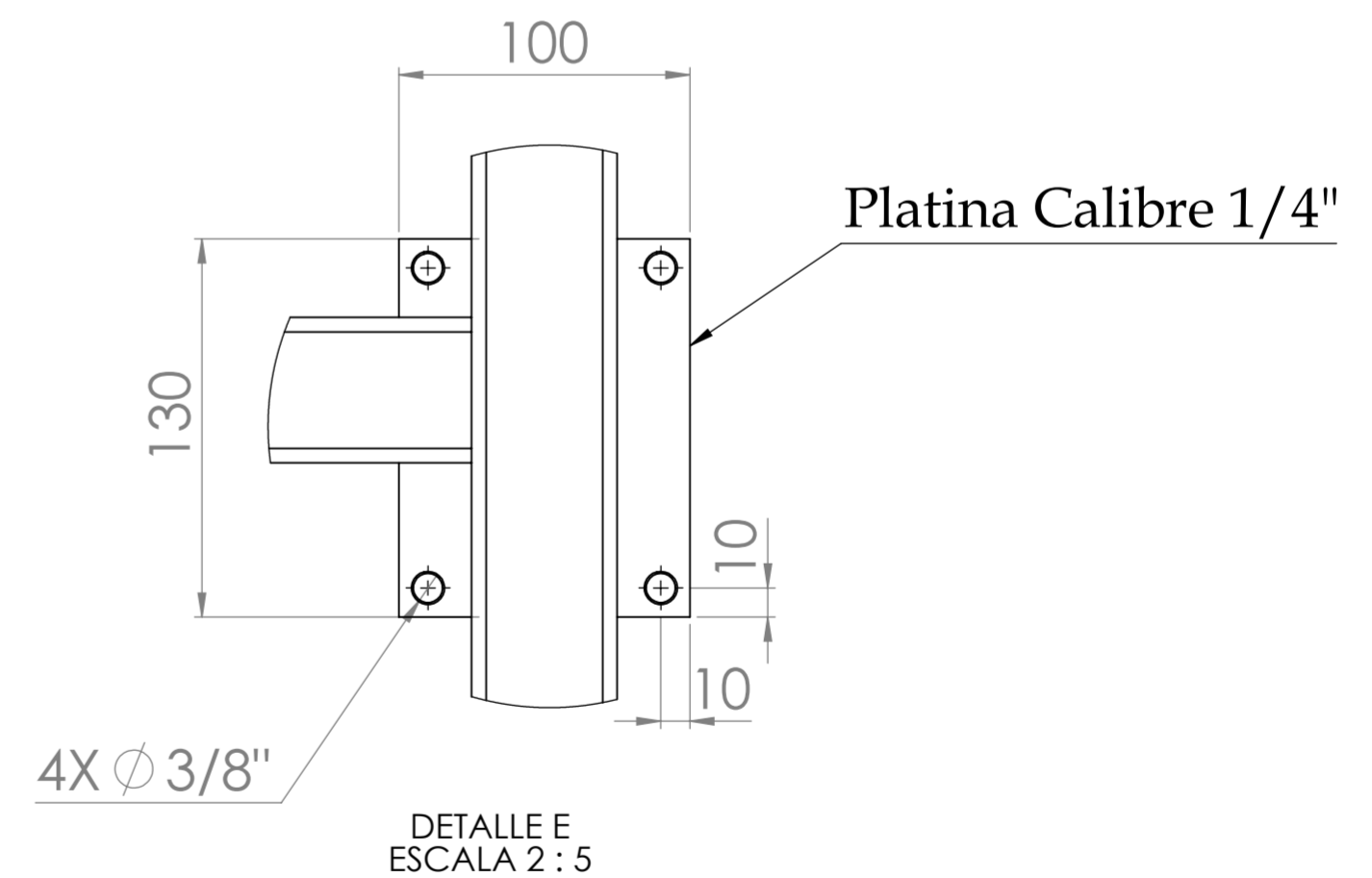
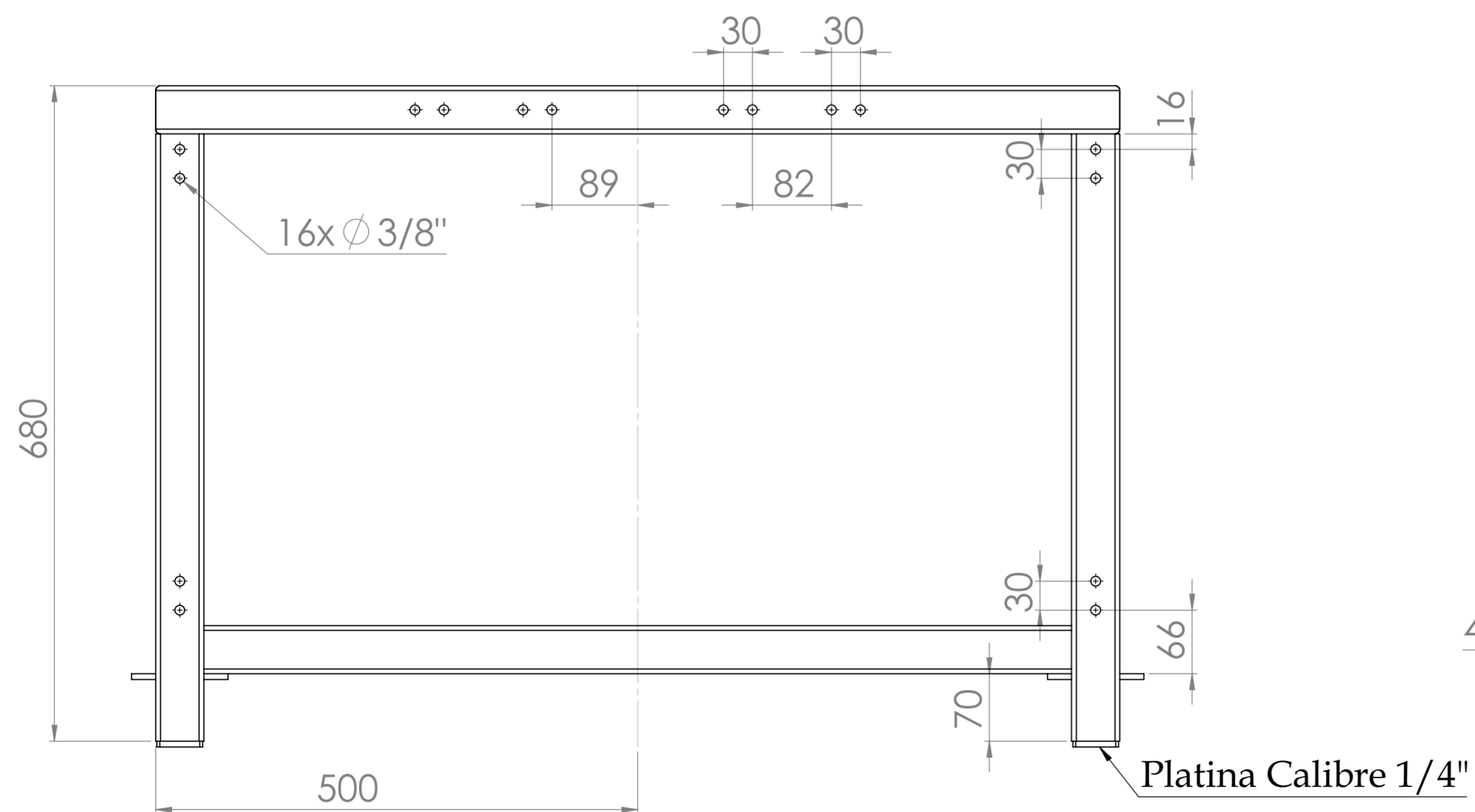
DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Plataforma de Trabajo N° 2  
 MATERIAL: Acero ASTM A36  
 PESO: 25,1 kg

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala: 1:5  
 A2  
 Hoja 2 de 6



ESCALA 1 : 8



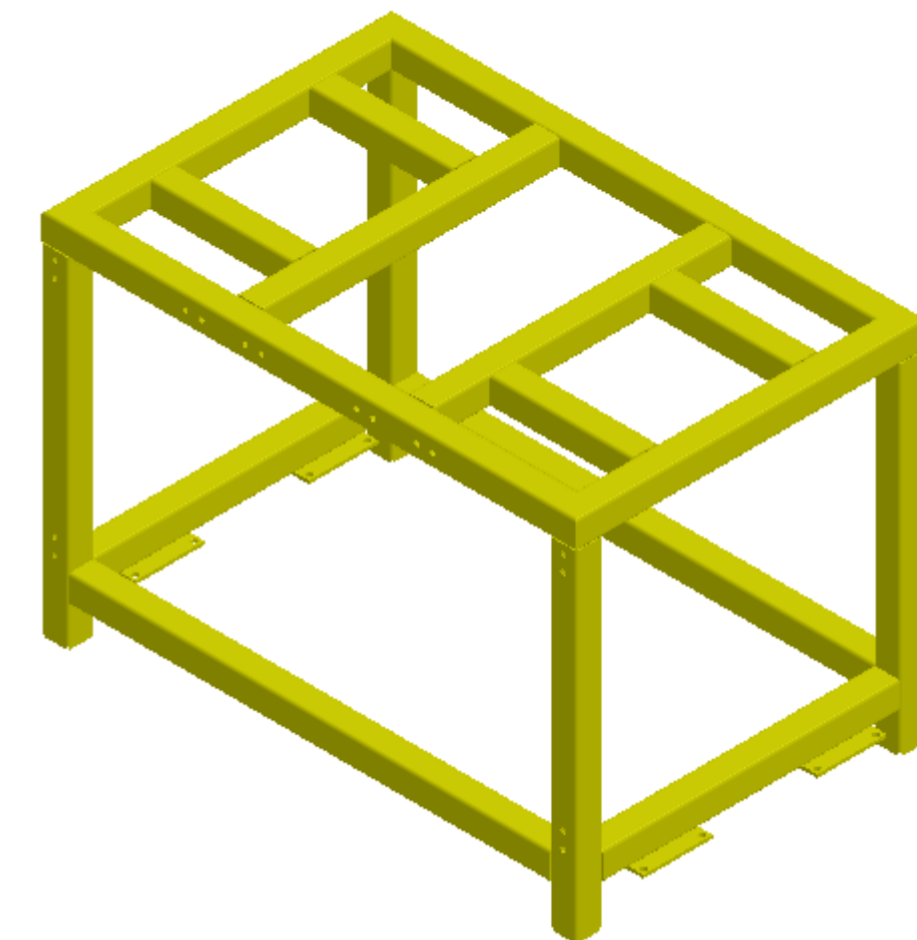
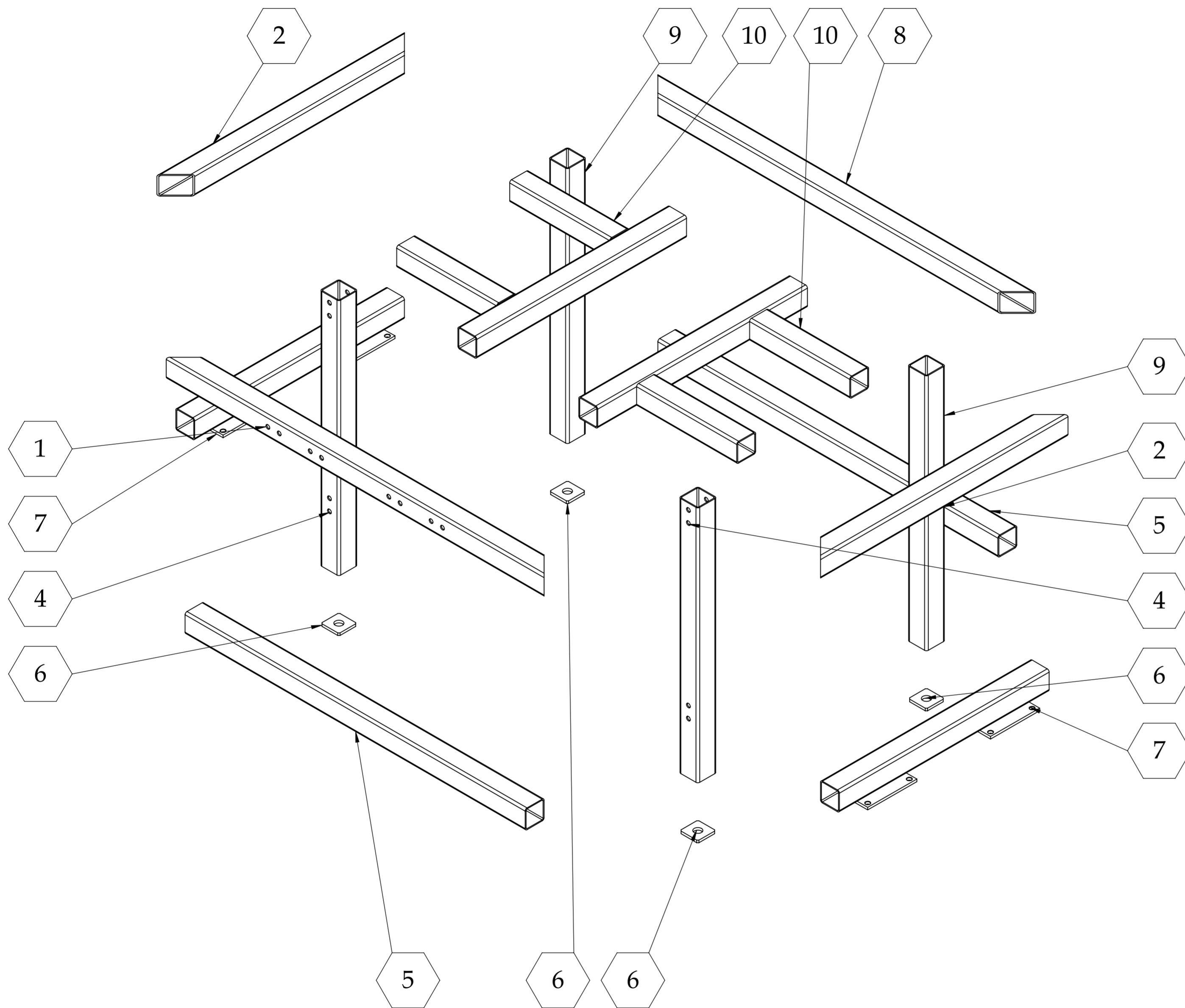
Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Estructura del Motor Eléctrico  
 MATERIAL: Acero ASTM A1011-G50  
 PESO: 41,6 kg

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala:1:5 A2  
 Hoja 3 de 6



ESCALA 1 : 10

Lista de cortes para pieza soldada		
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	LONGITUD
1	1	1000
2	2	655
3	2	555
4	2	630
5	2	900
6	4	Tapas Extremos
7	2	555
8	1	1000
9	2	630
10	4	265
Longitud Total		10910

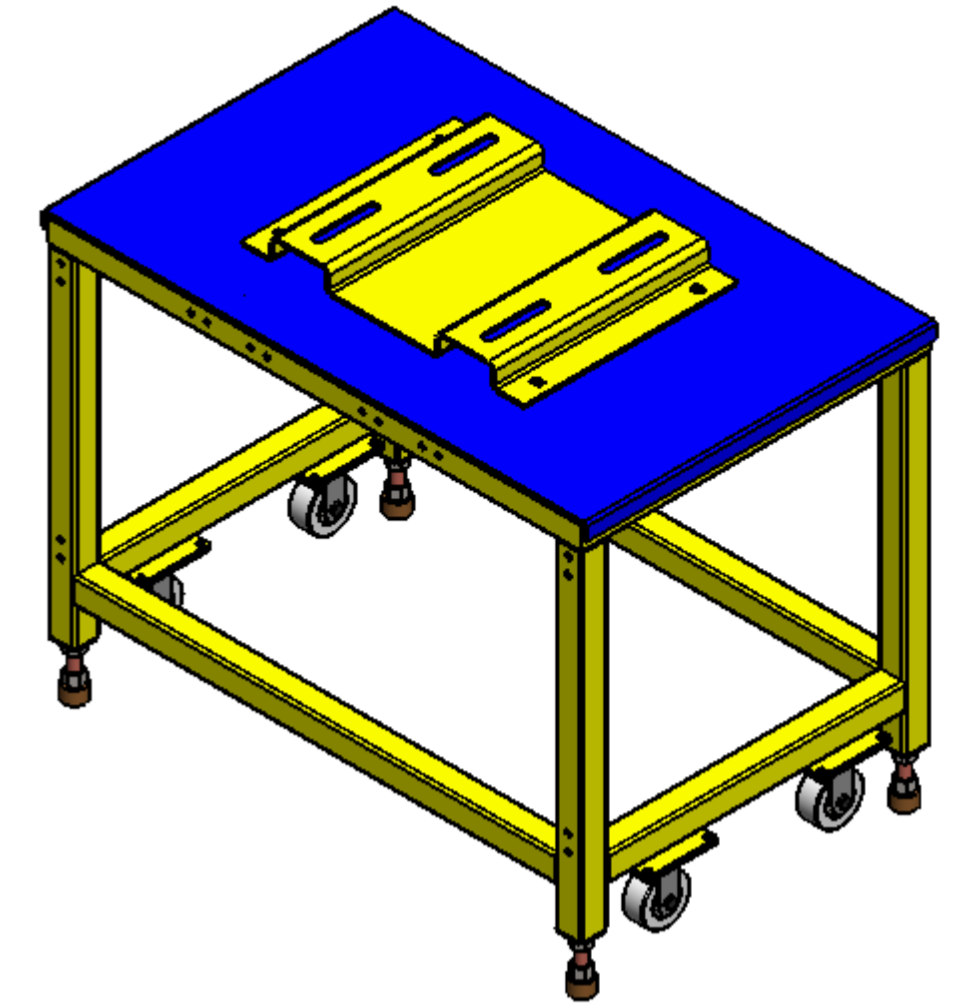
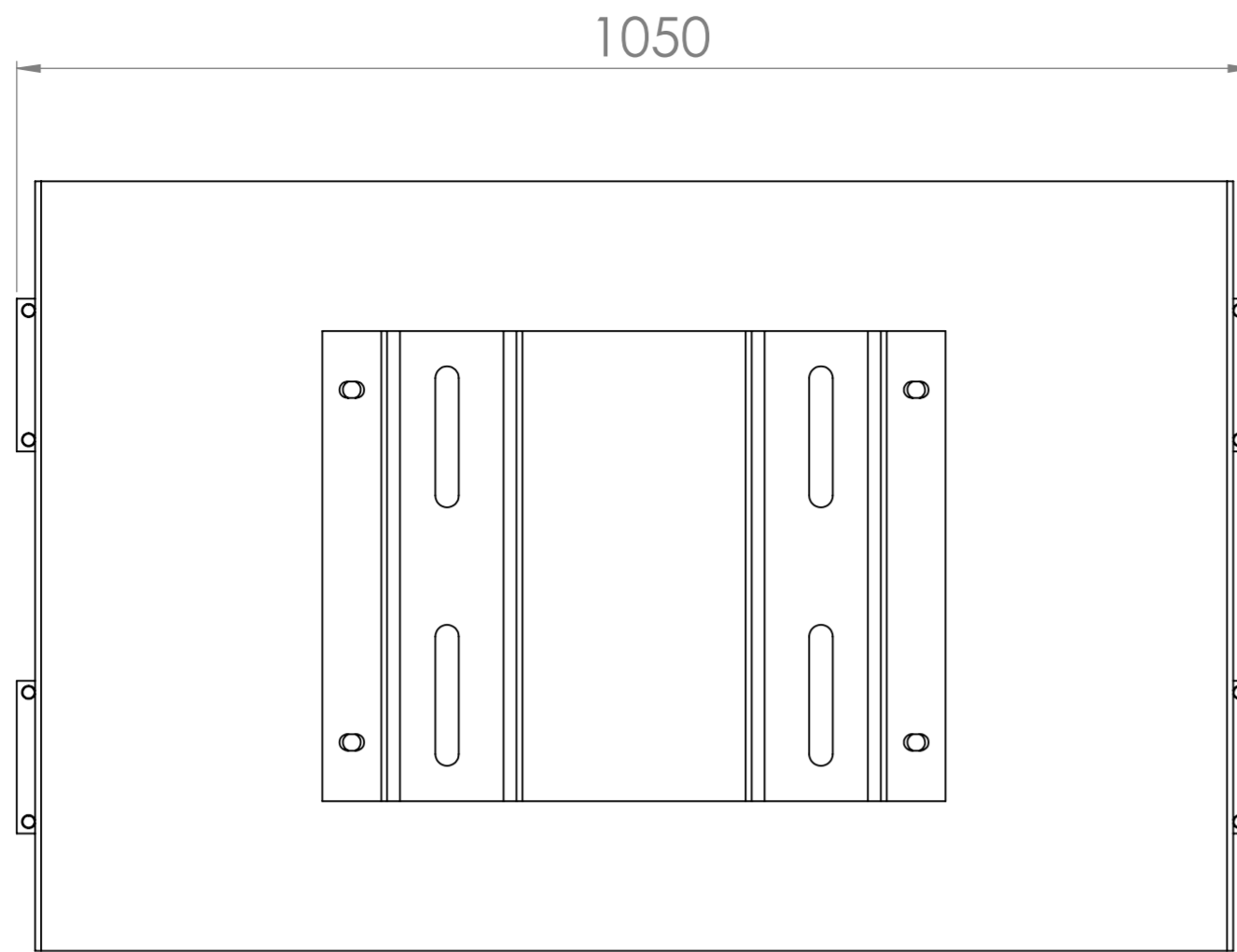
Medidas en mm



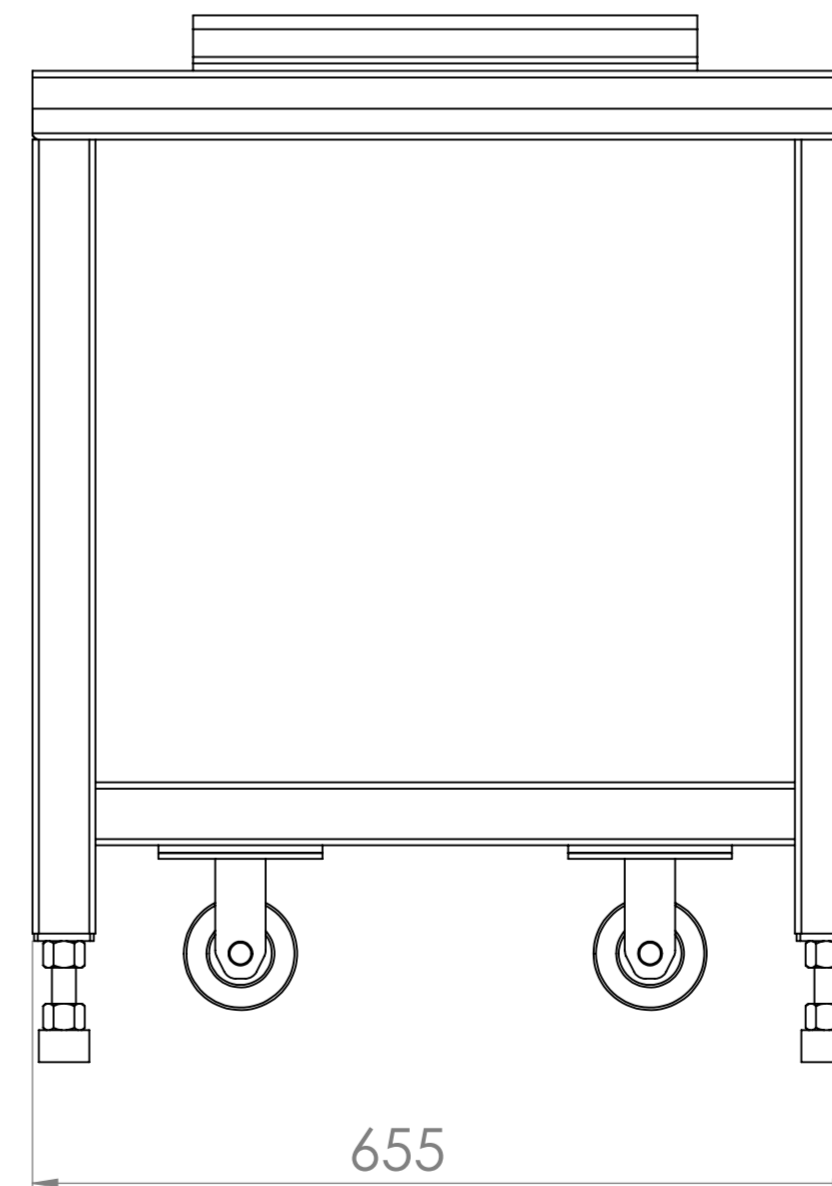
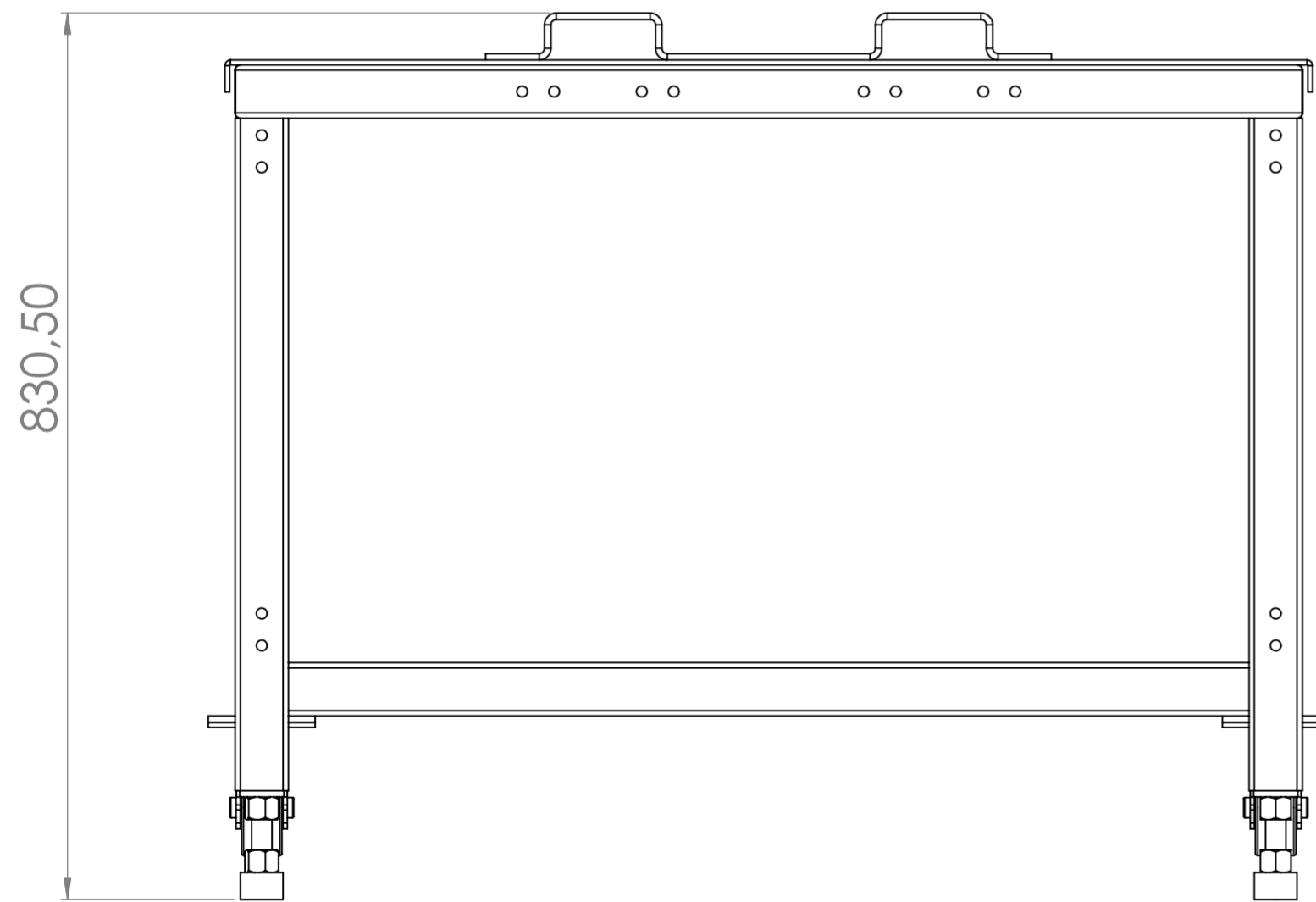
DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Vista Explosión Estructura del Motor Eléctrico  
 MATERIAL: Acero ASTM A1011-G50

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala:1:6 A2  
 PESO: 41,6 kg  
 Hoja 4 de 6



Escala: 1:10



Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
**Arnulfo Javier Niño Duarte**  
**Yosmer David Bolaño Diaz**

REVISADO POR:  
**Ing. Carlos Borrás Pinilla**

TÍTULO DEL PROYECTO: **Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrotensión Bomba variable - Motor fijo**

NOMBRE DE DIBUJO: **Modulo Motor Eléctrico**

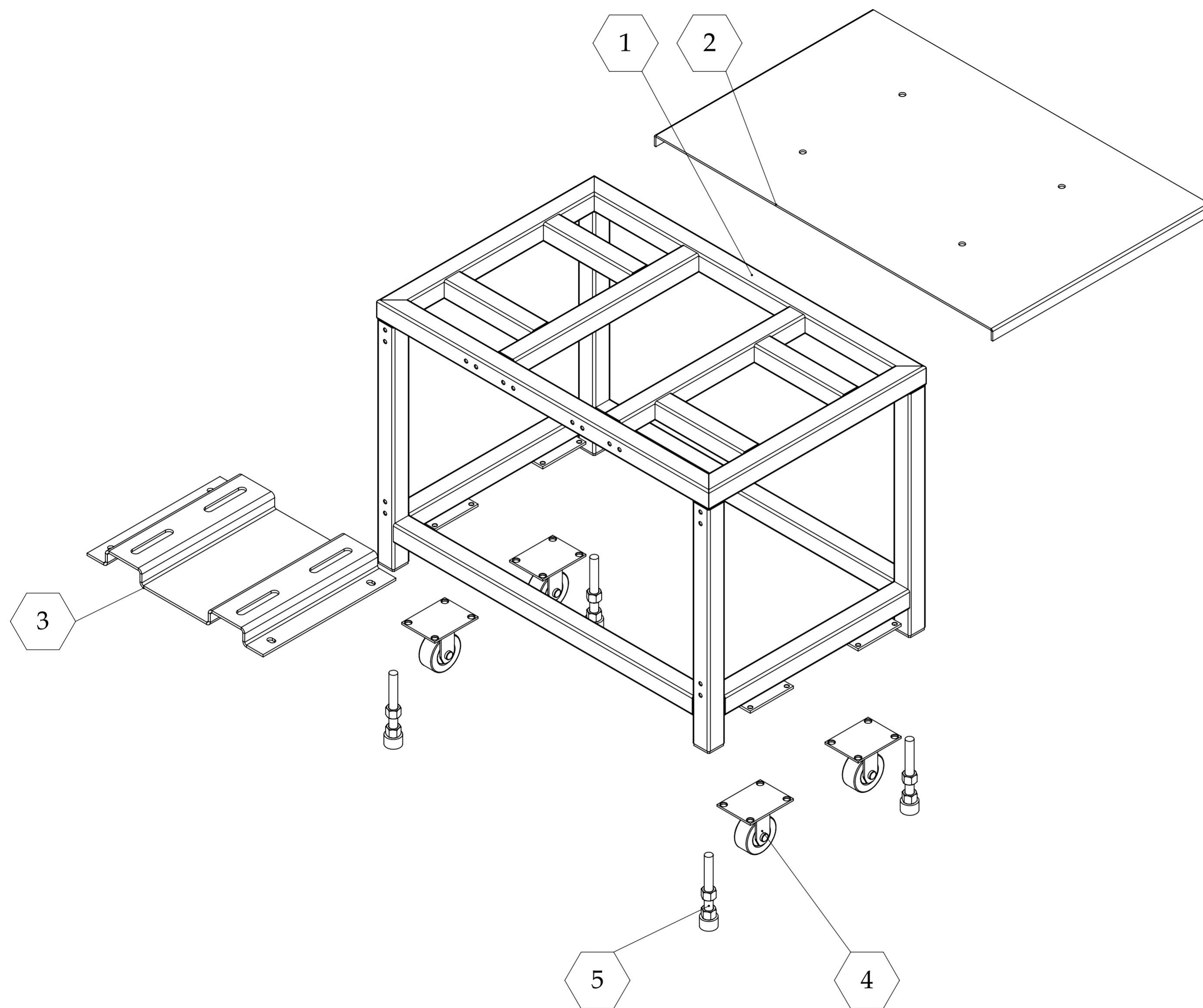
MATERIAL: **---**

PESO: **Aprox. 100 kg**

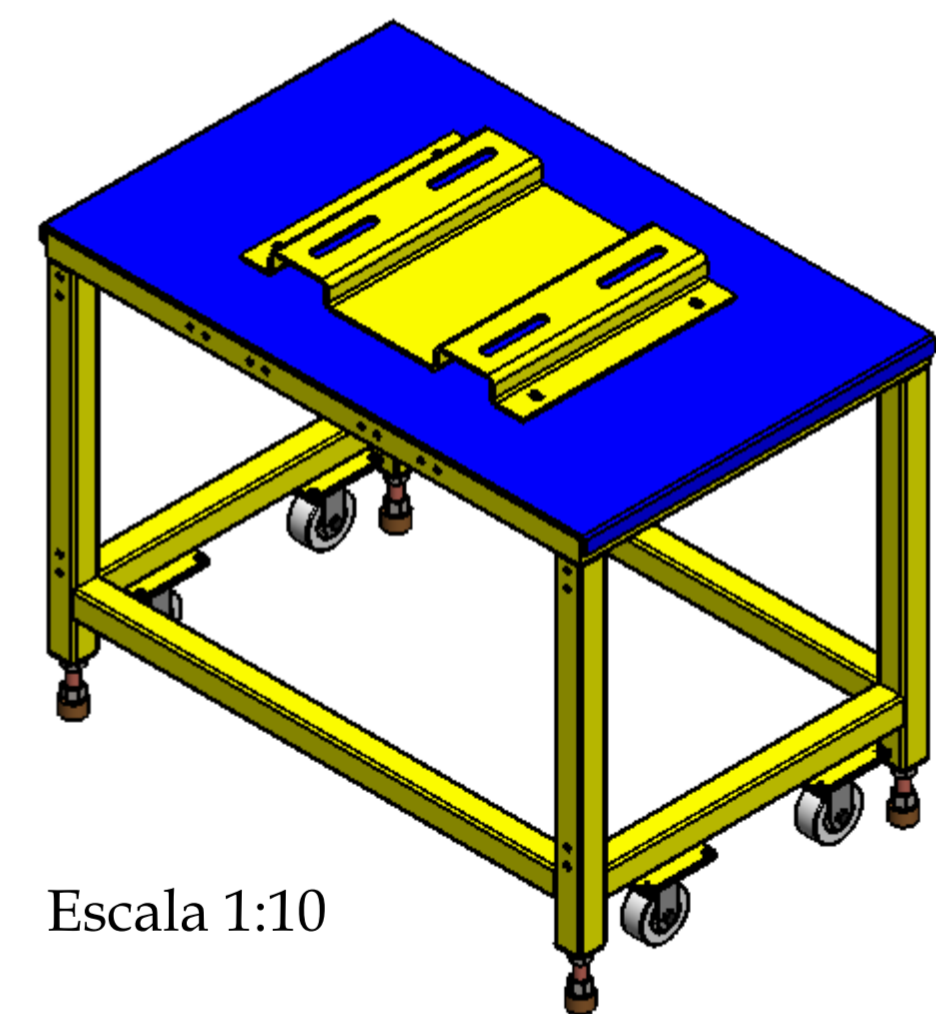
FECHA: **01-Febrero-2015**

Escala: **1:6** | **A2**

Hoja **5** de **6**

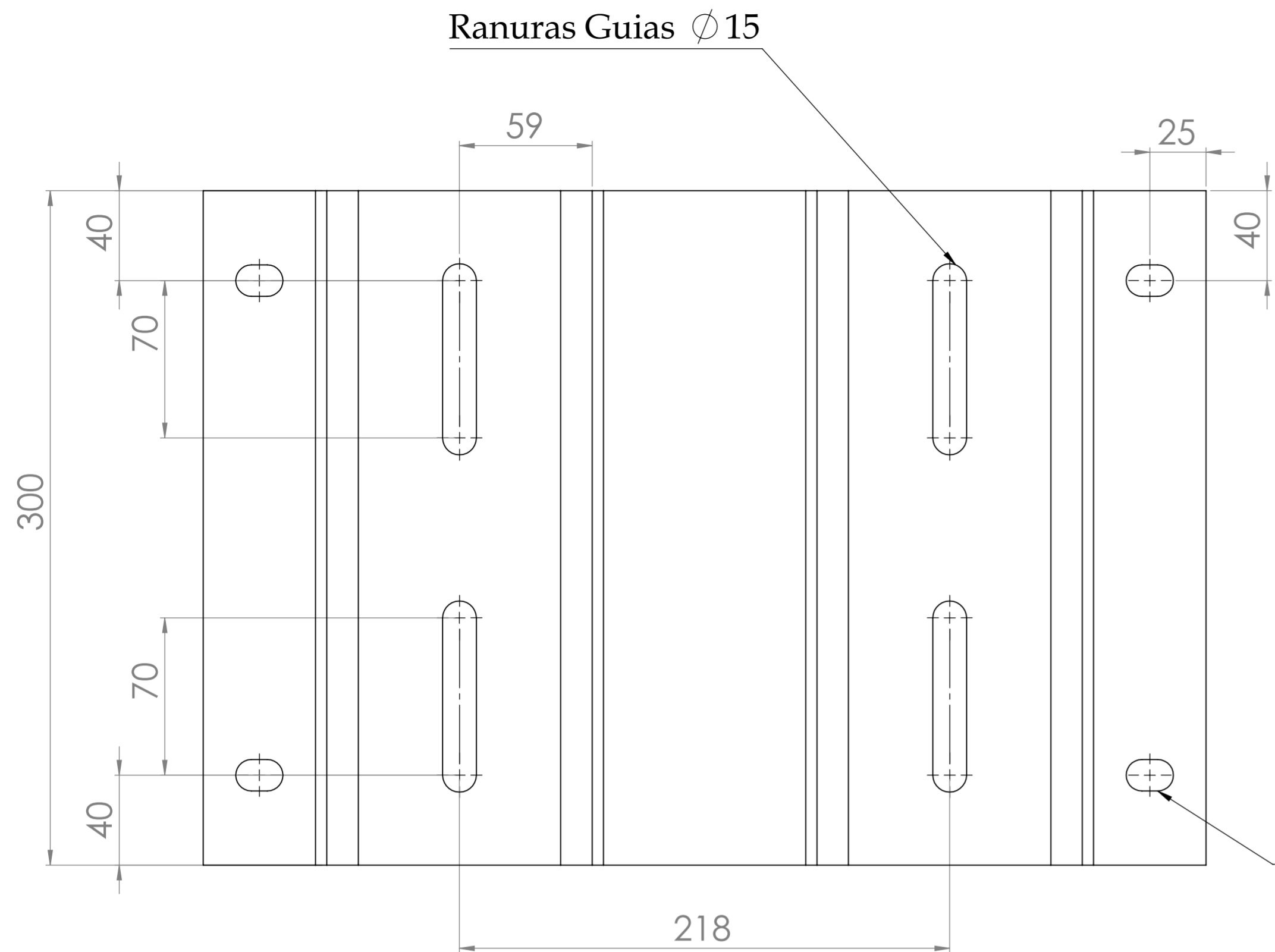


N° de Elemento	Nombre de la pieza	Cantidad
1	Estructura del modulo del motor eléctrico	1
2	Plataforma de trabajo N° 2	1
3	Soporte guía del motor eléctrico	1
4	Rueda	4
5	Pies nivelador	4

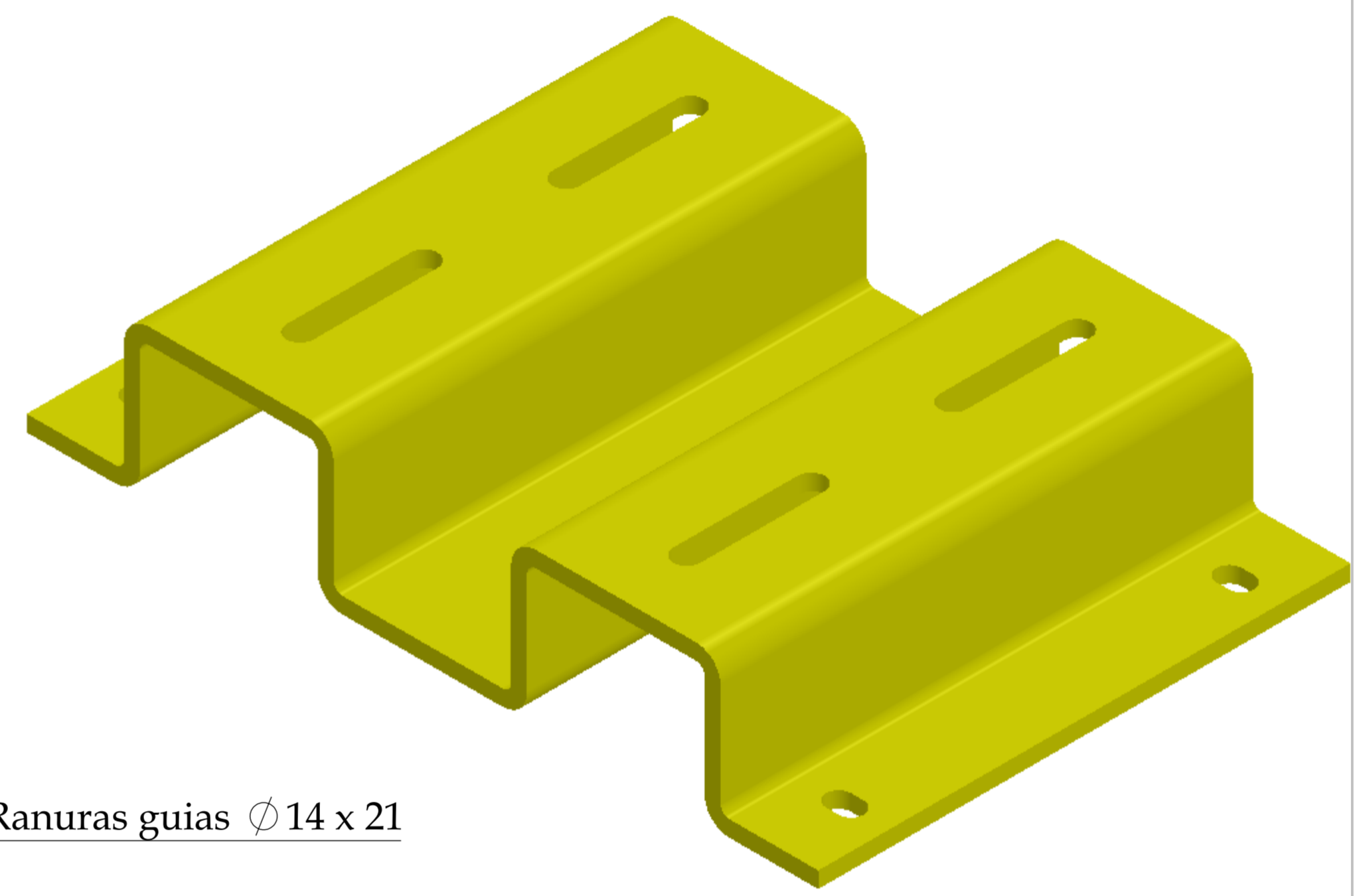


Escala 1:10

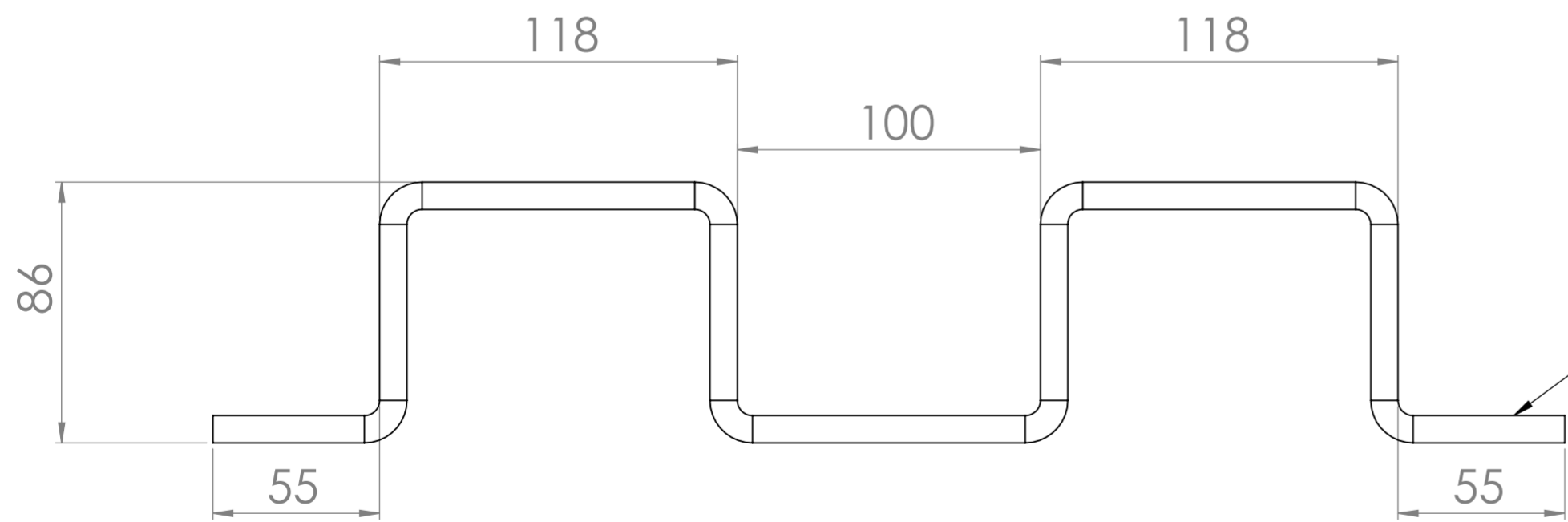
Medidas en mm



Ranuras Guías  $\phi 15$





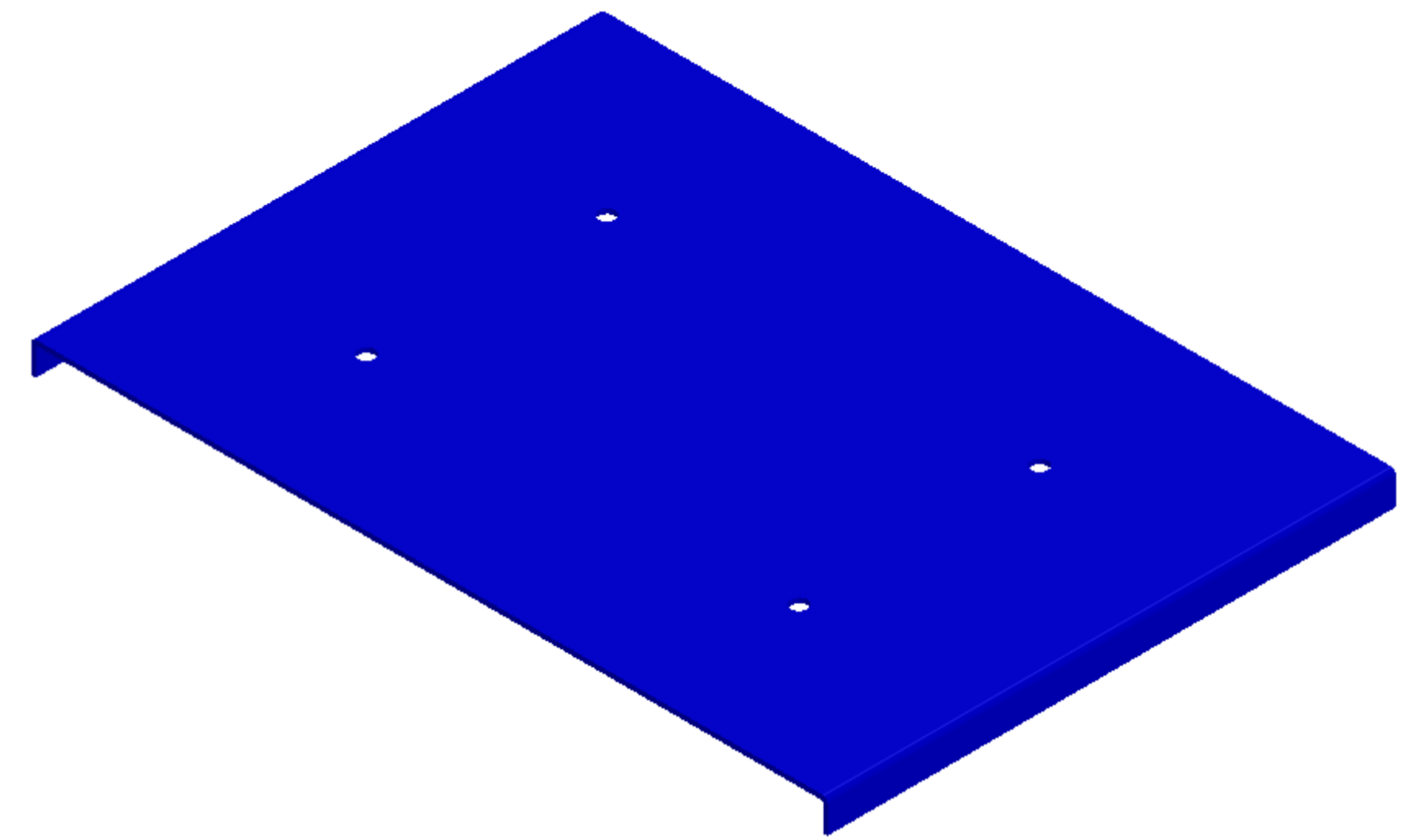
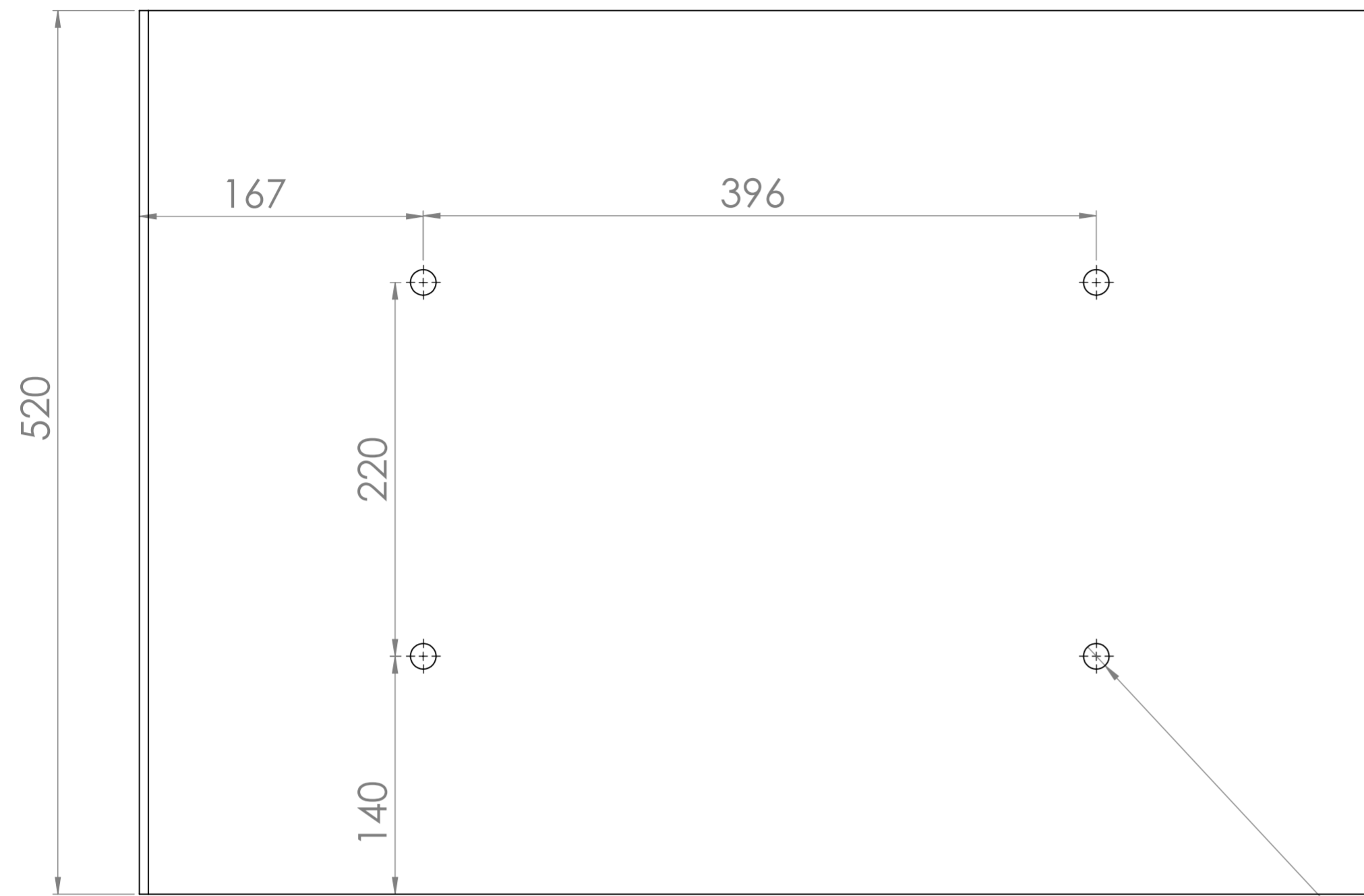
Ranuras guías  $\phi 14 \times 21$



Lamina Calibre 3/8"

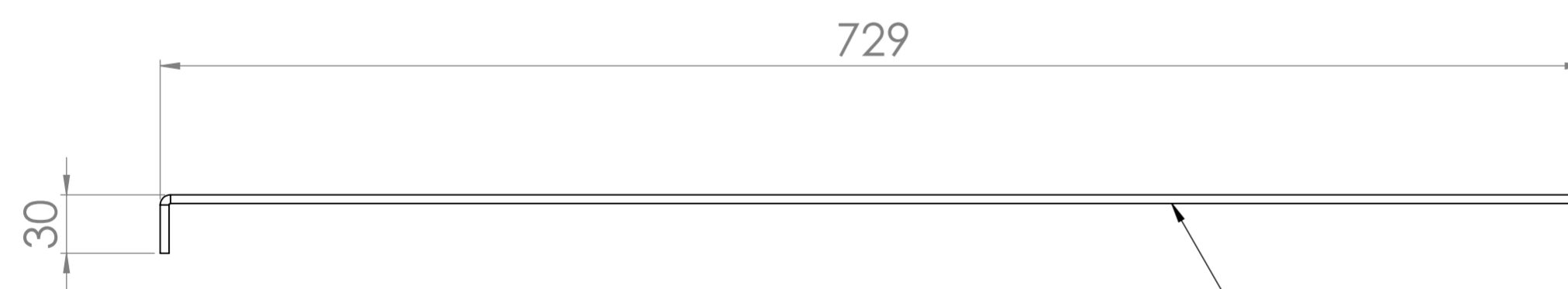
Medidas en mm

 	DIBUJADO POR:	Arnulfo Javier Niño Duarte Yosmer David Bolaño Diaz	TÍTULO DEL PROYECTO:	Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo	FECHA:	01-Febrero-2015	
	REVISADO POR:	Ing. Carlos Borrás Pinilla	NOMBRE DE DIBUJO:	Soporte Guia del Motor Hidráulico	ESCALA:	1:2	A2
			MATERIAL:	Acero ASTM A36	PESO:	15,3 kg	Hoja 1 de 8



Escala 1:4

4X  $\phi$  9/16"



Lamina Calibre 3/16"

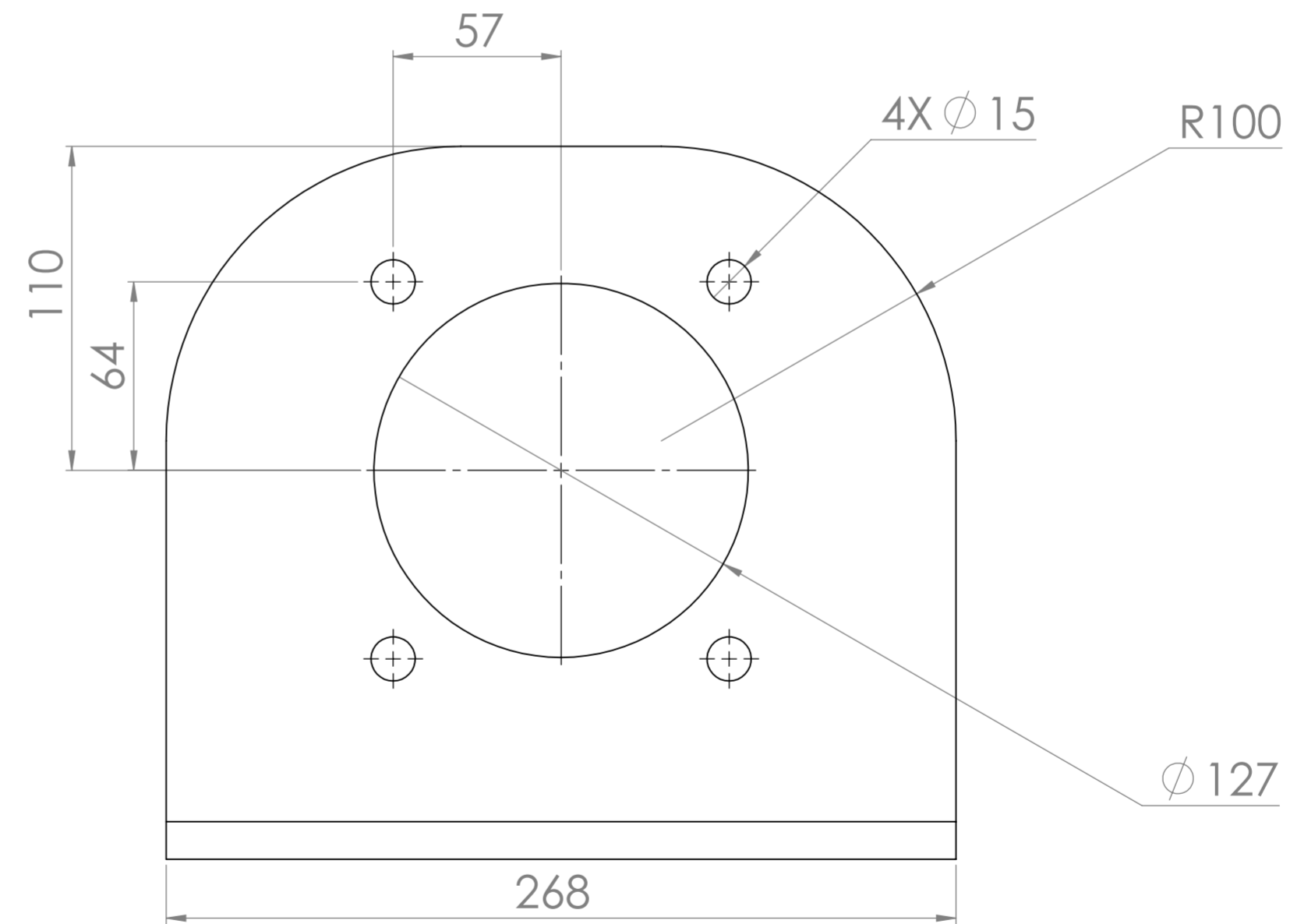
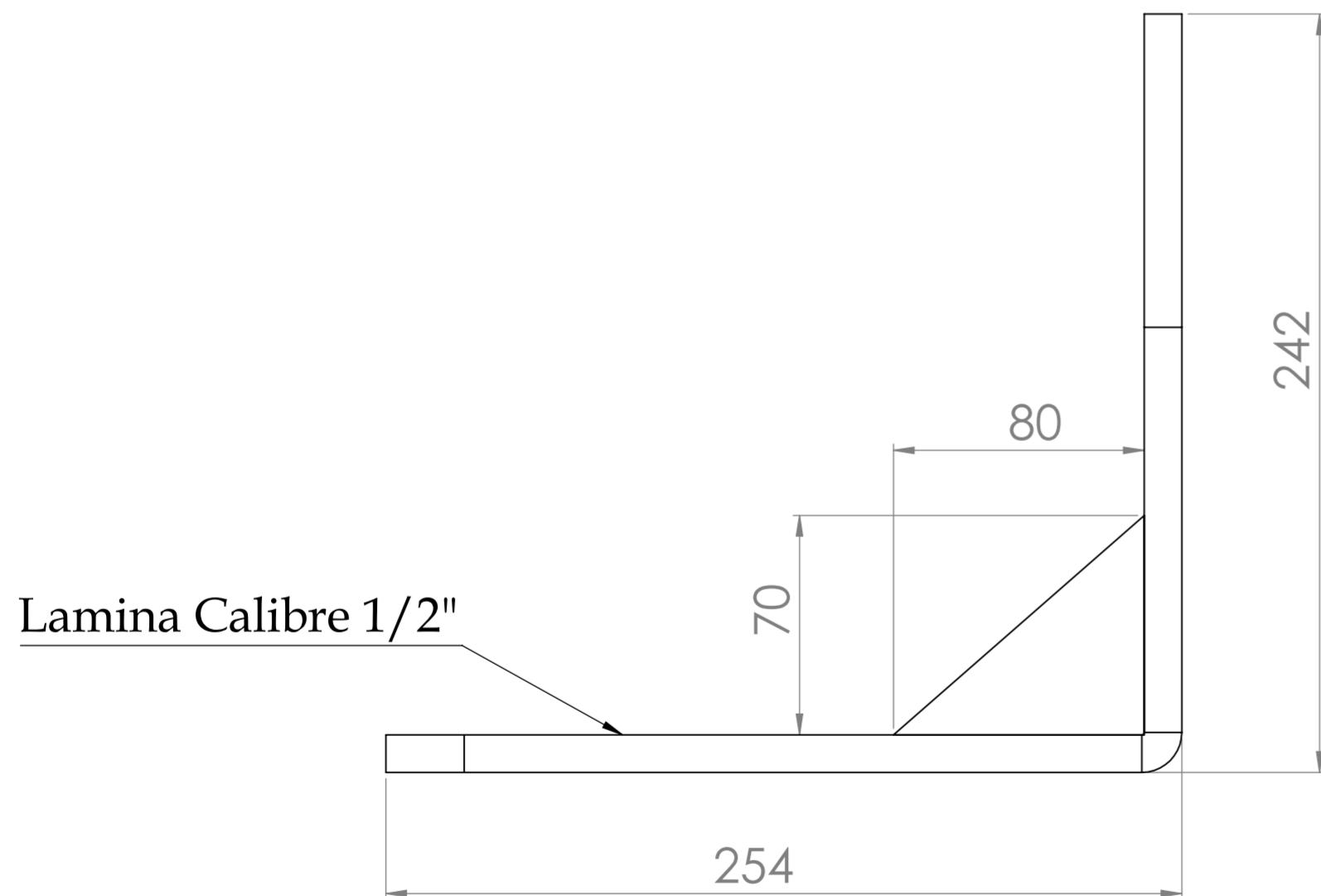
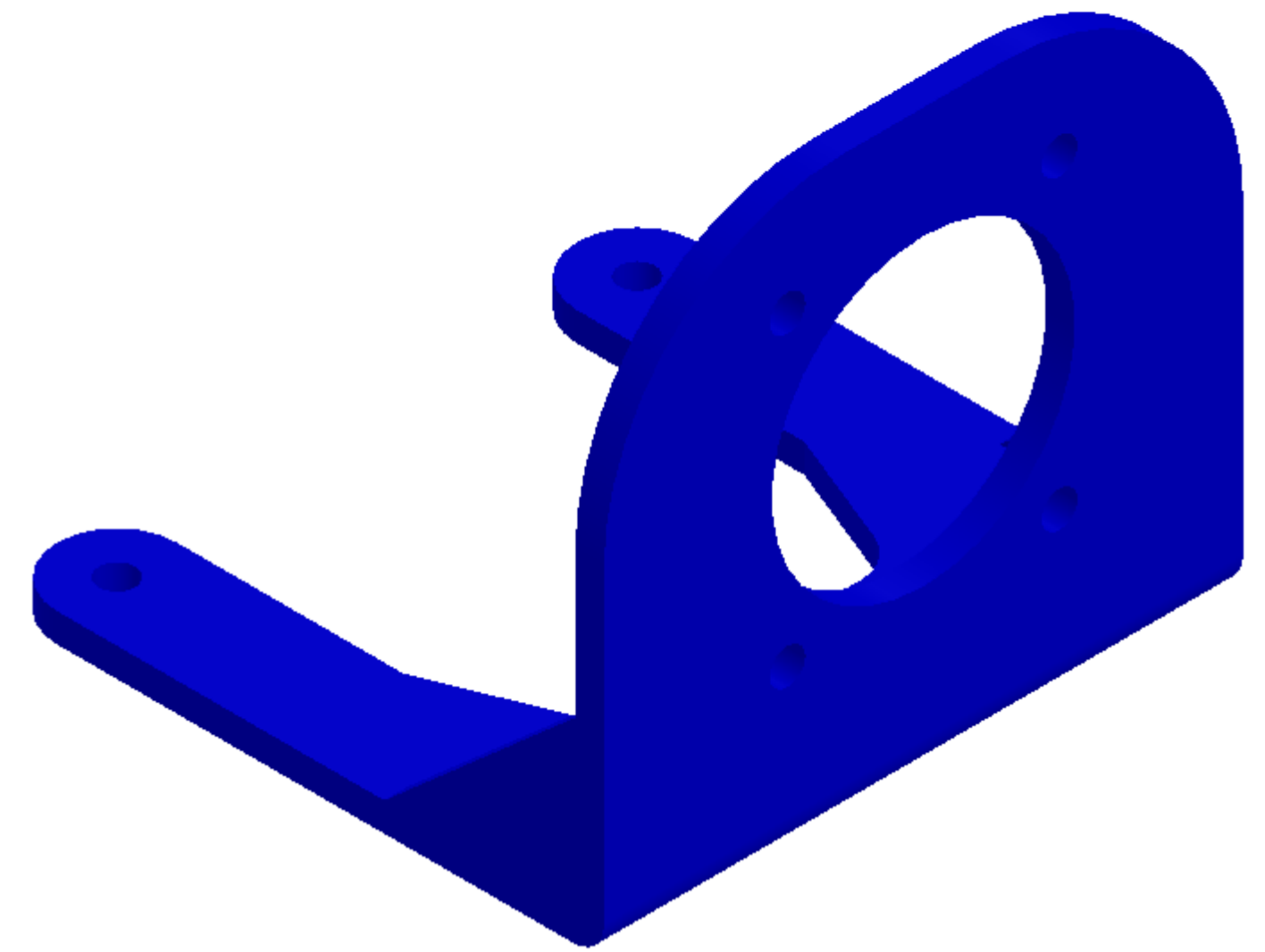
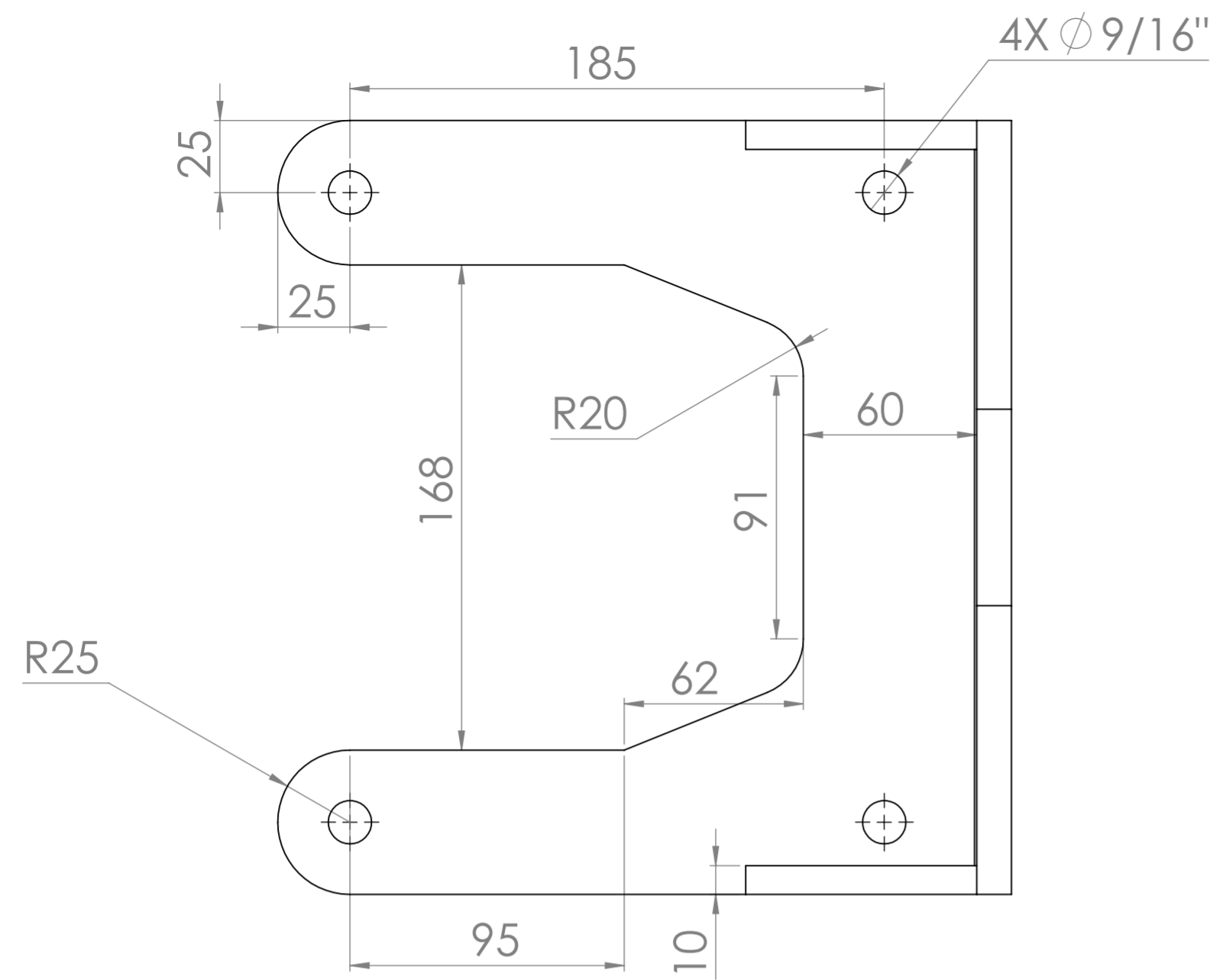
Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Plataforma de Trabajo N° 3  
 MATERIAL: Acero ASTM A36

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala:1:3 A2  
 PESO: 14 kg  
 Hoja 2 de 8



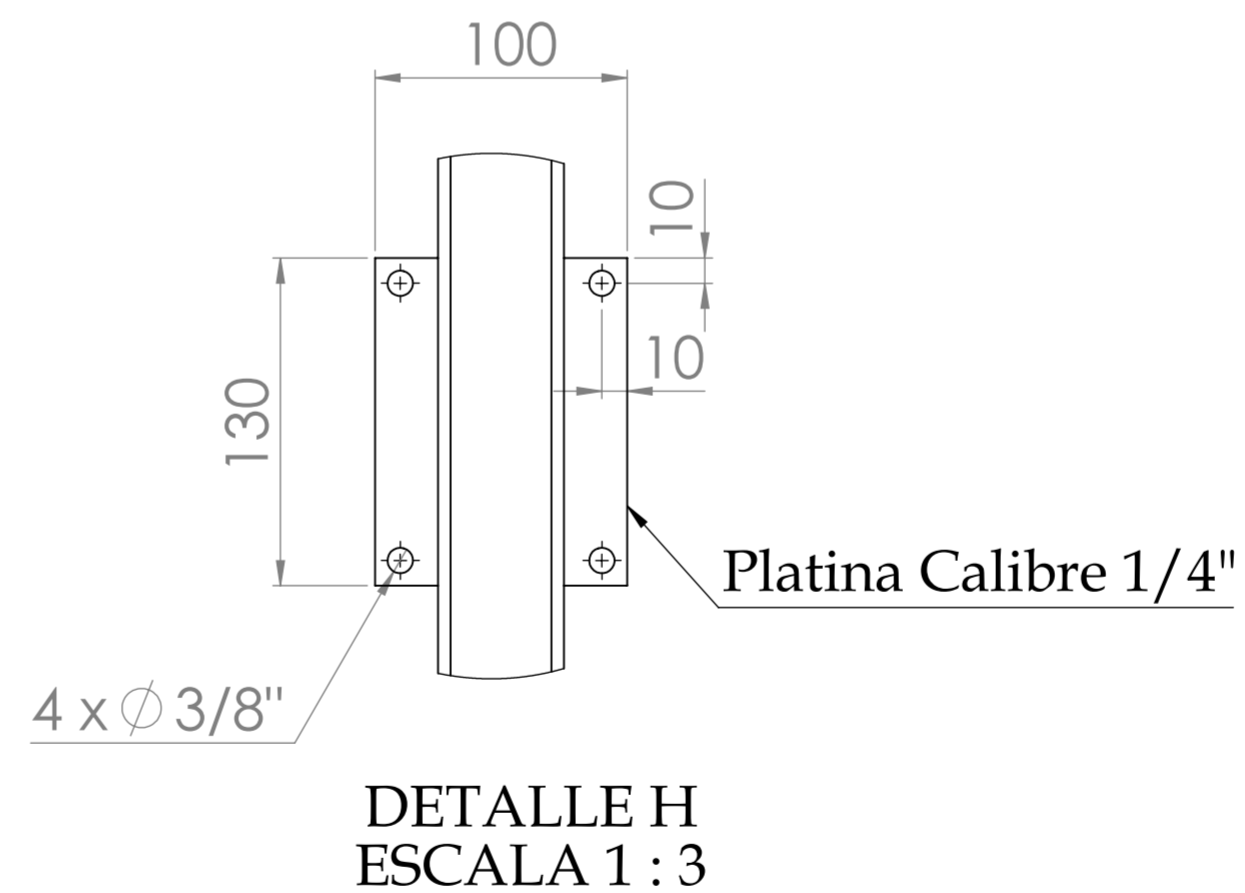
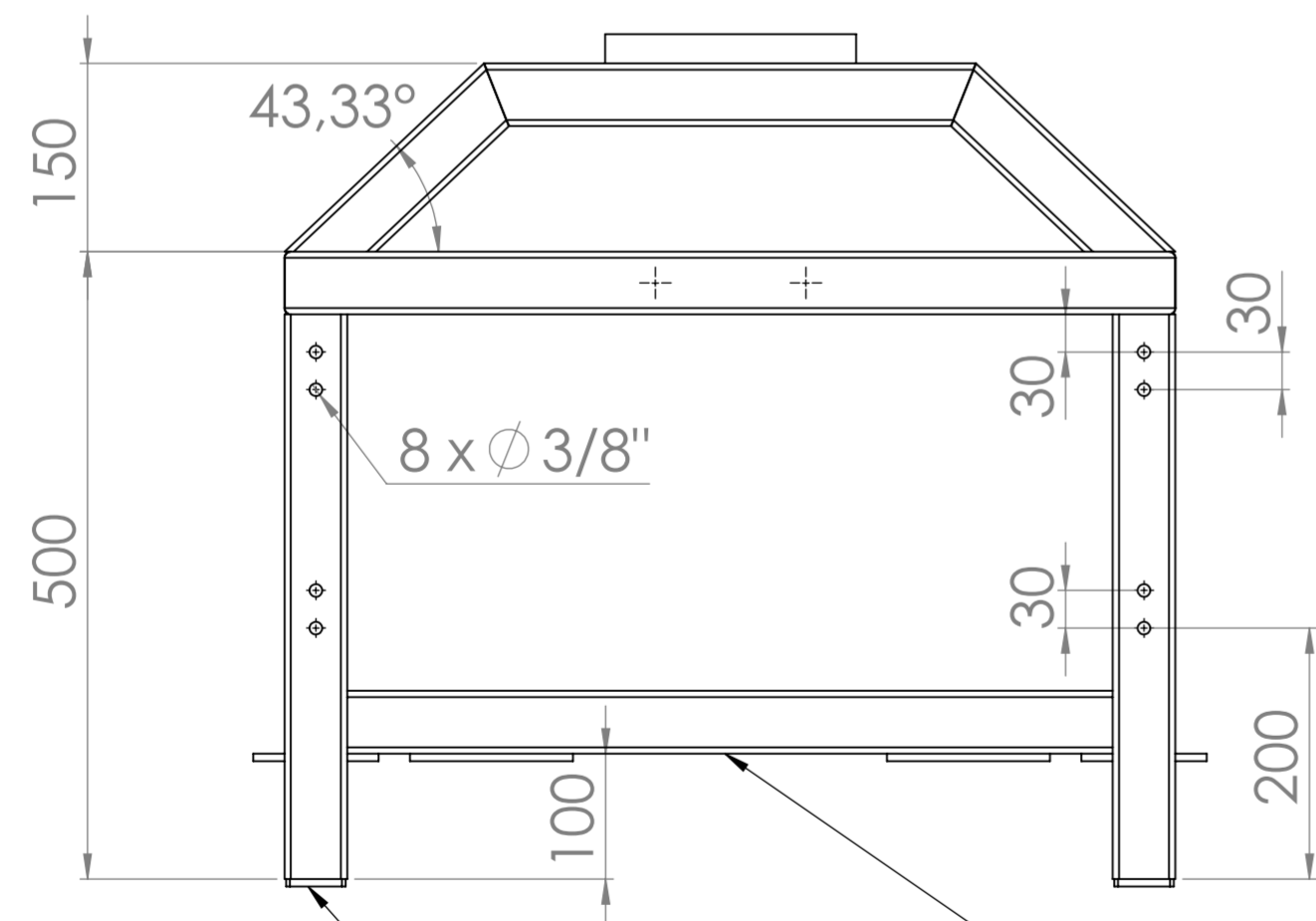
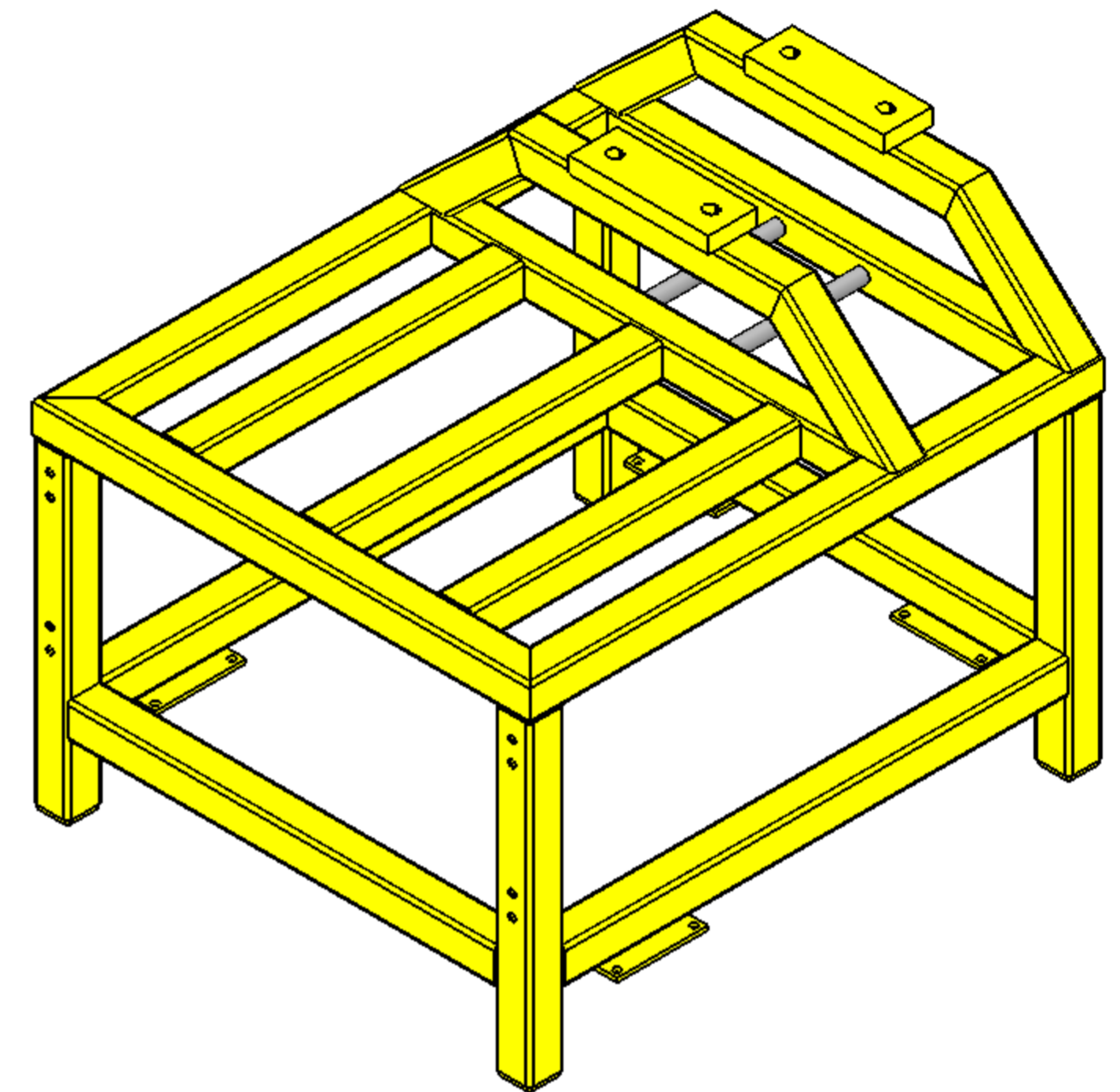
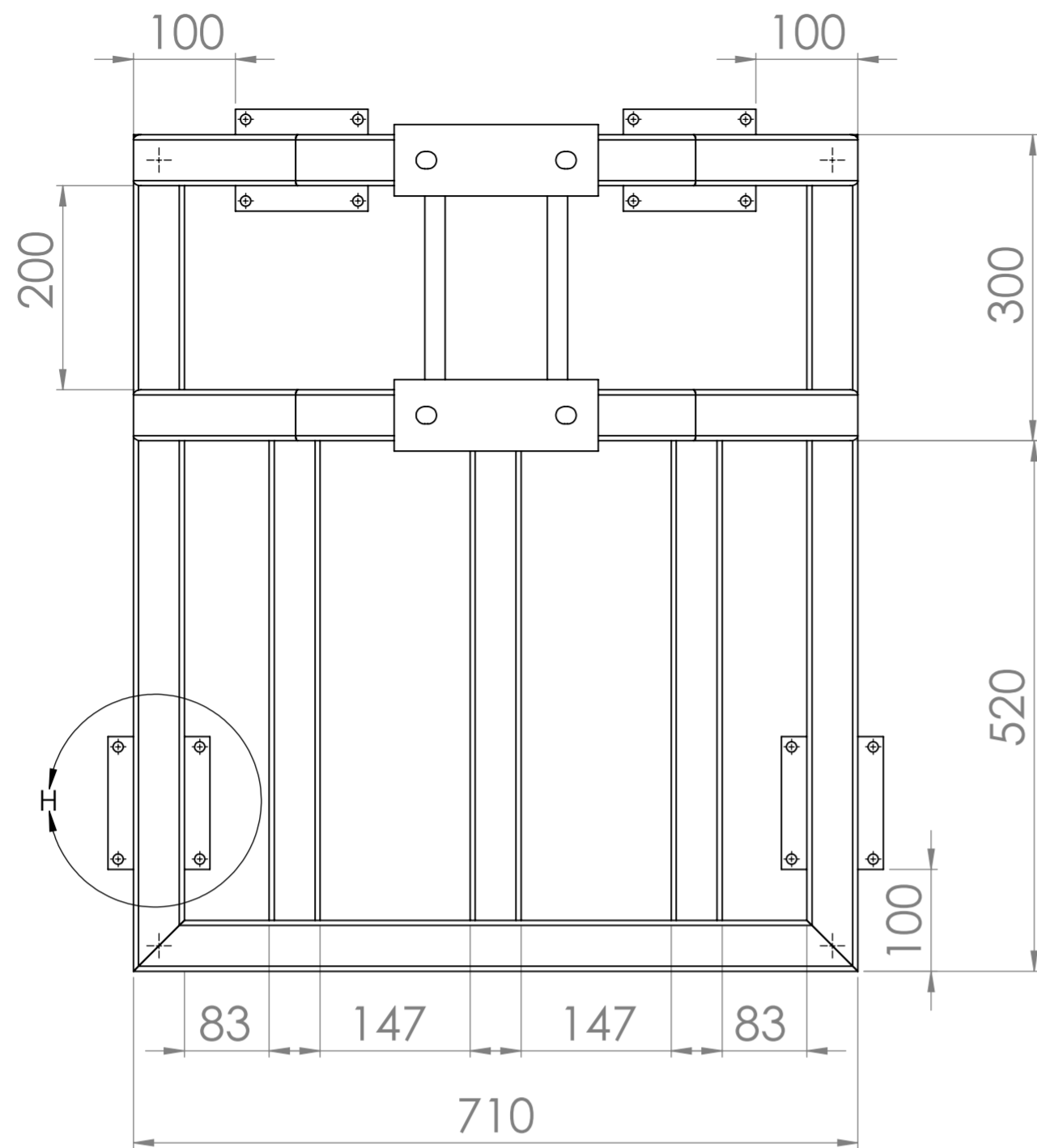
Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
**Arnulfo Javier Niño Duarte**  
**Yosmer David Bolaño Diaz**  
 REVISADO POR:  
**Ing. Carlos Borrás Pinilla**

TÍTULO DEL PROYECTO: **Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo**  
 NOMBRE DE DIBUJO: **Soporte del Motor Hidráulico**  
 MATERIAL: **Acero ASTM A36**  
 PESO: **7,6 kg**

FECHA: **01-Febrero-2015**  
 Escala:1:2 | **A2**  
 Hoja 3 de 8



Platina Calibre 1/4" Perfil 2"x2" Calibre 12

Medidas en mm

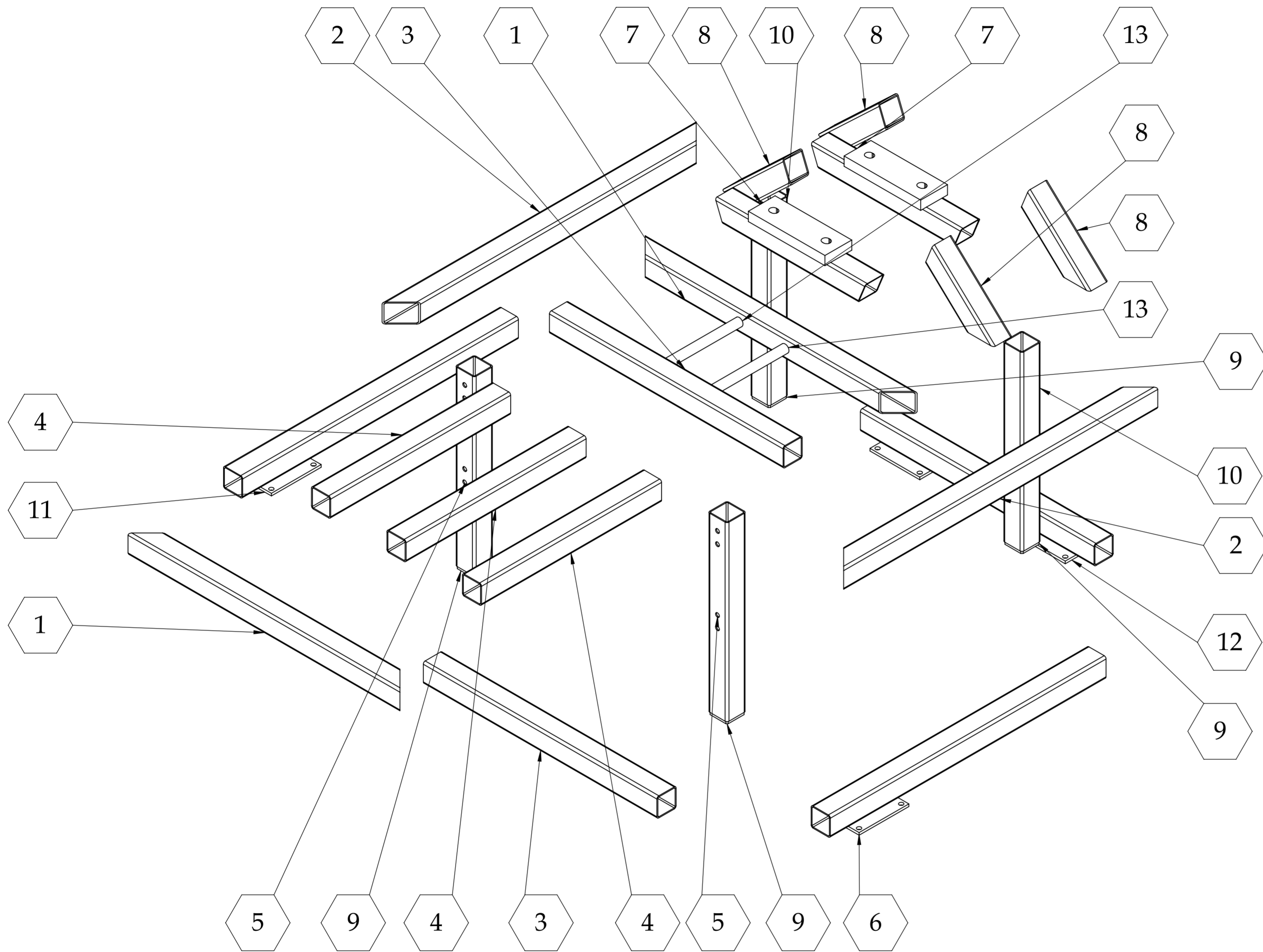
Universidad Industrial de Santander



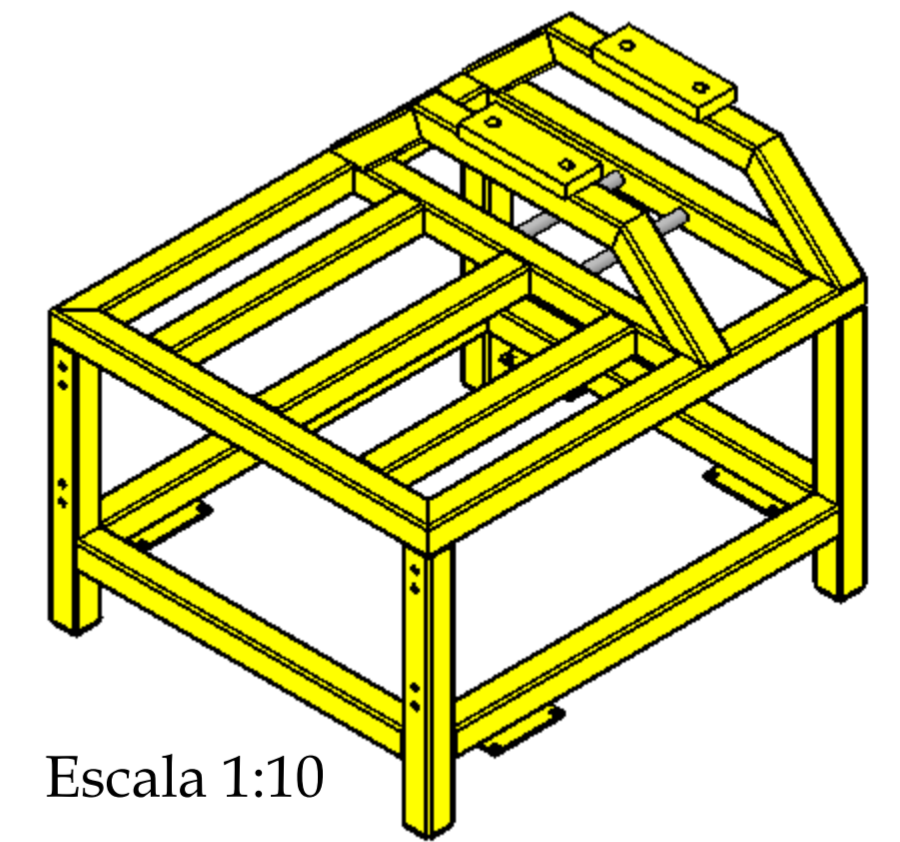
DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Estructura del Módulo del Motor Hidráulico  
 MATERIAL: Acero ASTM A1011-G50

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala:1:6 A2  
 PESO: 47,8 kg  
 Hoja 4 de 8





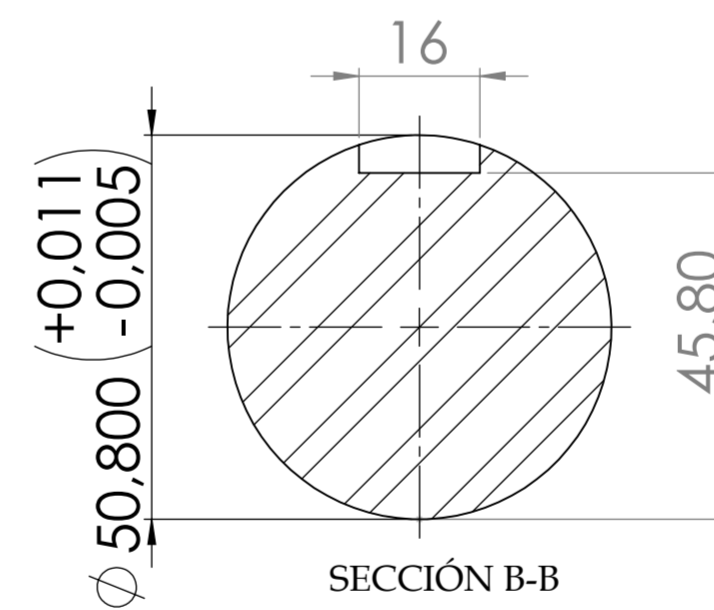
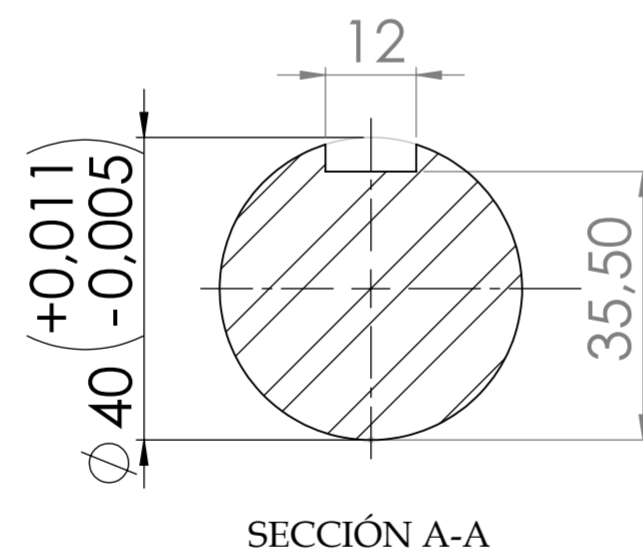
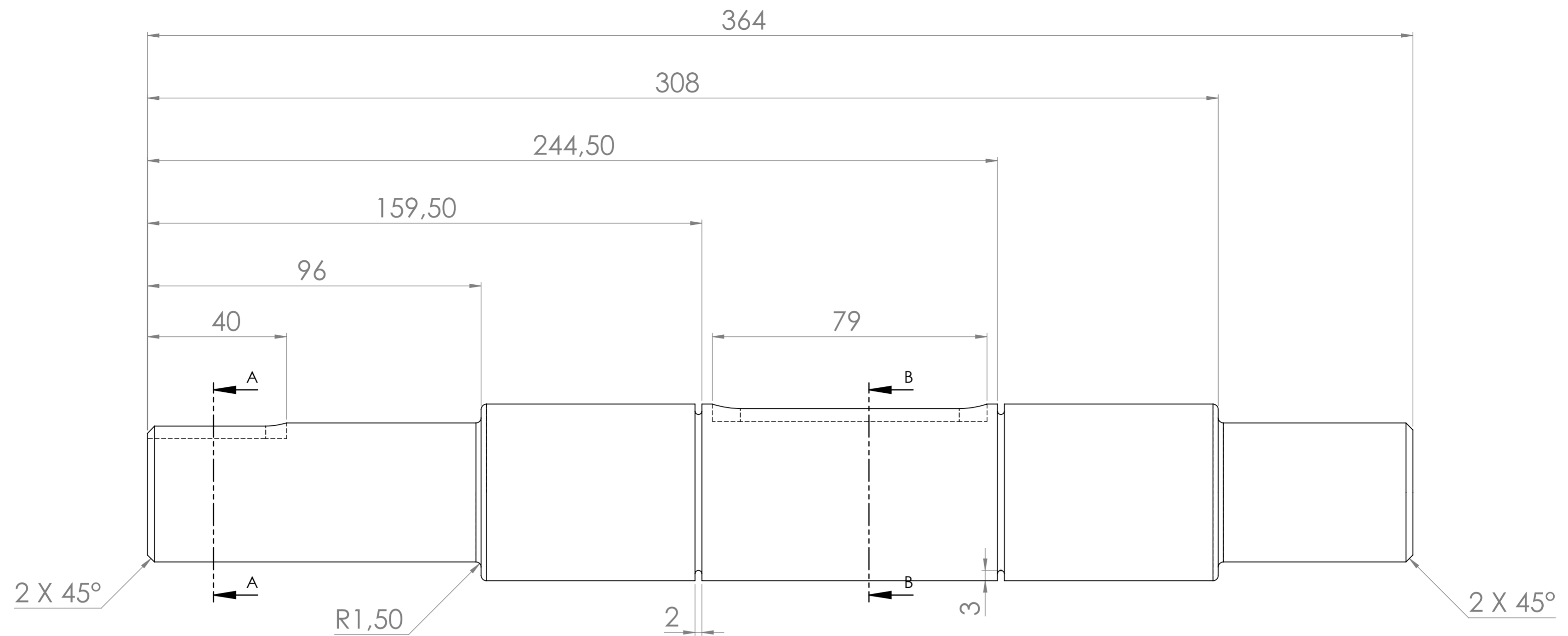
Lista de cortes para pieza soldada		
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	LONGITUD
1	2	710
2	2	820
3	2	610
4	3	470
5	2	450
6	1	720
7	2	392
8	4	218.59
9	4	Tapas Extremo
10	2	450
11	1	720
12	1	610
13	2	Guías para freno
Longitud Total		11198.36



Escala 1:10

Medidas en mm

 	DIBUJADO POR: <b>Arnulfo Javier Niño Duarte</b> <b>Yosmer David Bolaño Diaz</b>	TÍTULO DEL PROYECTO: <b>Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo</b>	FECHA: <b>01-Febrero-2015</b>	
	REVISADO POR: <b>Ing. Carlos Borrás Pinilla</b>	NOMBRE DE DIBUJO: <b>Vista Explosión Estructura del Módulo del Motor Hidráulico</b>	MATERIAL: <b>Acero ASTM A1011-G50</b>	PESO: <b>47,8 kg</b>
			Hoja 5 de 8	



Todos los redondeos son de 1,5 mm

Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz

REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo

NOMBRE DE DIBUJO: Eje del Volante de inercia

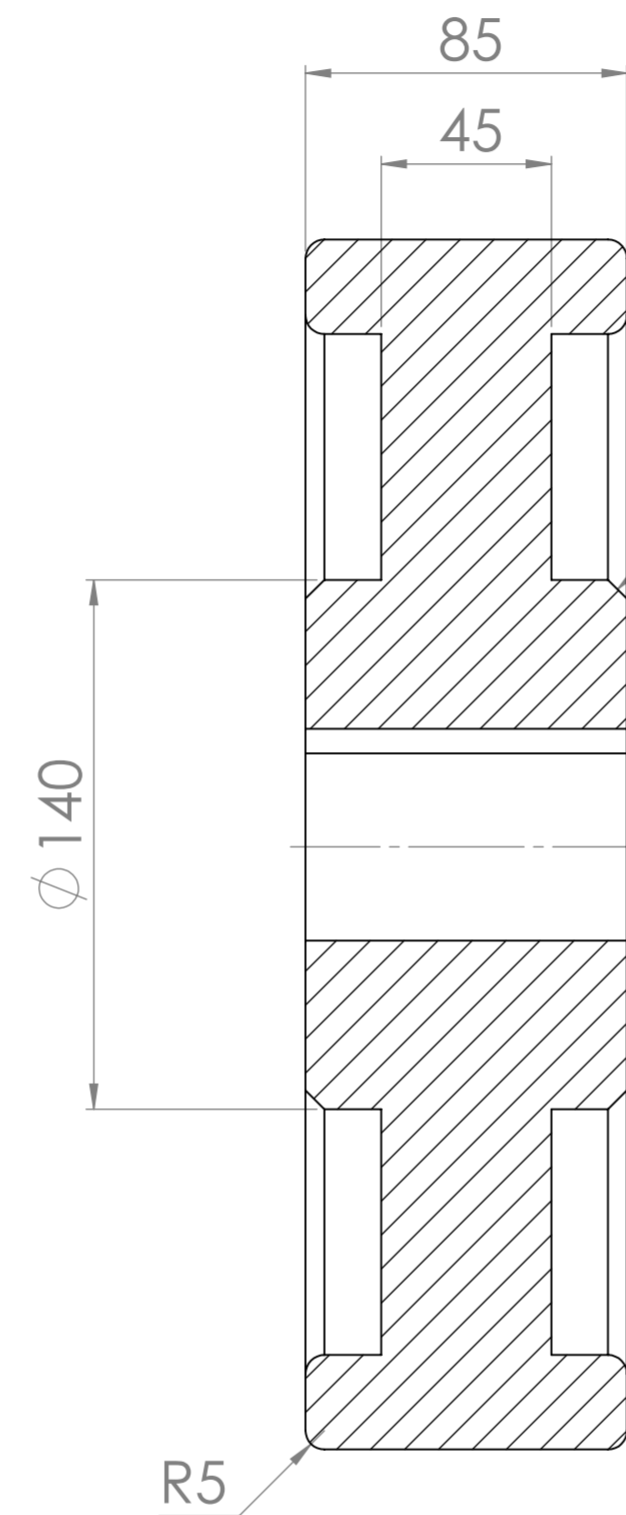
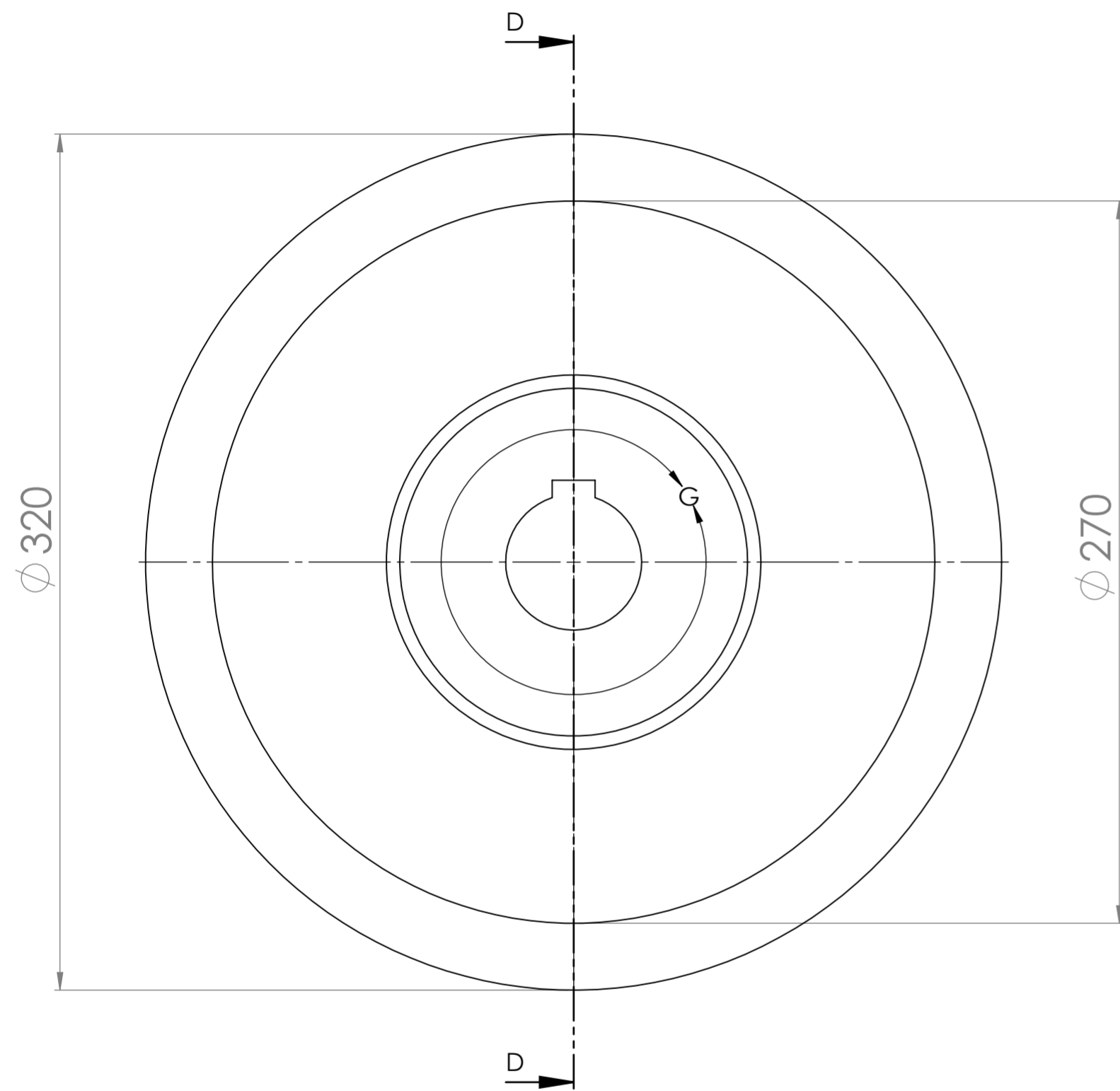
MATERIAL: Acero AISI 1045

FECHA: 01-Febrero-2015

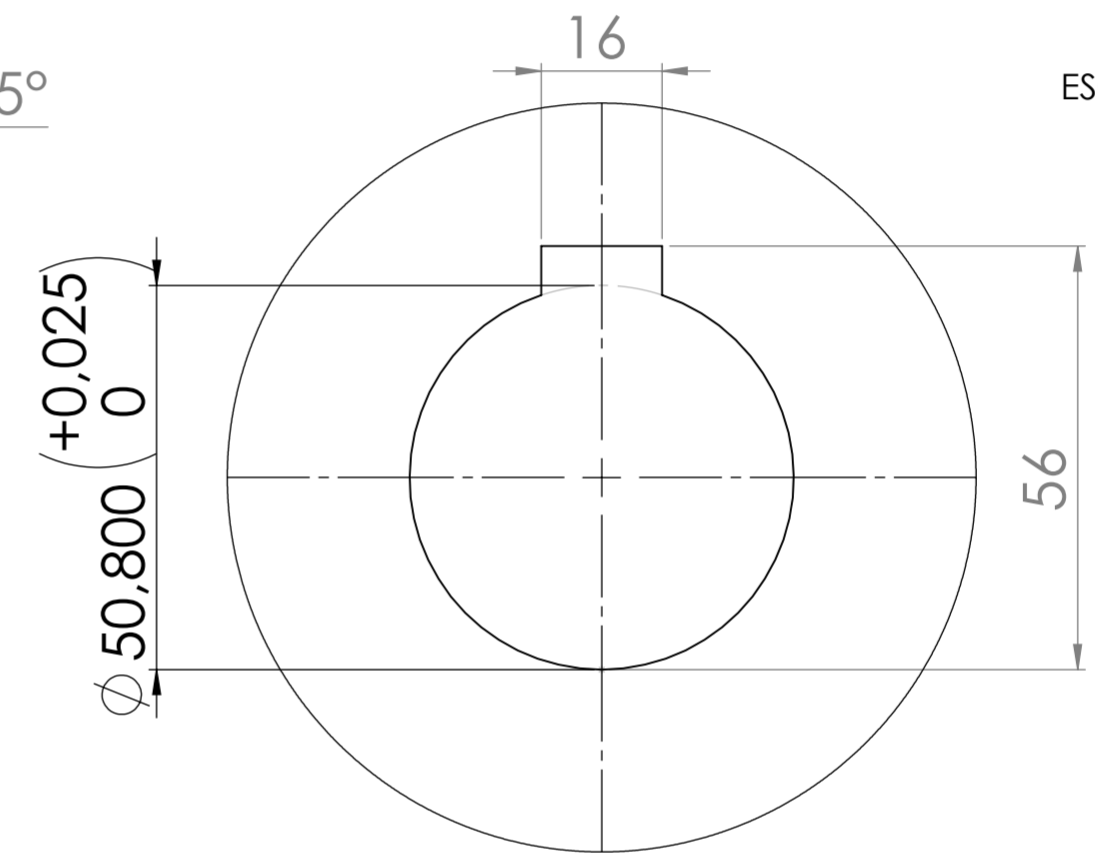
Escala: 1:1 | A2

PESO: 5,0 kg

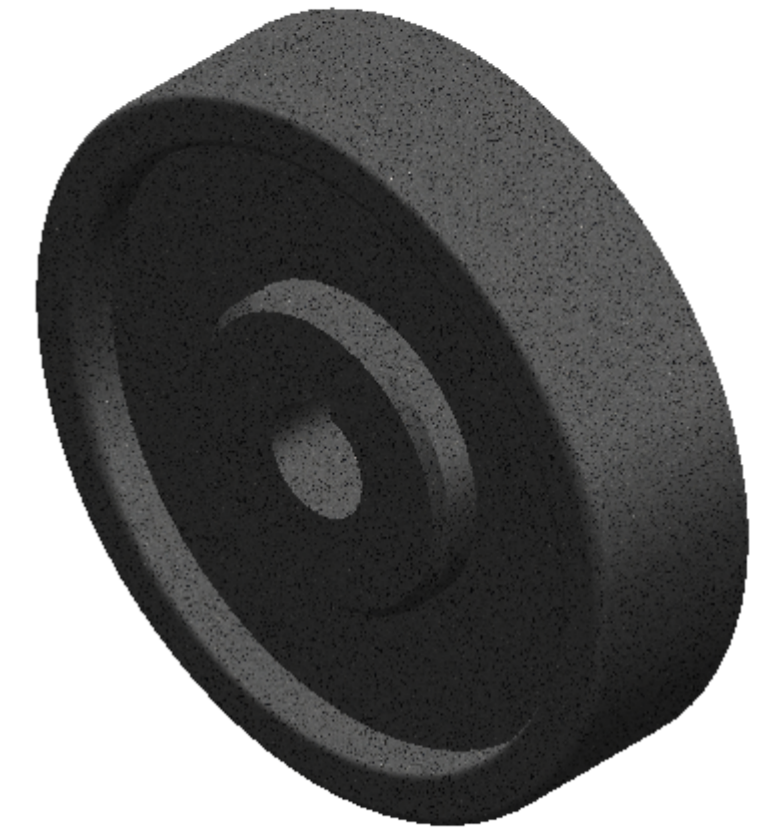
Hoja 6 de 8



SECCIÓN D-D



DETALLE G  
ESCALA 1 : 1



ESCALA 1 : 3

Todos los redondeos son de 5 mm  
 Todos los chaflanes son de 5 mm a 45°  
 Momento de Inercia = 0,49 kg\*m2

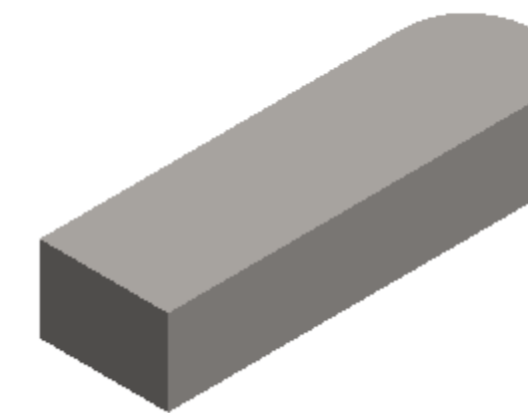
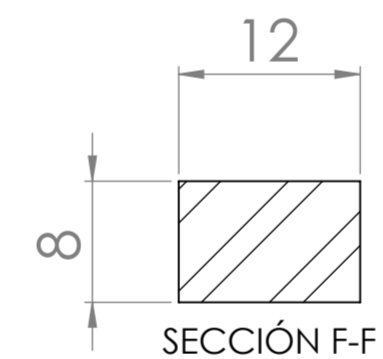
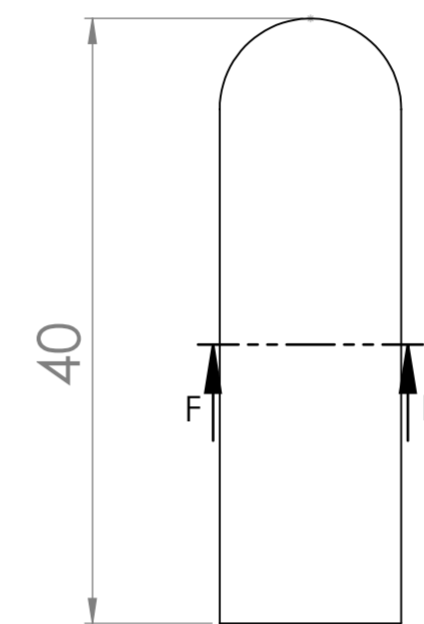
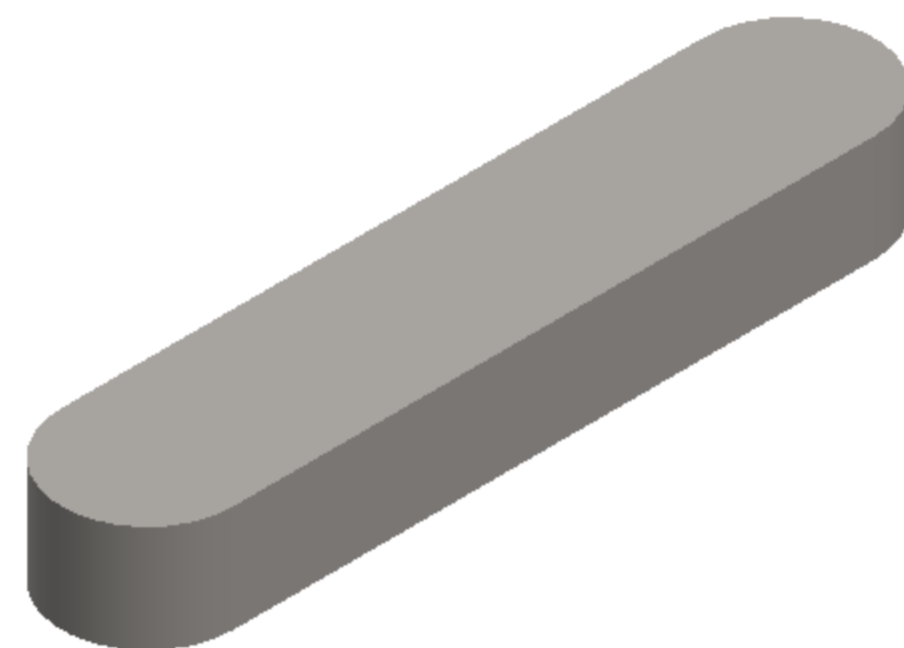
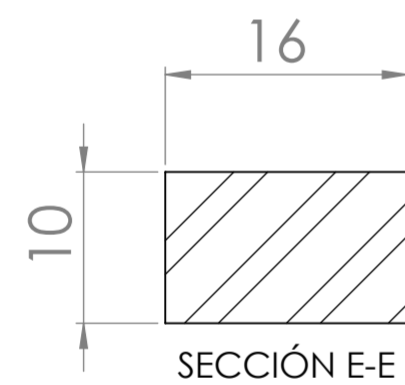
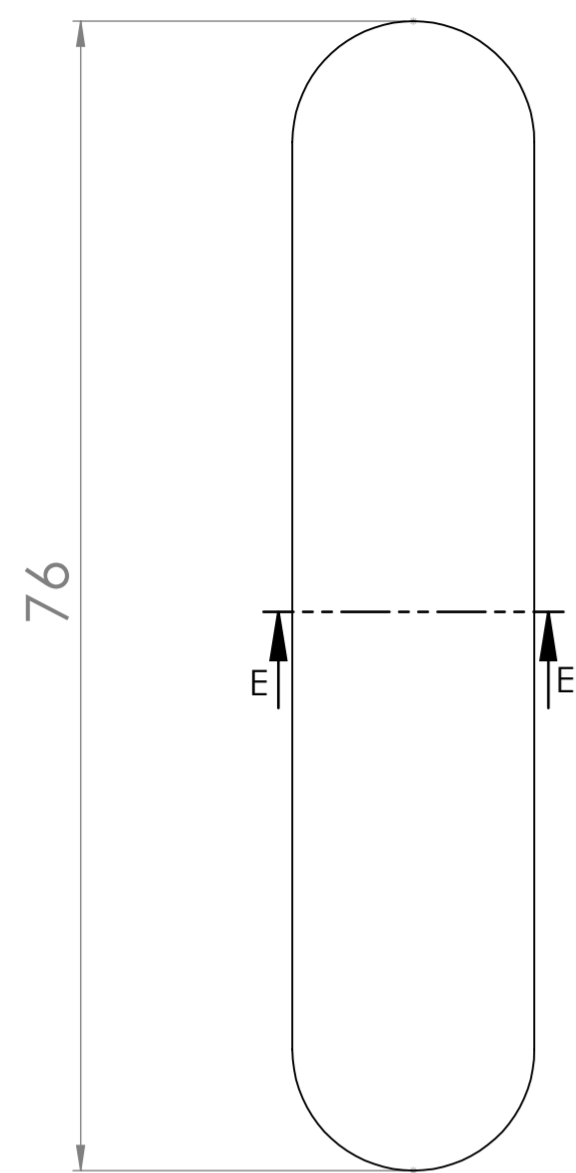
Medidas en mm



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Volante de Inercia  
 MATERIAL: Fundición Gris  
 PESO: 35,6 kg

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala:1:2 A2  
 Hoja 7 de 8



Chaveta\_01: Elemento que une el volante de inercia con el eje.

Chaveta\_02: Elemento que une el eje con el acople de cruceta.

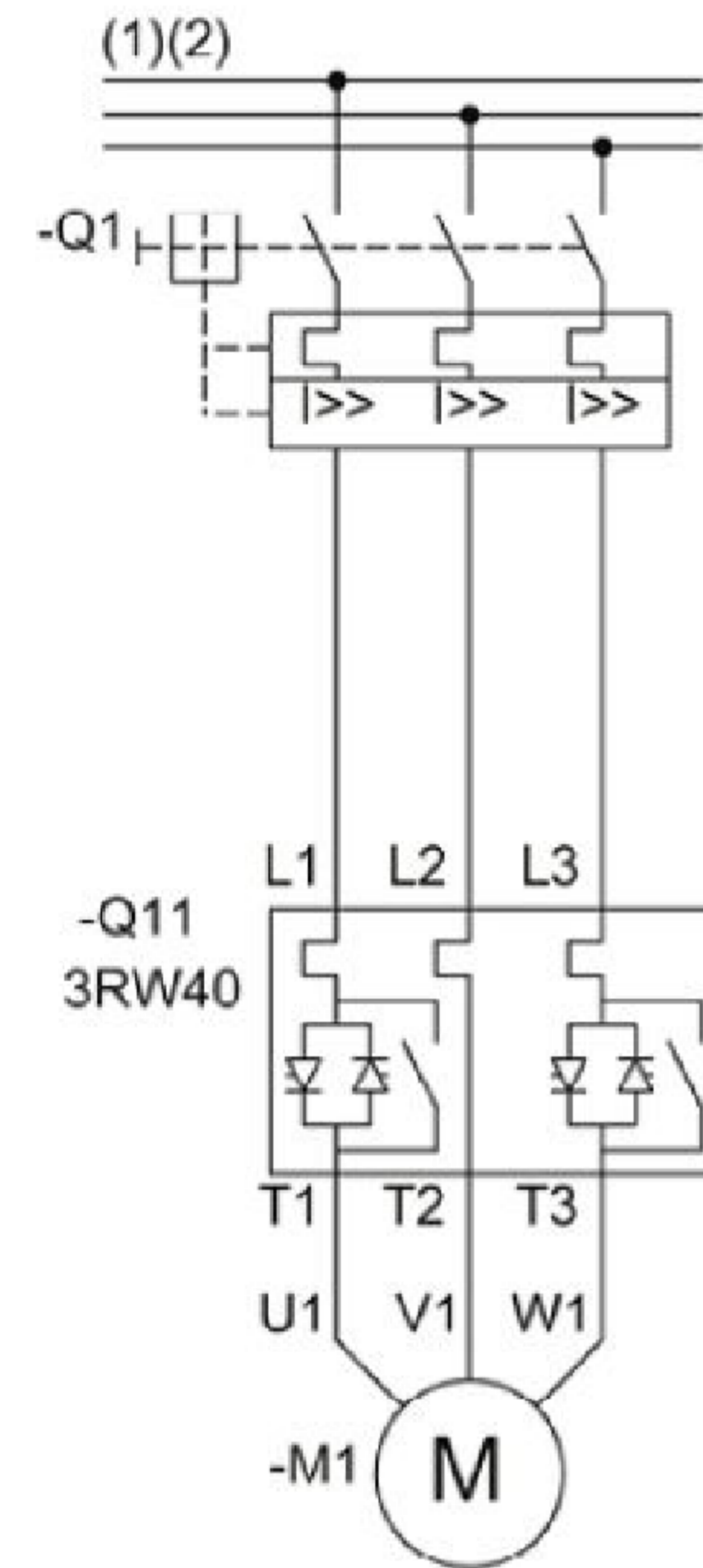
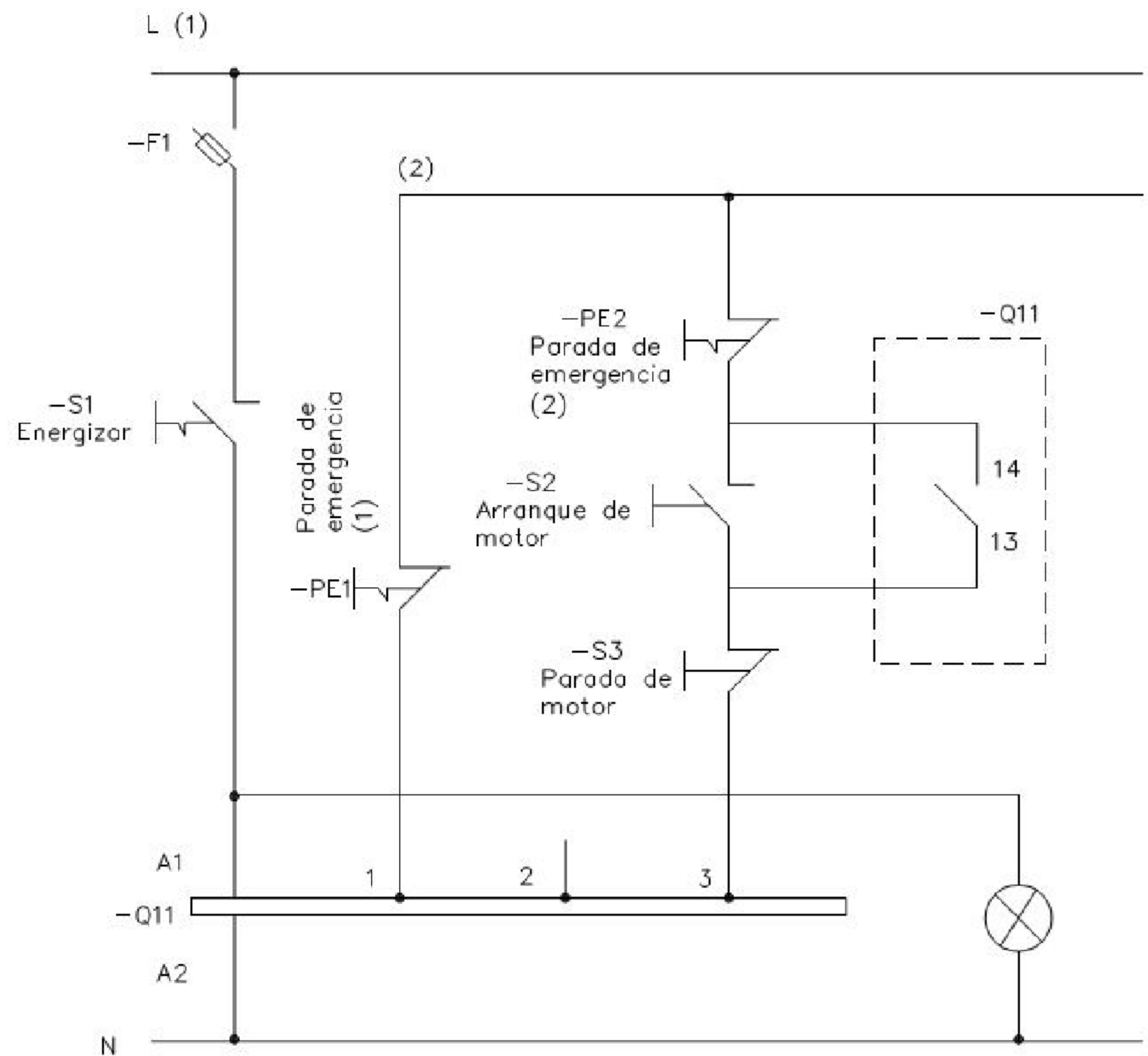
Medidas en mm



DIBUJADO POR:	Arnulfo Javier Niño Duarte
	Yosmer David Bolaño Diaz
REVISADO POR:	Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO:	Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo	
NOMBRE DE DIBUJO:	Chavetas	
MATERIAL:	Acero AISI 1020	PESO: ---

FECHA:	01-Febrero-2015	
Escala:	2:1	A2
Hoja 8 de 8		



DIBUJADO POR:  
 Arnulfo Javier Niño Duarte  
 Yosmer David Bolaño Diaz  
 REVISADO POR:  
 Ing. Carlos Borrás Pinilla

TÍTULO DEL PROYECTO: Rediseño y construcción de un banco de pruebas para diagnóstico de fallas en una hidrottransmisión Bomba variable - Motor fijo  
 NOMBRE DE DIBUJO: Diagrama del circuito de potencia y del circuito de control empleando arrancador suave (SIRIUS 3RW40 - SIEMENS)  
 MATERIAL: ---

FECHA: 01-Febrero-2015  
 Escala: 1:1 A2  
 Hoja 1 de 1

**ANEXO G. MANTENIMIENTO BADADO EN CONDICION (CBM)**

## **MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICION (CBM)**

Antes de hablar de CBM, es importante entender que es el mantenimiento como tal; de manera general el mantenimiento se define como, *el conjunto de todas las actividades que deben ser desarrolladas en orden lógico, con el propósito de conservar en condiciones de operación segura, efectiva y económica, los equipos de producción, herramientas y demás activos físicos, de las diferentes instalaciones de una empresa*<sup>1</sup>. Y a lo largo de los años se han desarrollado diferentes metodologías para su aplicación en la empresa, esta clasificación está representada en la siguiente figura.

El Mantenimiento Reactivo, es cuando las acciones de mantenimiento reaccionan a las fallas y se ejecutan para su inmediata corrección. De las diferentes formas que existen de aplicar el mantenimiento reactivo, el más utilizado es el Mantenimiento Correctivo (CM).

En el Mantenimiento Proactivo, el objetivo principal es anticiparse a la probabilidad de ocurrencia de una falla, es decir, las acciones de mantenimiento se realizan antes de presentarse la falla. Las metodologías más utilizadas en este tipo de mantenimiento son; el Mantenimiento Preventivo (PM) y el Mantenimiento Predictivo (CBM).

### **1.1 Mantenimiento Correctivo (CM)**

Este tipo de mantenimiento fue una de las primeras metodologías en ser aplicadas para realizar este tipo de actividades, en un principio una maquina fallaba, entonces era el momento de aplicar mantenimiento, es decir, el mantenimiento correctivo

---

<sup>1</sup> GARCIA PALENCIA, Oliverio. Gestión Moderna del Mantenimiento Industrial. Ediciones de la U, 2012. Pág. 23.

consiste en un conjunto de actividades cuyo único objetivo es recuperar el servicio inmediato de un equipo cuando este ha presentado una falla que lo ha dejado fuera de servicio.



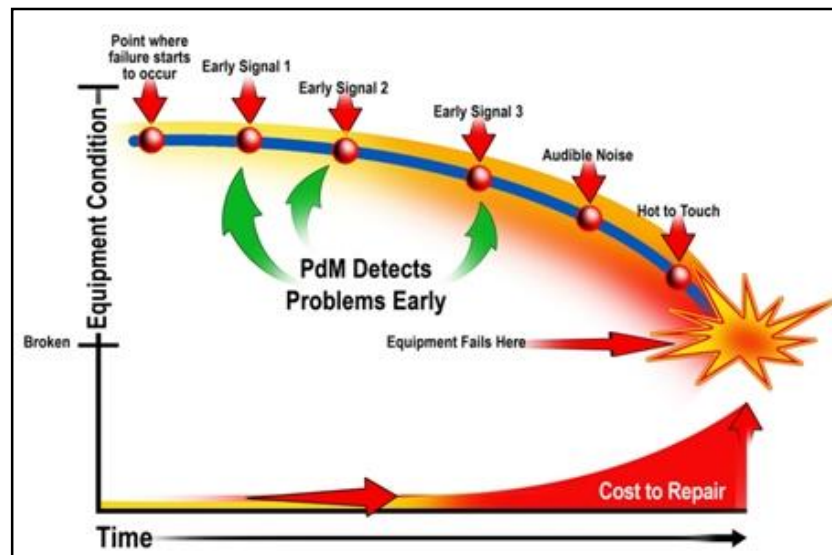
*Fuente. GARCIA PALENCIA, Oliverio. Gestión Moderna del Mantenimiento Industrial. Ediciones de la U, 2012.*

170 p.

Este tipo de mantenimiento es el más utilizado, porque el equipo se interviene cuando presenta falla, por tal motivo, no requiere de mucha organización, y en un principio poco esfuerzo; pero todo esto es tan solo una ilusión, porque la realidad es otra, porque al permitir que el equipo falle, se genera una cantidad de trabajo anormal (que incluyen horas extras), debido a que no estaba programado, además de la parada no prevista del equipo, y si éste es muy crítico para la planta, los costos

de operación pueden ser muy elevado, y sumándolos con los costos de reparación, convierten al manteniendo correctivo en el tipo de mantenimiento más costoso; en la siguiente figura se puede observar como aumenta los costos de mantenimiento a medida que el equipo se acerca a la falla. En la actualidad el mantenimiento correctivo se conoce como RTF (Run To Failure) u operar hasta que falle.

Mantenimiento Correctivo vs Tiempo



Fuente. [http://reliabilityweb.com/ee-assets/my-uploads/art09/ricky\\_smith\\_economy\\_11.jpg](http://reliabilityweb.com/ee-assets/my-uploads/art09/ricky_smith_economy_11.jpg)

## 1.2 Mantenimiento Preventivo (PM)

Existen varias definiciones para este tipo de mantenimiento, pero todas están de acuerdo que las acciones del mantenimiento preventivo deben tener como objetivo la intervención del equipo antes de que ocurra la falla; el ingeniero Oliverio García define el mantenimiento preventivo como, *el conjunto de actividades programadas a equipos en funcionamiento que permiten en la forma más económica, continuar su operación eficiente y segura, con tendencia a prevenir las fallas y paros imprevistos*<sup>2</sup>.

<sup>2</sup> GARCIA PALENCIA, Oliverio. Gestión Moderna del Mantenimiento Industrial. Ediciones de la U, 2012. Pág. 55.

Este tipo de mantenimiento surge de la obligación de reducir los costos del mantenimiento correctivo; en el mantenimiento preventivo se pretende reducir las intervenciones a los equipos por medio de una serie de inspecciones periódicas y cambio de elementos dañados, asegurando la disponibilidad<sup>3</sup>, la confiabilidad<sup>4</sup> y la mantenibilidad<sup>5</sup> de los sistemas productivos de la planta con la aplicación de un plan de mantenimiento.

### 1.2.1 Ventajas e inconvenientes del mantenimiento preventivo

De sus muchas ventajas las más importantes son:

- ❖ Reducción de las paradas imprevistas de los equipos.
- ❖ Se reduce el número de mantenimientos repetitivos, reduciendo de esta manera la carga de trabajo acumulada.
- ❖ Cambio del sistema de mantenimiento de “paros” a mantenimientos programados menos costosos.
- ❖ Reducción de los costos de mantenimiento, de materiales y de mano de obra.
- ❖ Incremento de la vida útil probable de los equipos debido a la mejor conservación de los mismos.
- ❖ Mejor control de refacciones, lo cual genera un inventario menos costoso.
- ❖ Menores costos unitarios, al aumentar la disponibilidad de equipos, es decir, el tiempo útil de producción.
- ❖ Mayor seguridad para operarios y maquinaria.

---

<sup>3</sup> Disponibilidad: es la probabilidad estadística de que el sistema productivo pueda funcionar debidamente cuando se requiera, dentro de un periodo de tiempo determinado.

<sup>4</sup> Confiabilidad: es la probabilidad estadística de que el sistema no falle, dentro de su operación normal, en un momento determinado.

<sup>5</sup> Mantenibilidad: la mantenibilidad o la facilidad de mantenimiento es la probabilidad estadística de que el equipo pueda ser reparado correctamente durante un periodo determinado.

El mantenimiento preventivo presenta una serie de inconvenientes, que entre los más importantes están:

- ❖ Su principal inconveniente radica en la intervención de una máquina que está funcionando correctamente, simplemente porque “le toca una revisión”. Las máquinas en funcionamiento adquieren con el tiempo un equilibrio que es difícil de restablecer una vez que se ha intervenido la misma y con las acciones preventivas se está modificando constantemente este equilibrio de funcionamiento.
- ❖ Cuando se interviene la máquina, se cambian componentes que normalmente están en buen estado y se desconoce el estado real de los mismos hasta que se desmontan.
- ❖ Durante las intervenciones se pueden cambiar componentes que han agotado su vida teórica y no ver otros que se encuentran en mal estado. No se tiene control sobre los daños ocultos.
- ❖ En lo referente al costo de este tipo de mantenimiento, se puede incrementar drásticamente como consecuencia de las frecuentes intervenciones en las máquinas, muchas veces innecesarias.

### **1.3 Mantenimiento Predictivo (CBM)**

El mantenimiento predictivo o basado en condición (CBM, sigla inglesa de Condition Based Maintenance), tiene como objetivo la detección y diagnóstico de los problemas de una máquina sin detener su funcionamiento, para esto se apoya en el desarrollo tecnológico de equipos de medición y diagnóstico para realizar el análisis de las fallas; este tipo de mantenimiento se puede definir de una forma más exacta como, *el conjunto de actividades, programadas para detectar las fallas de los activos físicos, por revelación antes de que sucedan, con los equipos en*

*operación y sin perjuicio de la producción, usando aparatos de diagnóstico y pruebas no destructivas<sup>6</sup>.*

Con las diferentes técnicas disponibles se puede evaluar los fallos en los componentes y seguir su evolución durante largos periodos de tiempo antes de decidir la intervención del equipo, de esta manera se puede coordinar con el área de producción el momento más adecuado para la aplicación del mantenimiento. En la siguiente figura se puede observar una comparación de los tres tipos de mantenimientos que se comentan en este capítulo contra el tiempo.

El objetivo del monitoreo de la condición de la maquina es recopilar información de su funcionamiento con la finalidad de detectar las fallas en sus primeras etapas, se evalúan el estado de los componentes mecánicos y eléctricos mediante técnicas de seguimiento y análisis permitiéndonos programar las operaciones necesarias de mantenimiento como se muestra en la figura *Proceso de Mantenimiento Predictivo*. Con diferentes técnicas es posible evaluar los fallos en los componentes y seguir su evolución durante largos periodos de tiempo antes de decidir o no la intervención de la persona encargada del mantenimiento de la máquina coordinando con la planta de producción el momento más adecuado para la intervención de mantenimiento.

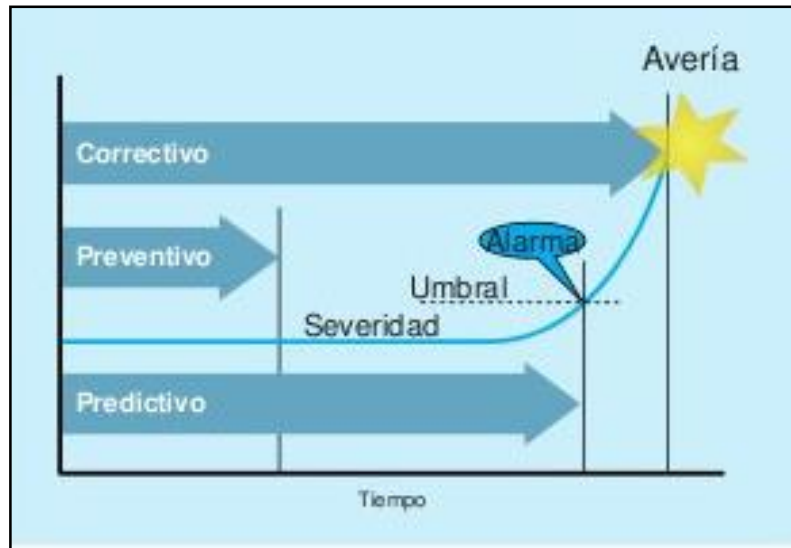
### **1.3.1 Implementación del Mantenimiento Predictivo**

La implementación de un sistema predictivo, acarrea una fuerte inversión, por tal motivo su implantación debe estar basada en un estudio centralizado en las condiciones de la empresa, basándose en los siguientes puntos:

---

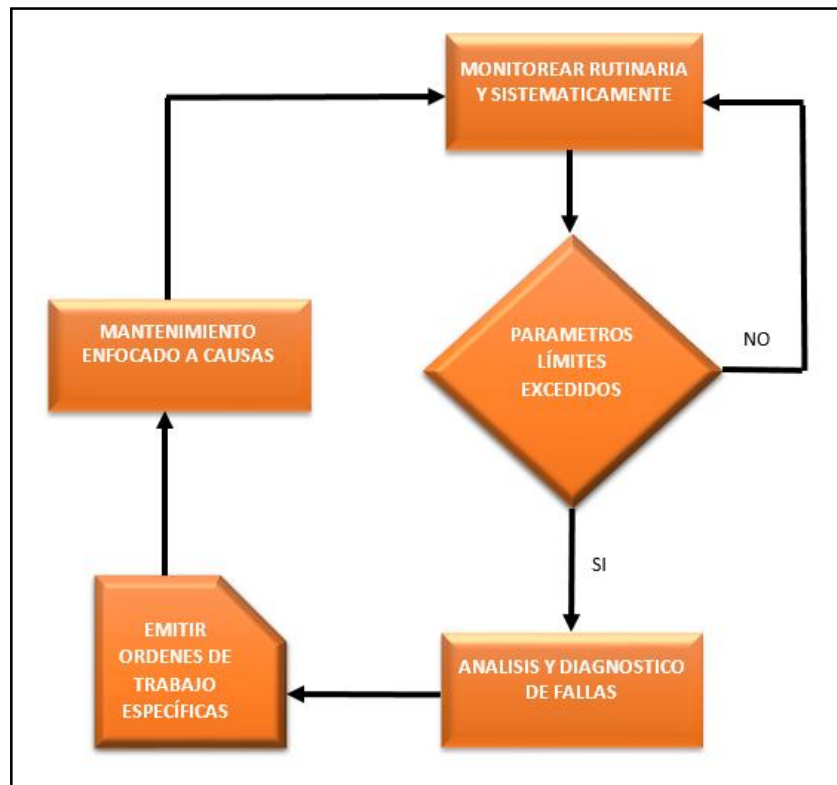
<sup>6</sup> GARCIA PALENCIA, Oliverio. Gestión Moderna del Mantenimiento Industrial. Ediciones de la U, 2012. Pág. 65.

## Comparación entre diferentes tipos de mantenimiento



Fuente. [http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/intro/tipos\\_mantenimiento.html](http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/intro/tipos_mantenimiento.html)

## Proceso de Mantenimiento Predictivo



Fuente. Tesis de pregrado Universidad de Oriente Venezuela. Diseño de un programa de mantenimiento basado en condición, enfocado a la mejora de la efectividad de los activos rotativos.

### **1.3.1.1 Establecimiento de la necesidad del sistema**

Para encontrar la necesidad del sistema se debe realizar un análisis minucioso basado en dos criterios fundamentales.

- ❖ Criterio económico: se debe realizar un análisis de costo de mantenimiento, teniendo en cuenta sus tres componentes.
  - Costo de mano de obra.
  - Costo de equipos y repuestos.
  - Costo de producción perdida.
  
- ❖ Criterio estratégico: este criterio evalúa la frecuencia de incidencia de ciertos factores que determinan la capacidad productiva de una empresa, estos factores son:
  - Volumen de paradas.
  - Volumen de maquinaria importante.
  - Comportamiento de los equipos con el deterioro.
  - Recursos actuales para el mantenimiento.
  - Interdependencia de los equipos en el proceso productivo.

El análisis combinado de todos estos factores con el tamaño de la empresa y su desarrollo tecnológico, son los que permiten justificar la implementación de este sistema.

### **1.3.1.2 Ajuste de la estructura del departamento**

Este ajuste consiste en la separación del personal de mantenimiento en dos equipos distintos, como personal de mantenimiento predictivo y mantenimiento correctivo, además todo el personal debe estar capacitado en las nuevas tecnologías para poder llevar a cabo todas las inspecciones.

### **1.3.1.3 Evaluación de las diferentes alternativas de operación**

Para la implantación del mantenimiento predictivo, existen cuatro alternativas:

- ❖ Contratación del servicio: en la actualidad existen empresas especializadas en ofrecer este servicio, la opción de contratarlas es la más sencilla y efectiva, ya que no necesita de una gran inversión ni capacitación inicial.
- ❖ Medición de índices más servicio de análisis: esta alternativa consiste en que la empresa realice la compra de equipo de diagnóstico portátiles y de bajo costo, para realizar mediciones de aspecto generales y así poder determinar el momento idóneo de contratar el servicio de diagnóstico especializado; esta opción tiene ventajas como, el personal propio de la empresa se vincula con la nueva tecnología y reduce la dependencia del servicio externo.
- ❖ Medición y grabación de indicadores más servicio de análisis: esta alternativa lleva la opción anterior al siguiente nivel, consiste en la adquisición por parte de la empresa de equipos que permitan almacenar las señales de los parámetros medidos, para que puedan ser enviadas al servicio de diagnóstico externo para su análisis.
- ❖ Medición y análisis con equipos propios: es la alternativa más compleja, porque la empresa ya no depende de una empresa externa, ya que ella posee los equipos de medición y análisis apropiados, junto con el personal capacitado para su operación.

Para poder decidir cuál de estas alternativas, es la que mejor adapta a la empresa, se debe realizar un análisis económico de acuerdo a las condiciones de maquinaria, tipo de proceso y tamaño de la organización.

#### **1.3.1.4 Determinación del sistema de control**

Existen diferentes formas de realizar el control de los niveles de operación, para ello se debe clasificar los equipos en las tres categorías fundamentales.

- ❖ Máquinas de propósitos generales (no críticas): generalmente no requiere de un sistema de diagnóstico especializado, se realizan las inspecciones con medidores de vibración sencillos.
- ❖ Máquinas mayores o semicríticas: como sus fallas causan mayor impacto en la empresa, se requiere analizadores de tiempo real (RTA) y un monitoreo frecuente cada dos meses.
- ❖ Máquinas críticas: *debido a que su falla causa paradas de producción críticas, requieren en lo posible medición continua con equipos muy especializados, sistemas de análisis de vibración en línea, equipos RTA automáticos, y sistemas de monitoreo soportados con sistemas expertos de diagnóstico, con una frecuencia al menos mensual. Los equipos críticos deben ser analizados por ingenieros especializados en mantenimiento predictivo, quienes además deben registrar los parámetros de trabajo diario, temperaturas, velocidades, presiones, consumos anormales de energía y demás variables del proceso que son auxiliares para un correcto diagnóstico<sup>7</sup>.*

También es muy importante que la empresa tenga un amplio conocimiento en las distintas tecnologías predictivas, ya que en la actualidad existen una gran variedad de técnicas que permiten captar el lenguaje de la máquina. El cómo la máquina expresa su falla a través de diversos parámetros, es la clave para seleccionar la tecnología adecuada, aquella capaz de captar condiciones anormales en estado

---

<sup>7</sup> GARCIA PALENCIA, Oliverio. Gestión Moderna del Mantenimiento Industrial. Ediciones de la U, 2012. Pág. 71.

prematureo, antes de que las fallas se hagan incontrolables. Algunas de esas técnicas son: el análisis de vibraciones, la termografía infrarroja, los análisis de lubricantes, el ultrasonido, radiografía industrial, el mecanálisis de ruidos, el método de impulso de choques, la coronografía ultravioleta, los ensayos no destructivos y el monitoreo de efectos eléctricos y magnéticos.

#### **1.4 Análisis de vibraciones**

El análisis de vibraciones se ha convertido en una de las herramientas de inspección más usadas en el monitoreo de maquinaria rotativa, se aplica sobre una gran variedad de máquinas y genera información muy confiable para el diagnóstico y predicción de diversas fallas. La vibración de una máquina posee características que hacen posible el diagnóstico de las fallas a través de su medición, registro y análisis:

- Toda maquinaria vibra implícitamente como parte de su operación normal.
- Los niveles anormales de amplitud de vibración son consecuencia de la presencia o avance de alguna falla.
- La gran mayoría de las fallas mecánicas generan señales de vibración con patrones característicos.

El análisis de vibraciones consiste simplemente en realizar una transformación de una señal en el tiempo al dominio de la frecuencia, donde se puede identificar la vibración característica de cada uno de los componentes o defectos que puede presentar el equipo.

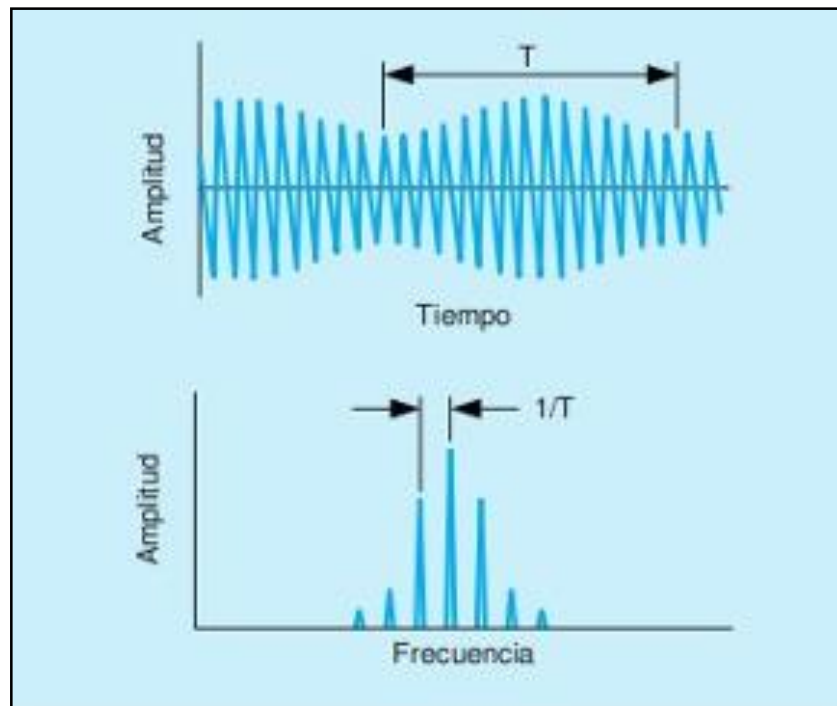
## 1.4.1 Técnicas para el diagnóstico de fallas mediante análisis de señales de vibraciones

El objetivo del diagnóstico de fallas es determinar cuál es el problema específico que se ha producido cuando el sistema de vigilancia indica que ha ocurrido algún cambio en los valores de las magnitudes monitoreadas. Existen diversas técnicas para el análisis de señales de vibraciones con el propósito de diagnosticar la condición de los equipos.

### 1.4.1.1 Análisis de Señales en el Tiempo

Una señal de tiempo describe el comportamiento de la vibración en el transcurrir del tiempo. A pesar de que esta señal no es tan útil como los otros formatos, puede proveer una pista en la condición de la máquina, que no es siempre evidente en un espectro de frecuencia.

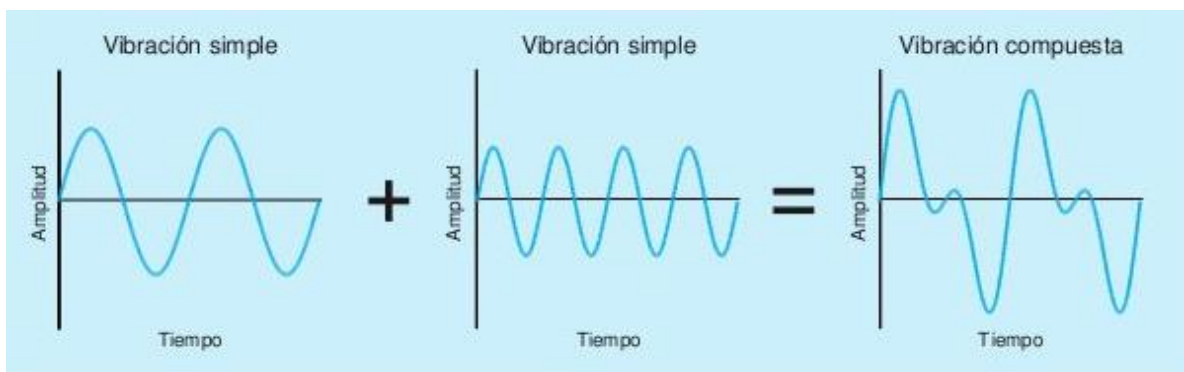
Señal en el dominio del tiempo y la frecuencia



Fuente. [http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion\\_otras.html](http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion_otras.html)

Una señal de vibración capturada de una maquina se compone de la suma de la vibración de cada uno de sus componentes internos en movimientos, es decir, es la suma de varias vibraciones simples, teniendo esto en cuenta, se deduce que la forma de onda de vibración de una maquina es una señal de vibración compuesta. En la siguiente figura se puede observar dos señales de vibración de diferente frecuencia que se suman formando una vibración compuesta.

Suma de vibraciones simples en el dominio del tiempo



Fuente. [http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion\\_compuesta.html](http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion_compuesta.html)

#### **1.4.1.2 Nivel de Vibración “Overall”**

El nivel de vibración Overall es la medida total de la energía asociada con todas las frecuencias que componen el espectro de la vibración. El valor de vibración Overall es comparado con el valor tomado cuando la máquina se encuentra en buenas condiciones de operación, así como con los valores de alarmas establecidos. Estos valores son graficados para observar los cambios en la condición de operación en períodos de tiempos determinados.

Esta técnica es la más rápida para evaluar la condición de la maquinaria y es un buen inicio cuando los valores son comparados con lecturas anteriores, ya que permite determinar cuando la máquina está vibrando más de lo usual. Sin embargo, suministra poca información para realizar un diagnóstico y no son precisas para medir señales de vibración de bajas frecuencias.

### **1.4.1.3 Análisis Frecuencia o Espectral**

La técnica básica del diagnóstico de fallas es el análisis frecuencia o espectral consiste en descomponer la señal vibratoria, medida con un sensor de vibraciones, en sus componentes espectrales en frecuencia. Esto permite, en el caso de las máquinas, correlacionar las vibraciones medidas, generalmente en sus descansos, con las fuerzas dinámicas que actúan dentro de ellas. Esta técnica permite determinar la causa de la vibración y observando la tendencia se conocerá cuando estos problemas se convertirán en críticos.

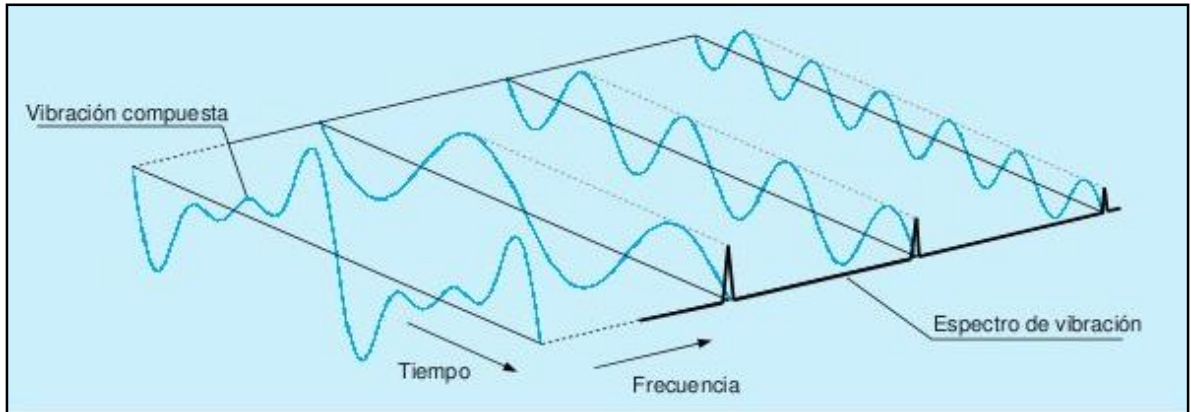
*Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos<sup>8</sup>. Un analizador de espectros lo que hace es capturar la señal vibratoria de una máquina, y calcular todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compuesta y mostrarlas de forma individual en una gráfica de espectros. Entonces la gráfica en el dominio del tiempo se llama “la forma de la onda”, y la gráfica en el dominio de la frecuencia se llama “espectro”. El análisis del espectro es el resultado de transformar toda la información de la señal en el dominio del tiempo en el dominio de la frecuencia.*

El análisis espectral, en términos sencillos, es la descomposición del valor Overall, en las diferentes frecuencias que componen la señal, las cuales corresponden en sí, a las armónicas de un movimiento periódico. El resultado de esta representación es conocido como espectro FFT (por sus siglas en inglés, *Fast Fourier Transform*). Un espectro FFT es una herramienta muy poderosa cuando se sospecha de la existencia de un problema en la máquina, ya que suministra información que ayuda a determinar la localización y causa del mismo, siendo esta una de las tareas más difíciles en el análisis de condición de la maquinaria.

---

<sup>8</sup> [http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/transformada\\_fourier.html](http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/transformada_fourier.html)

## Proceso FFT de una onda vibratoria compuesta

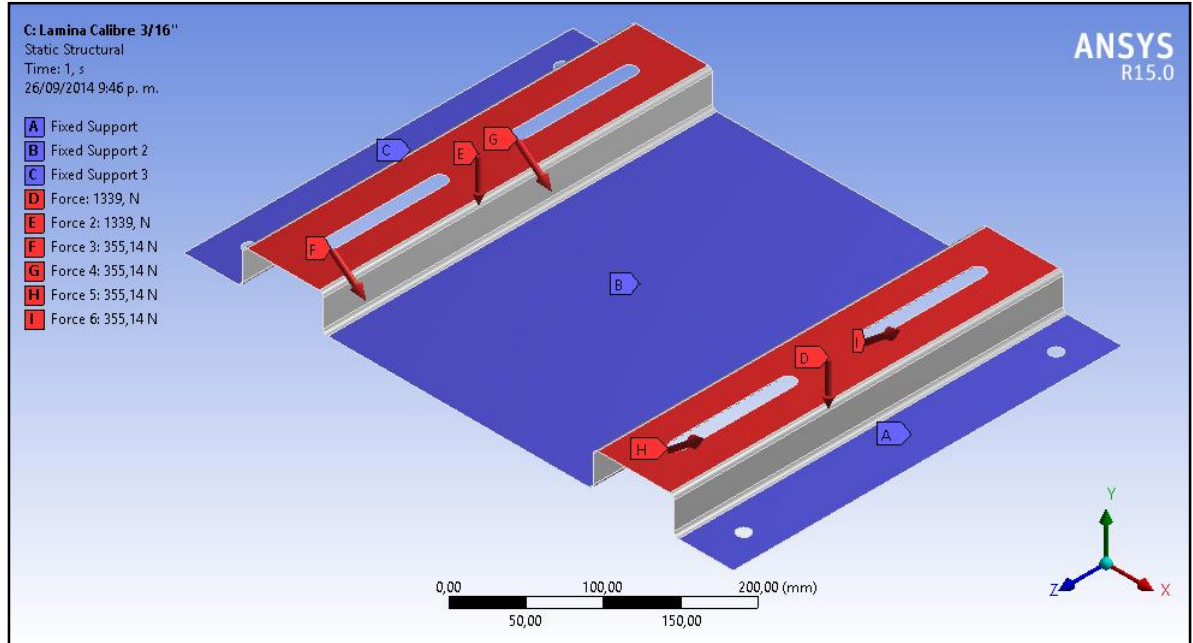


Fuente. [http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/transformada\\_fourier.html](http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/transformada_fourier.html)

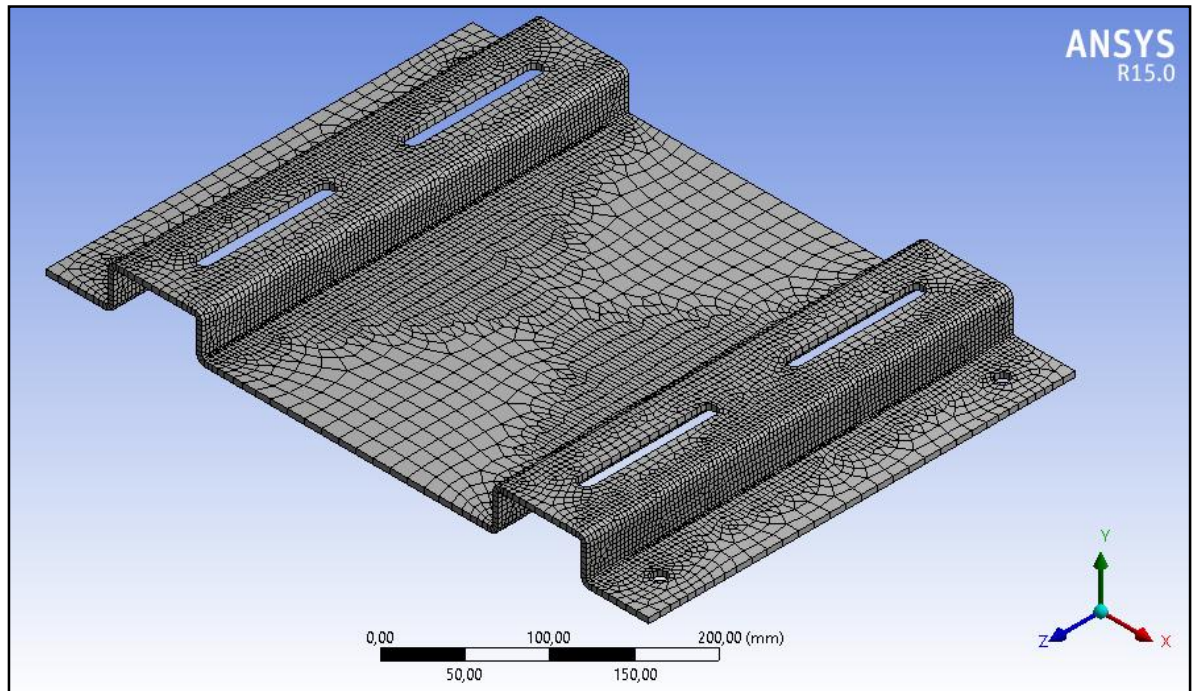
## **ANEXO H. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES EN ANSYS**

## SOPORTE GUIA DE MOTOR ELECTRICO

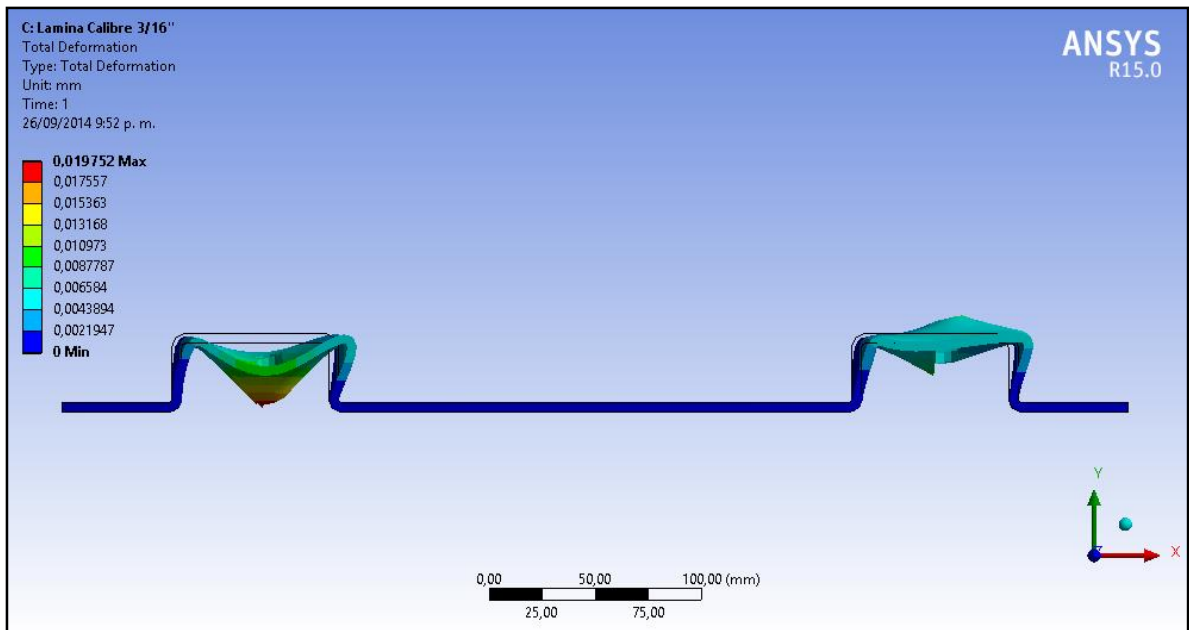
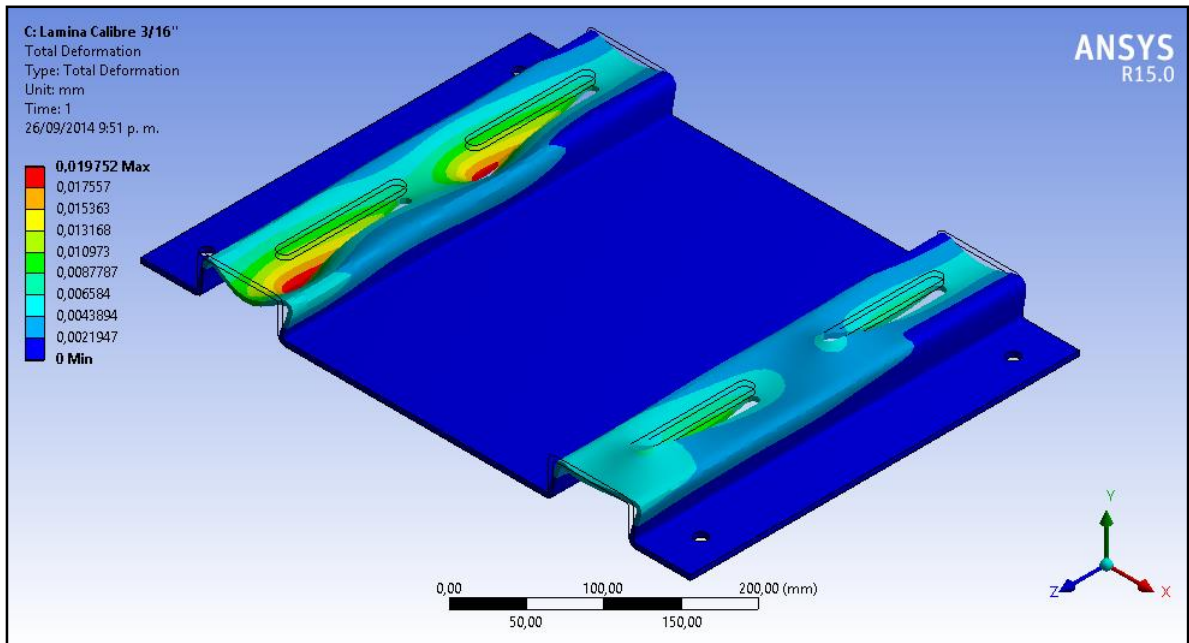
DCL del soporte guía del motor eléctrico



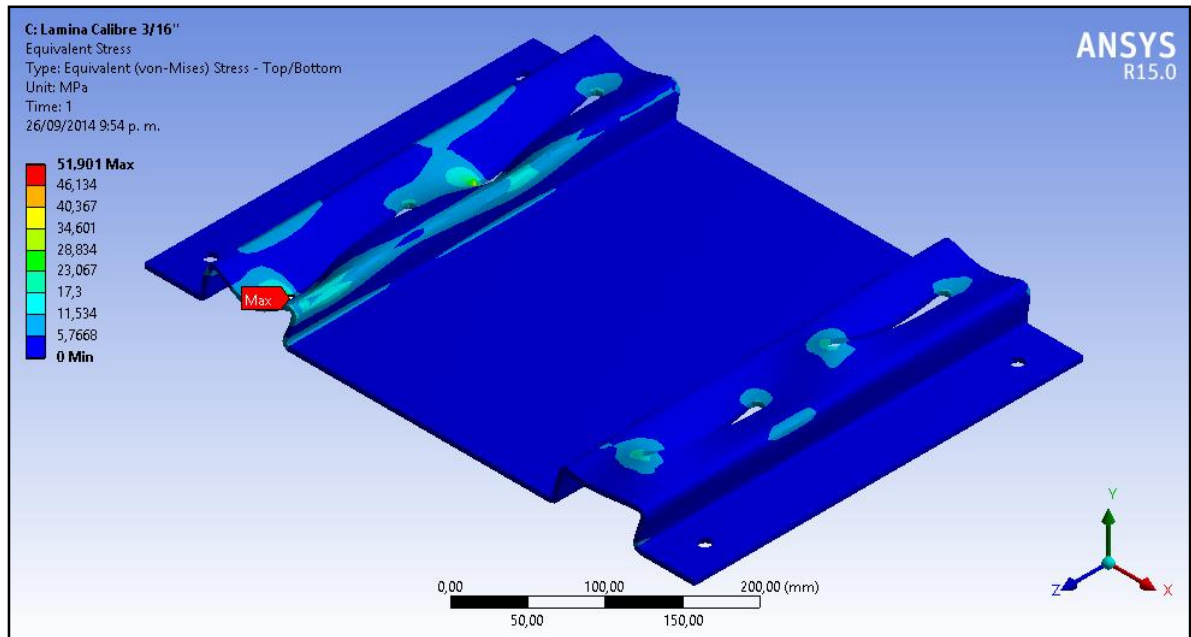
Mallado aplicado al soporte guía del motor eléctrico



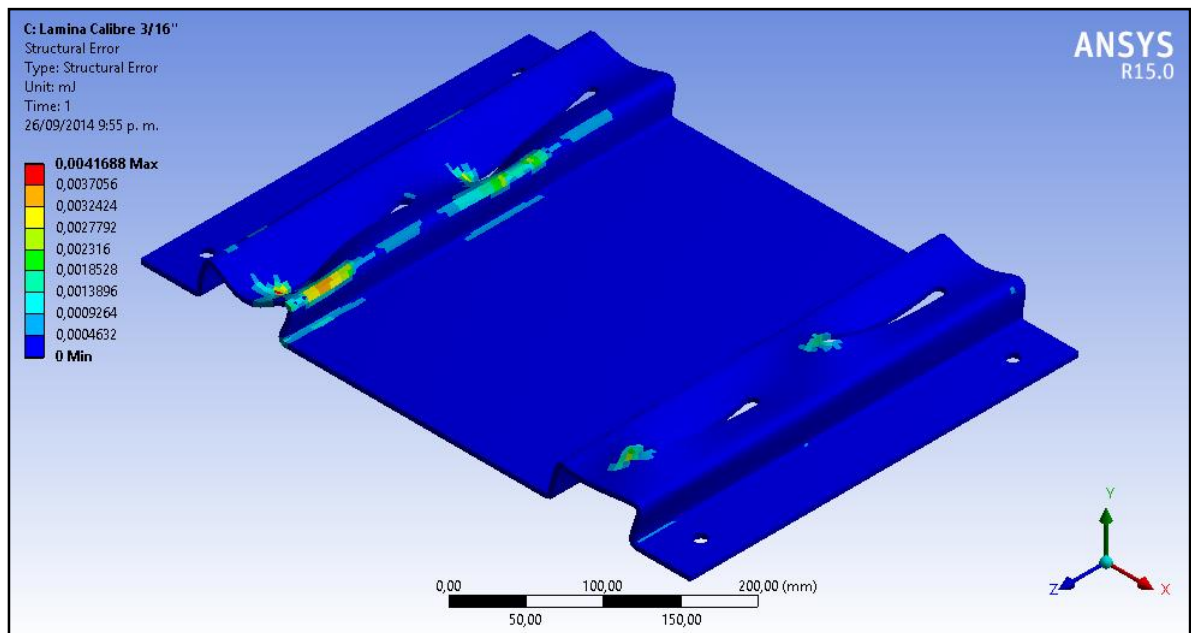
## Deformación total del soporte guía del motor eléctrico



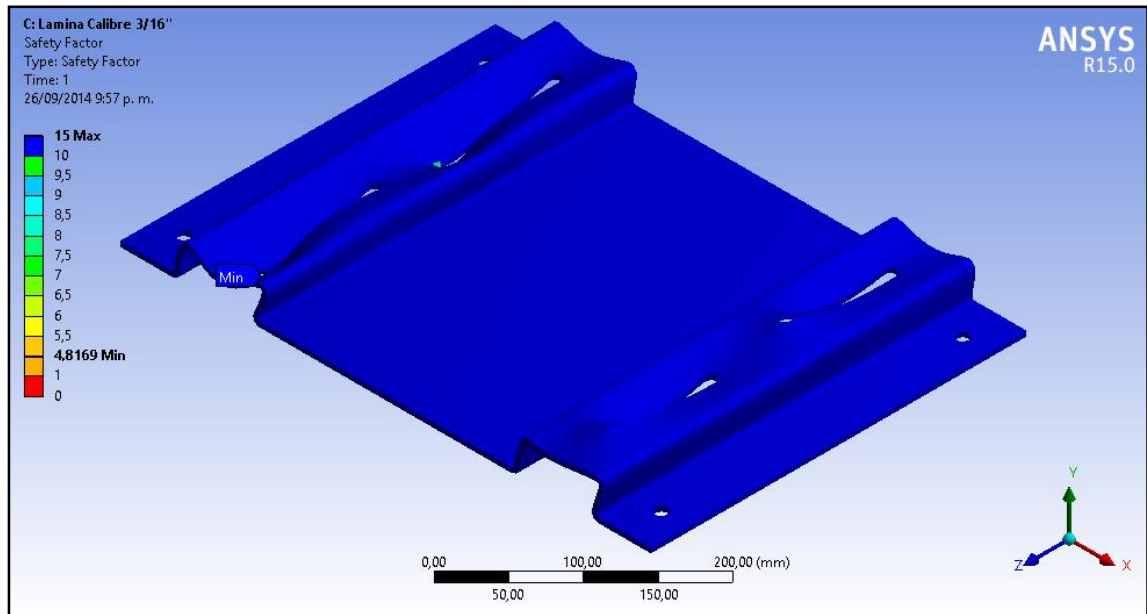
## Esfuerzo equivalente del soporte guía del motor eléctrico



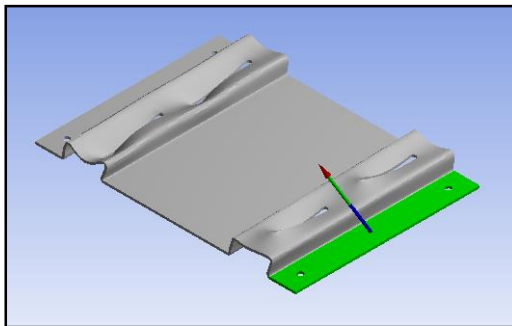
## Error estructural de la simulación del soporte guía del motor eléctrico



## Factor de seguridad del soporte guía del motor eléctrico

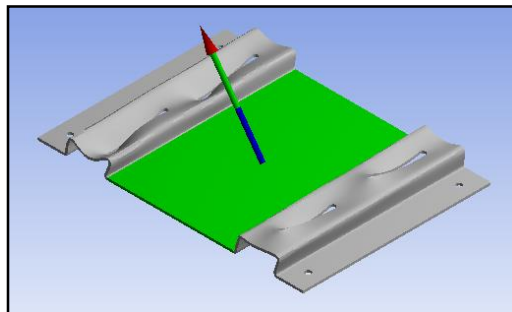


## Fuerza de reacción del soporte A



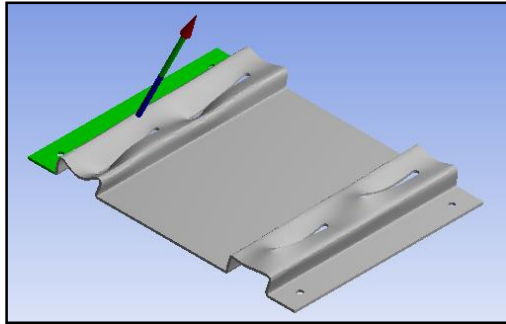
<input type="checkbox"/> X Axis	-488,93 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	544,4 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	147,53 N
<input type="checkbox"/> Total	746,46 N

## Fuerza de reacción del soporte B



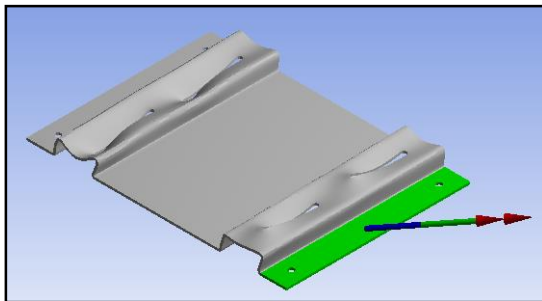
<input type="checkbox"/> X Axis	-953,26 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	1329,9 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	0,52924 N
<input type="checkbox"/> Total	1636,3 N

### Fuerza de reacción del soporte C



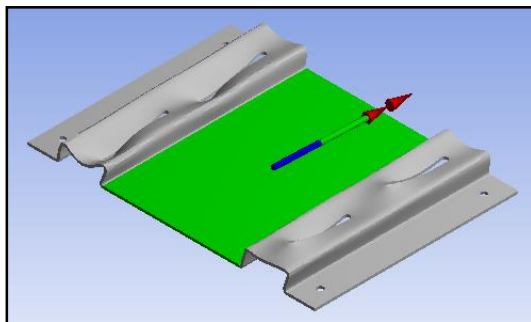
<input type="checkbox"/> X Axis	330,2 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	803,68 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-148,06 N
<input type="checkbox"/> Total	881,39 N

### Momento de reacción del soporte A



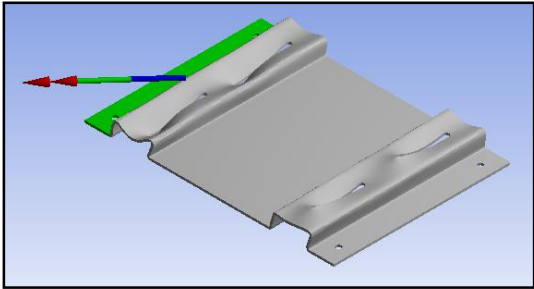
<input type="checkbox"/> X Axis	13394 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	3999,6 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-7906,5 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	16060 N·mm

### Momento de reacción del soporte B



<input type="checkbox"/> X Axis	70,885 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-2399,6 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-61451 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	61498 N·mm

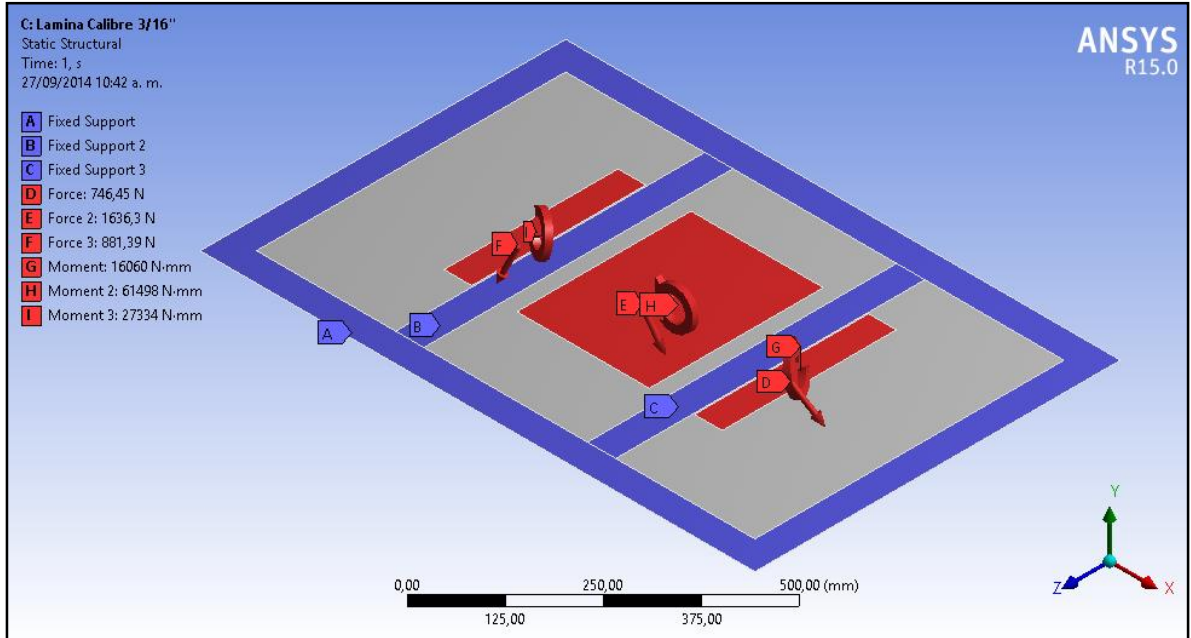
Momento de reacción del soporte C



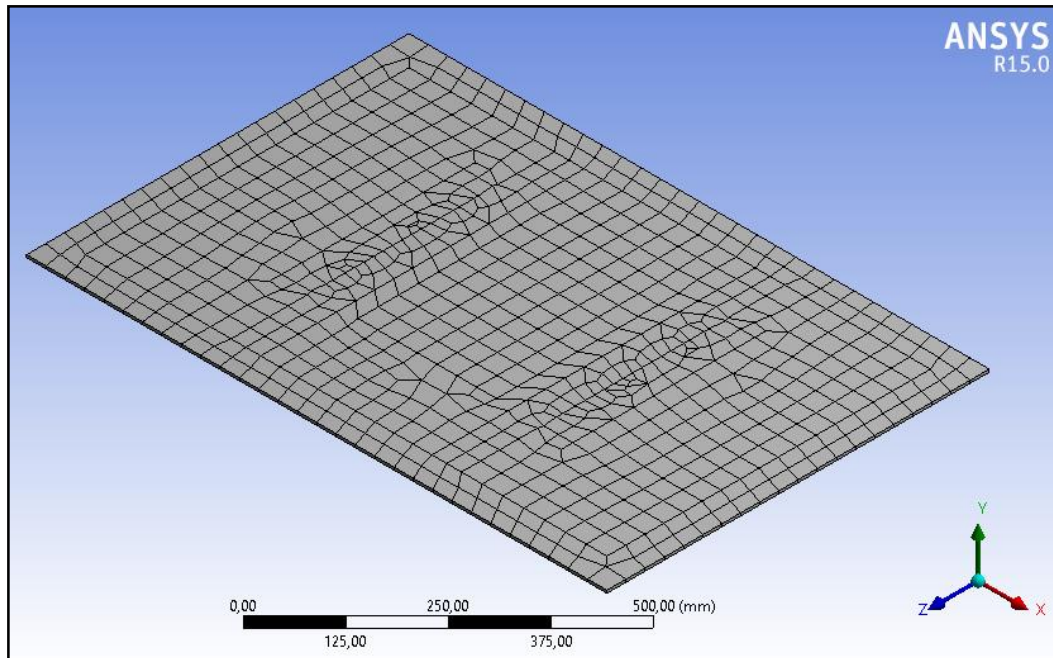
<input type="checkbox"/> X Axis	-13392 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	4034,5 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	23484 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	27334 N·mm

## PLATAFORMA DE TRABAJO N° 2

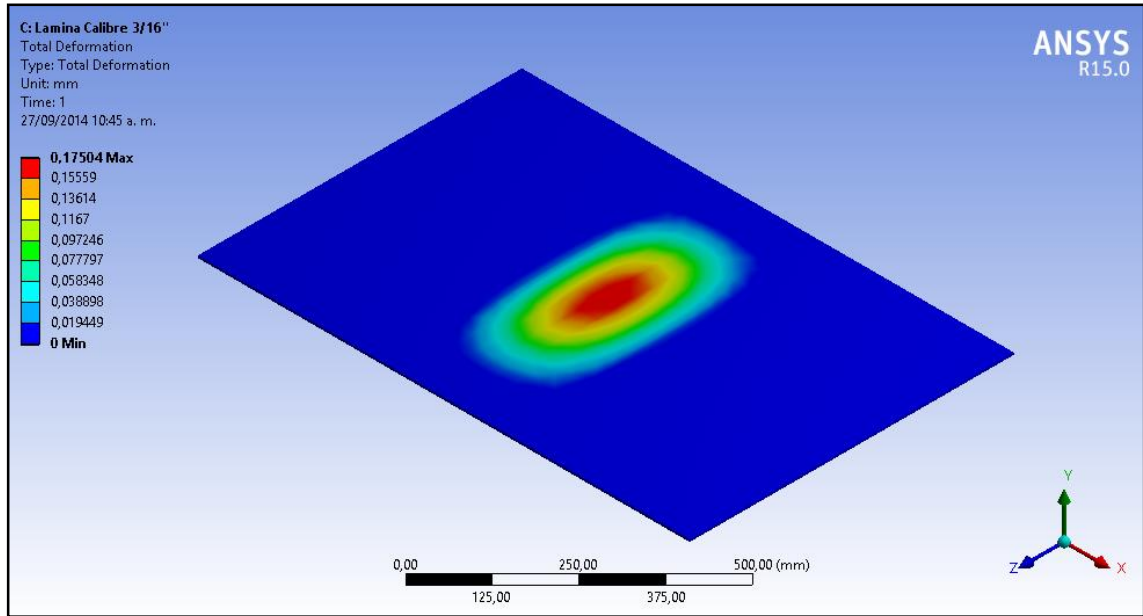
### DCL de la Plataforma de Trabajo N° 2



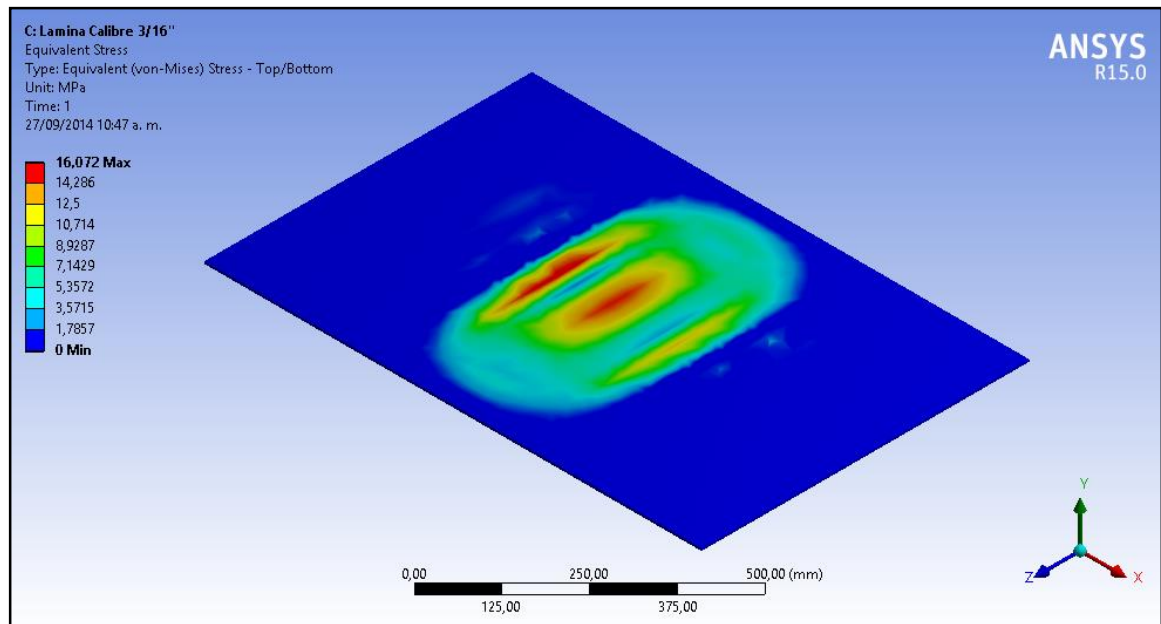
### Mallado de la Plataforma de Trabajo N° 2



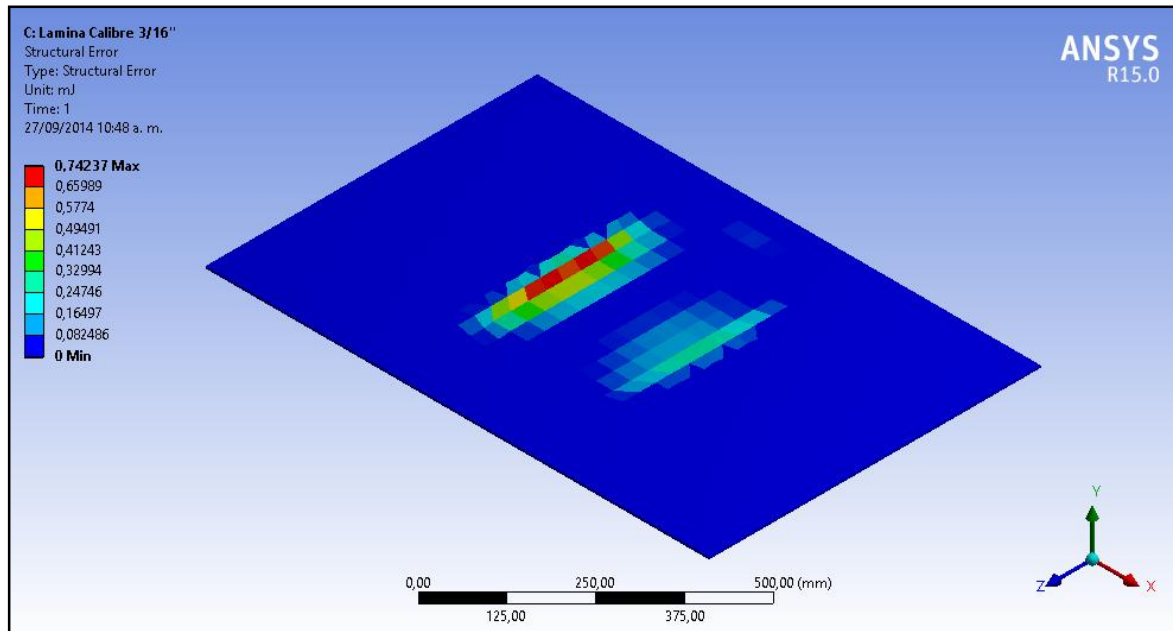
## Deformación total de la Plataforma de Trabajo N° 2



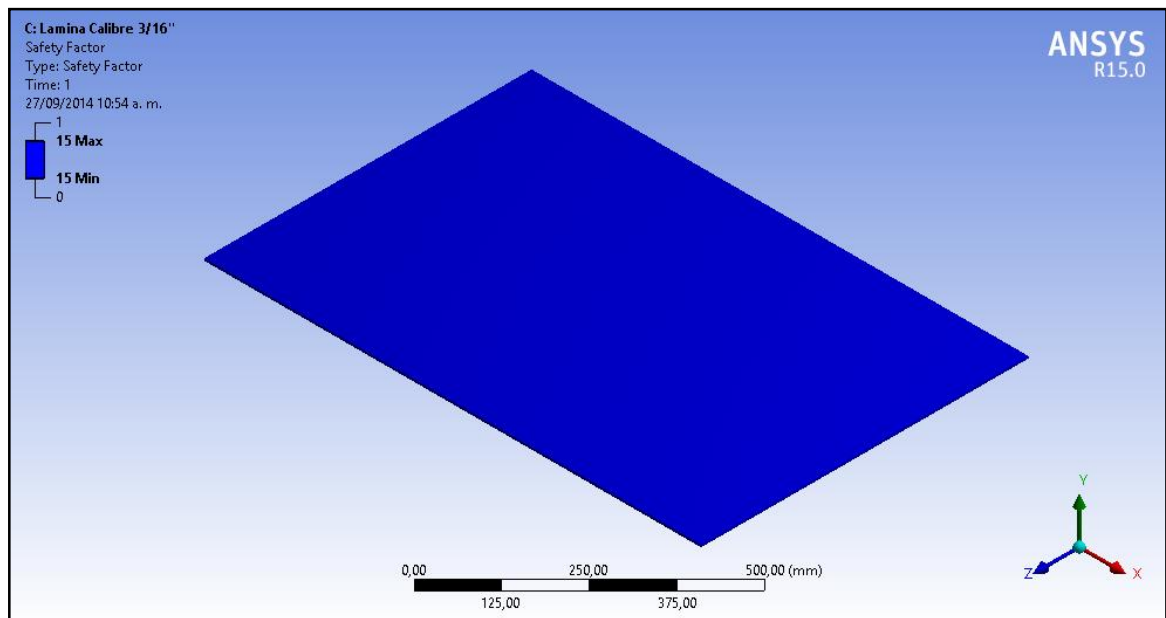
## Esfuerzo equivalente de la Plataforma de Trabajo N° 2



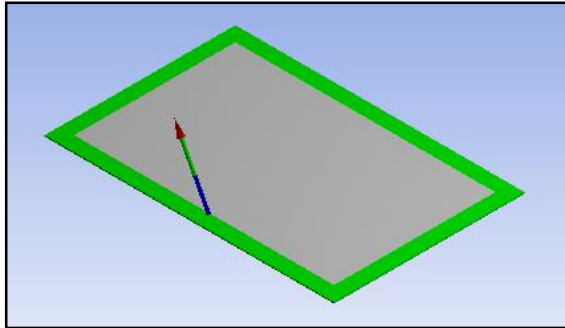
## Error estructural de la simulación de la Plataforma de Trabajo N° 2



## Factor de seguridad de la Plataforma de Trabajo N° 2

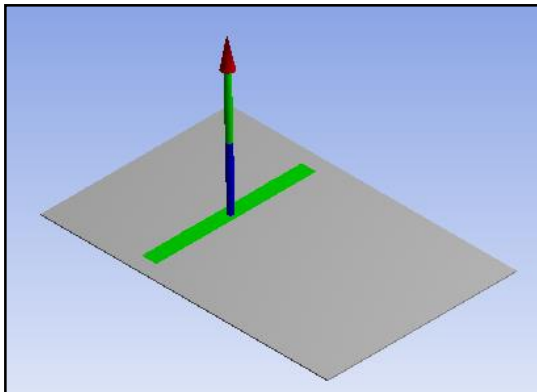


Fuerza de reacción del soporte A



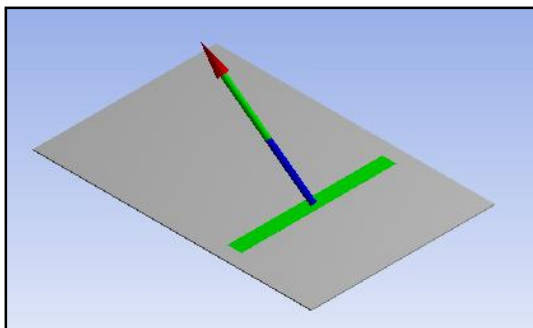
<input type="checkbox"/> X Axis	-46,354 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	89,152 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-3,5924e-002 N
<input type="checkbox"/> Total	100,48 N

Fuerza de reacción del soporte B



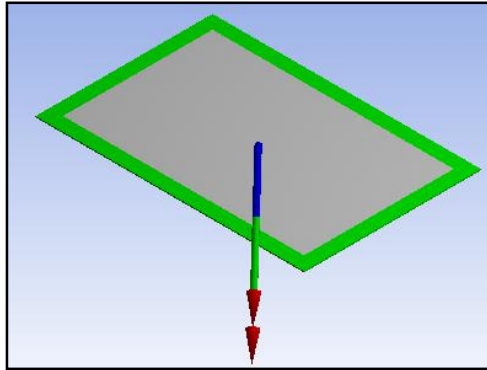
<input type="checkbox"/> X Axis	-170,88 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	1698,7 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-123,07 N
<input type="checkbox"/> Total	1711,7 N

Fuerza de reacción del soporte C



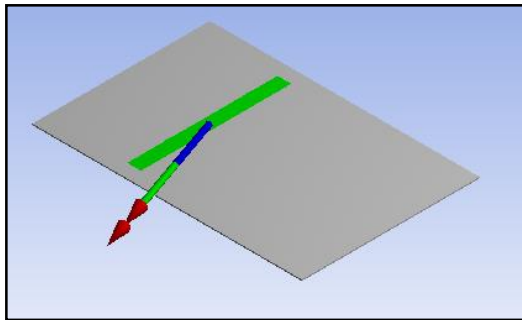
<input type="checkbox"/> X Axis	-902,38 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	882,41 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	122,73 N
<input type="checkbox"/> Total	1268,1 N

Momento de reacción del soporte A



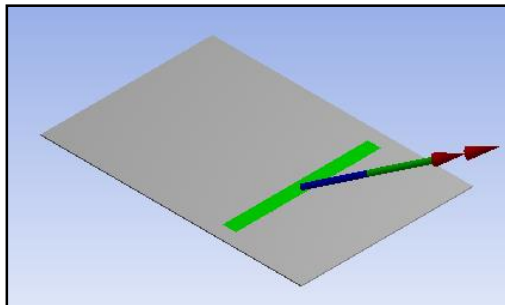
<input type="checkbox"/> X Axis	8019,9 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-10098 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	8651,9 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	15529 N·mm

Momento de reacción del soporte B



<input type="checkbox"/> X Axis	14433 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-807,93 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	43075 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	45436 N·mm

Momento de reacción del soporte C



<input type="checkbox"/> X Axis	24987 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	12125 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-14742 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	31444 N·mm

## ESTRUCTURA DEL MODULO DEL MOTOR ELECTRICO

Figura 1. DCL de la estructura del módulo del motor eléctrico

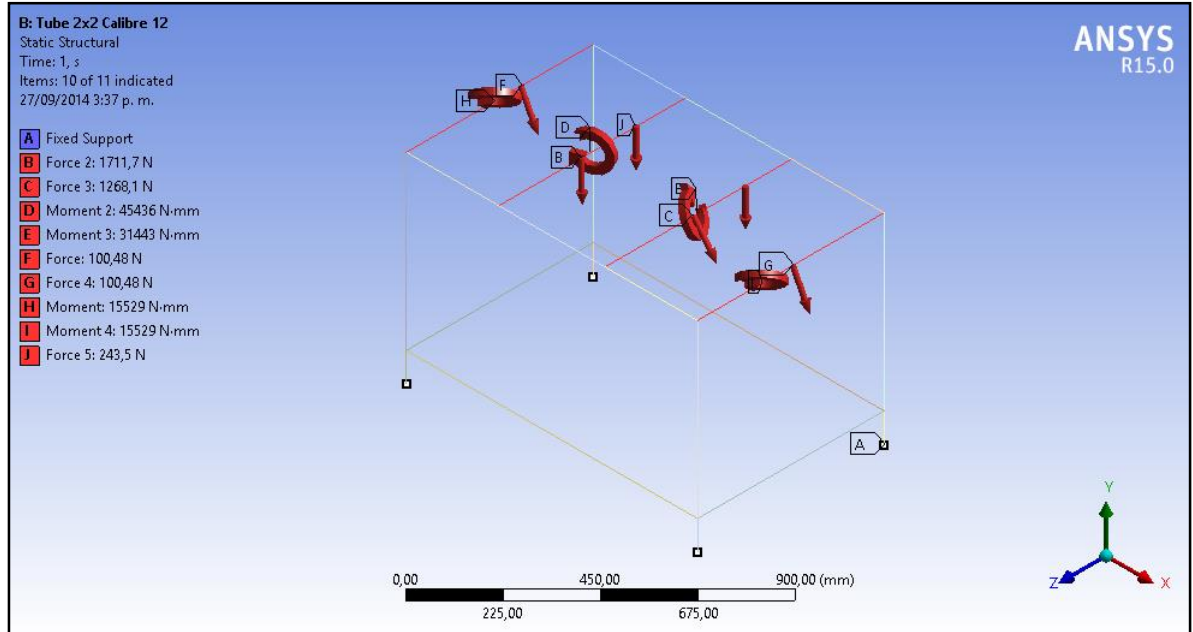


Figura 2. Mallado de la estructura del módulo del motor eléctrico

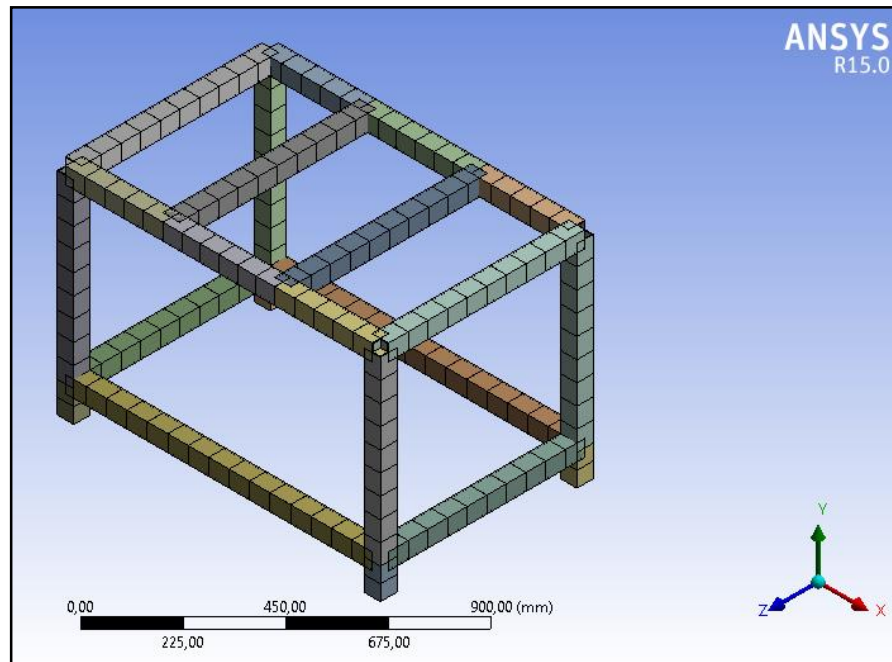


Figura 3. Deformación total de la estructura del módulo del motor eléctrico

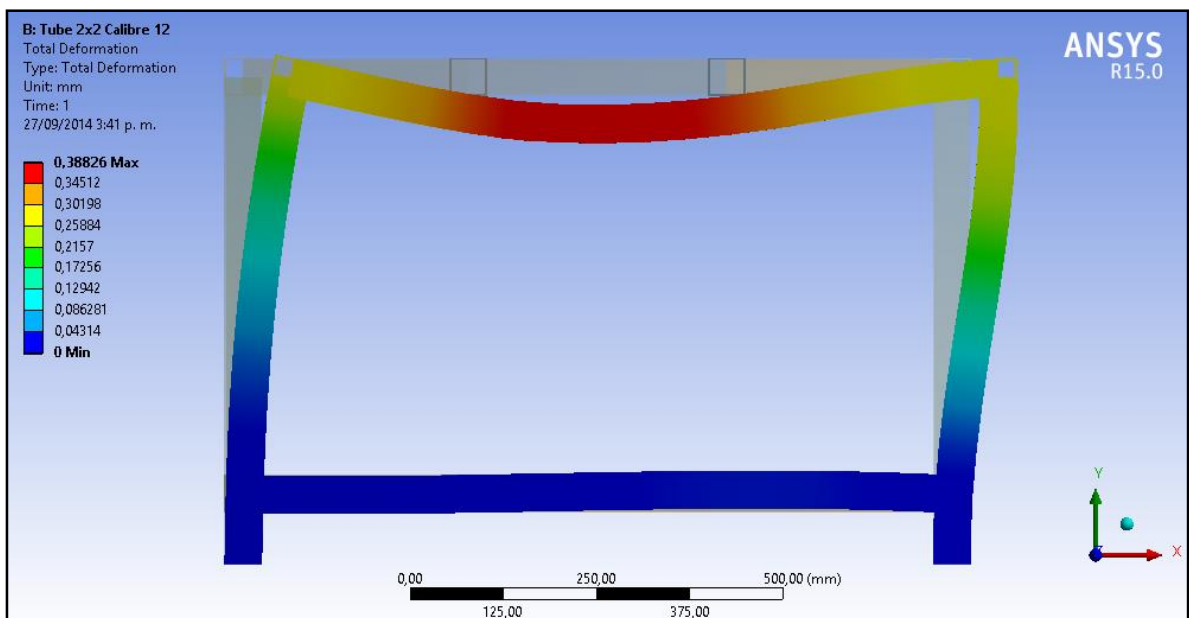
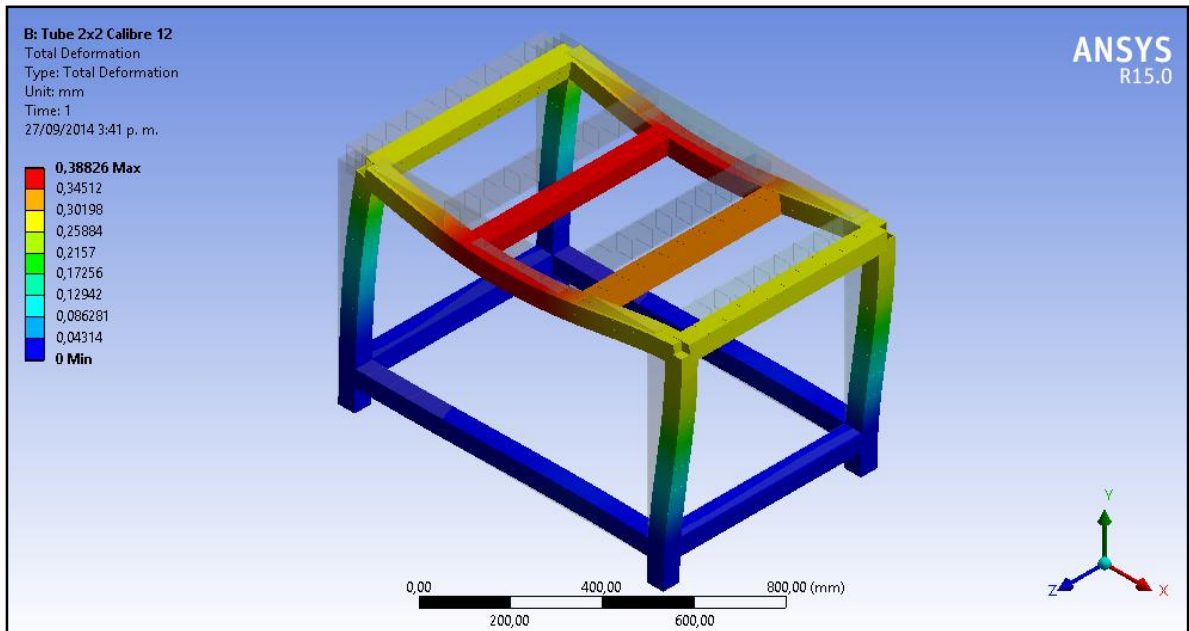


Figura 4. Esfuerzo combinado mínimo de la estructura del módulo del motor eléctrico

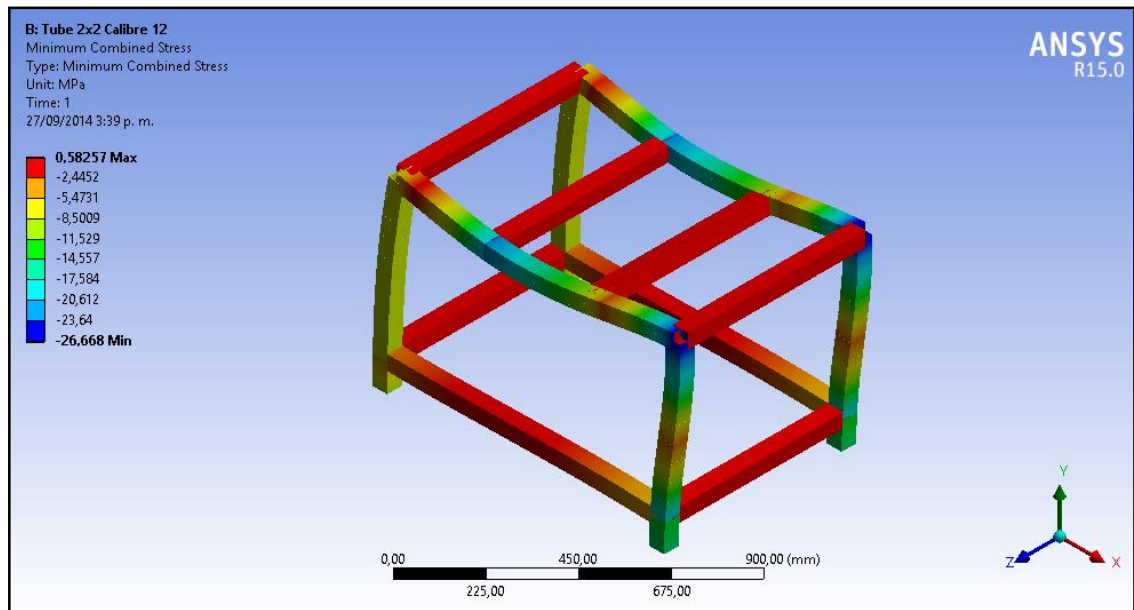
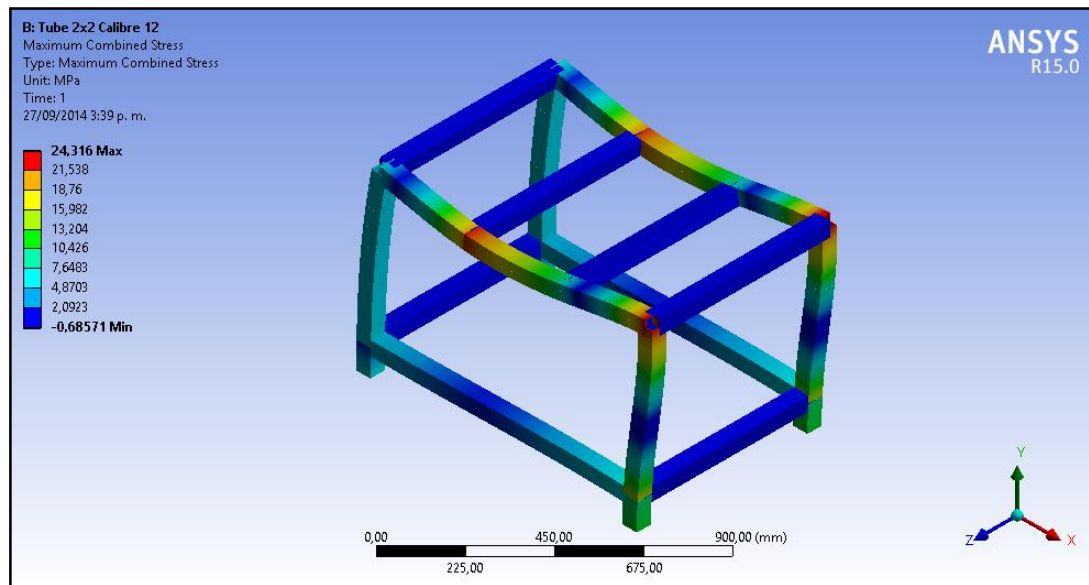
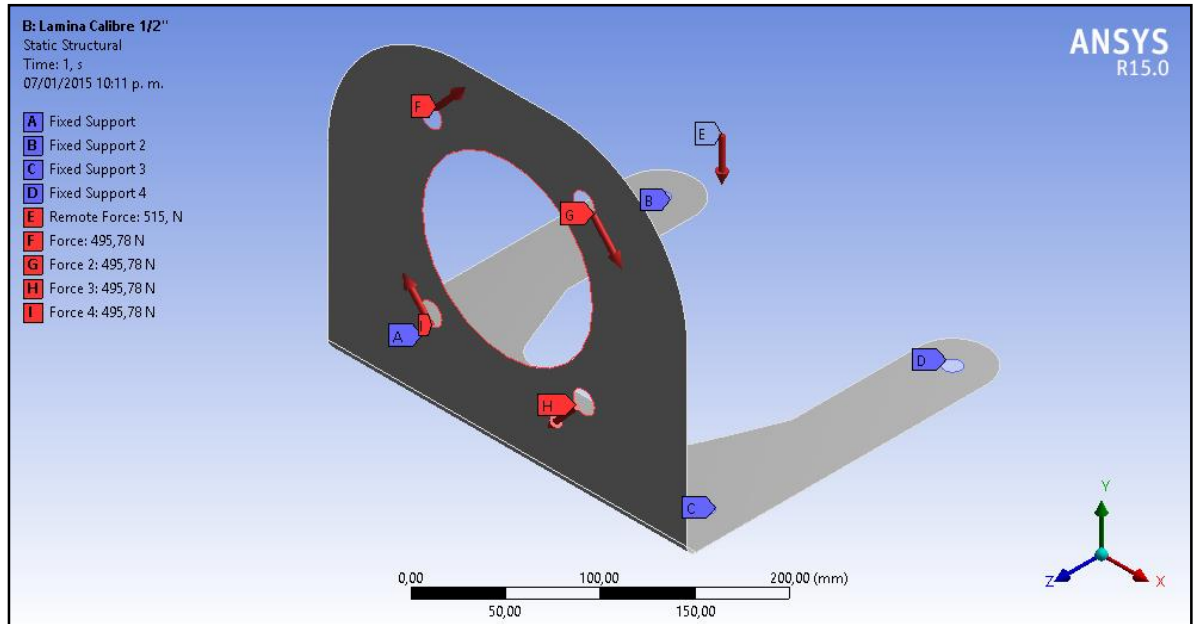


Figura 5. Esfuerzo combinado máximo de la estructura del módulo del motor eléctrico

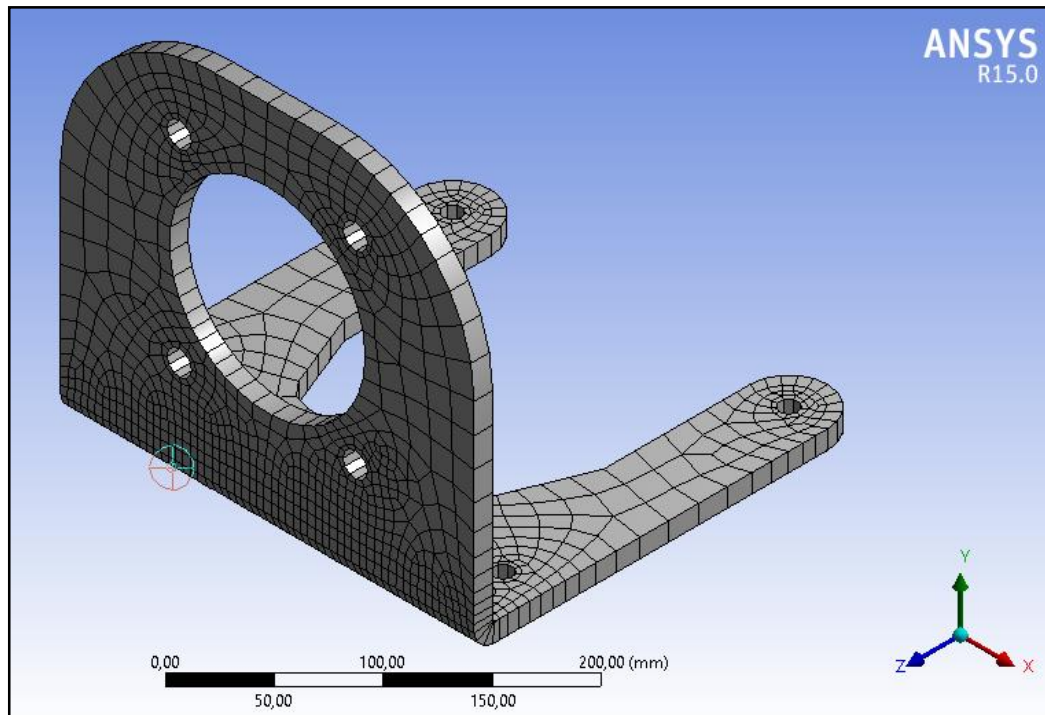


## SOPORTE DEL MOTOR HIDRAULICO

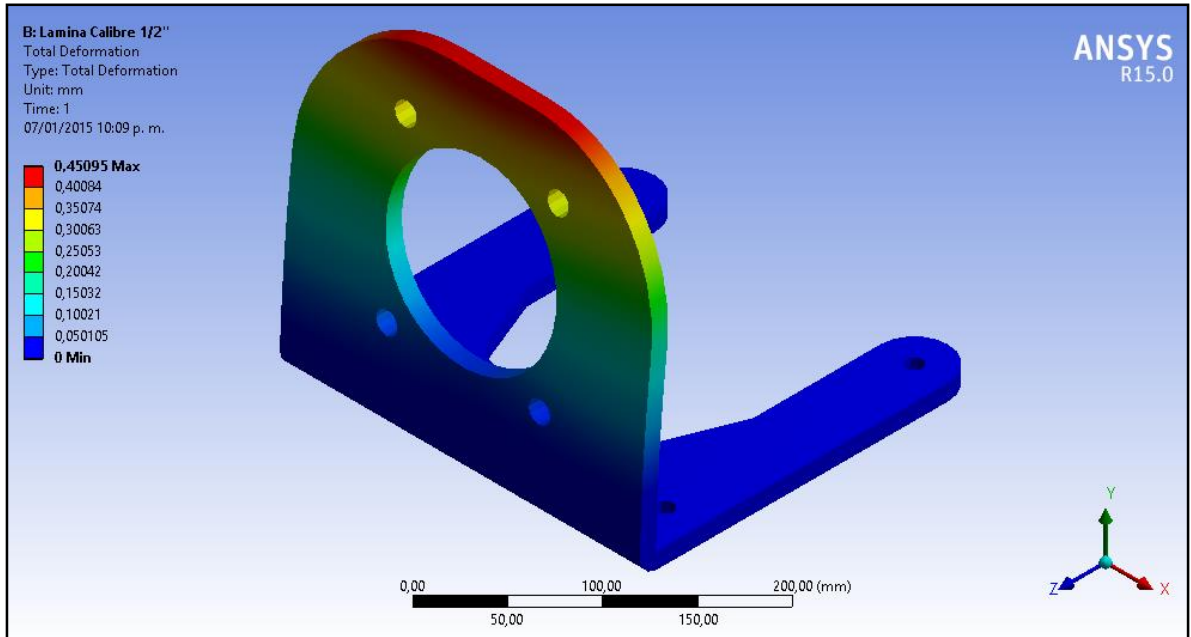
### DCL del soporte del motor hidráulico



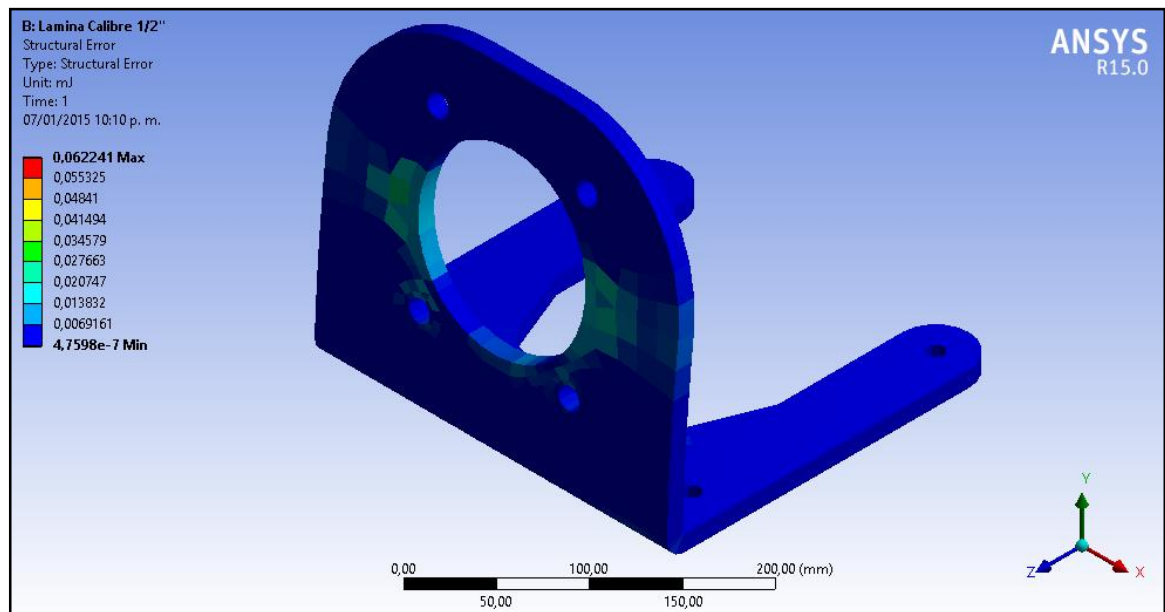
### Mallado del soporte del motor hidráulico



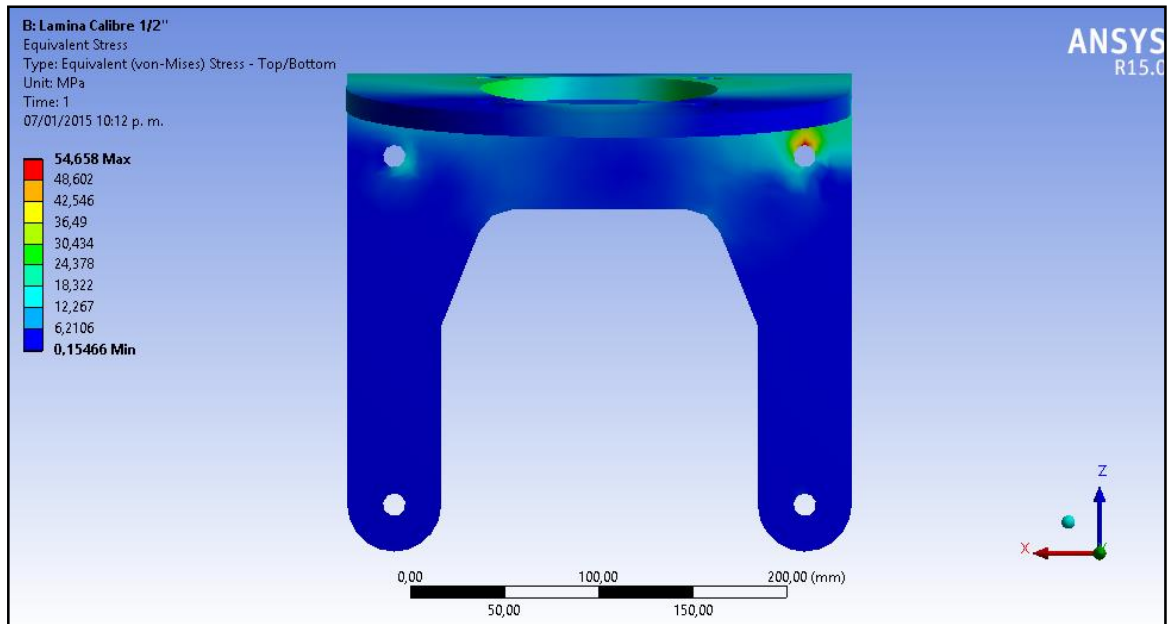
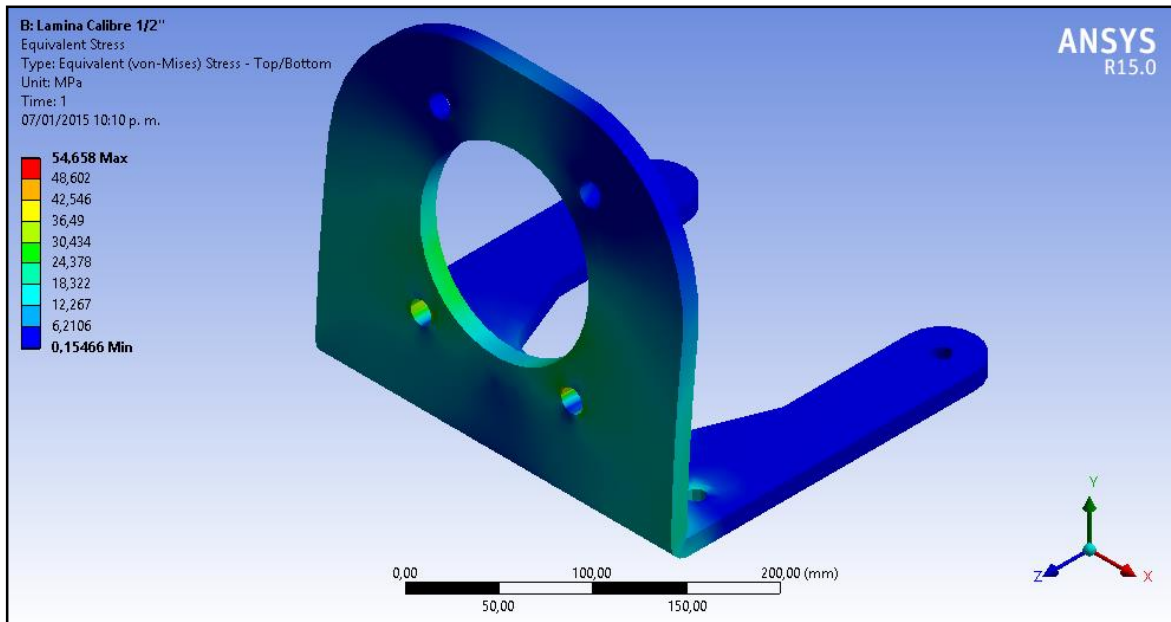
## Deformación total del soporte del motor hidráulico



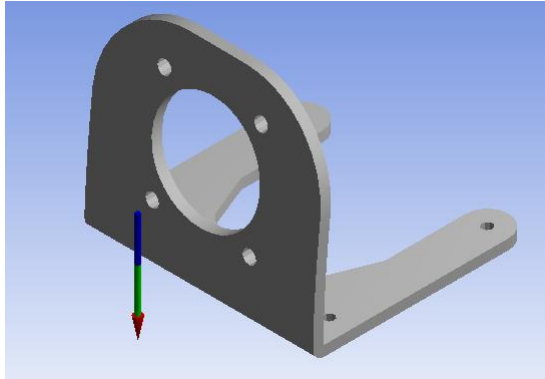
## Error estructural de la simulación del soporte del motor hidráulico



## Esfuerzo equivalente del soporte del motor hidráulico

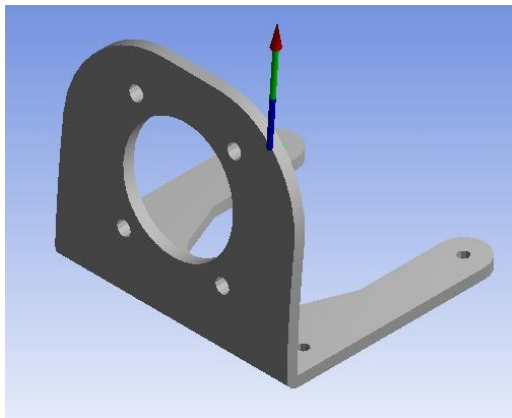


### Fuerza de reacción del soporte A



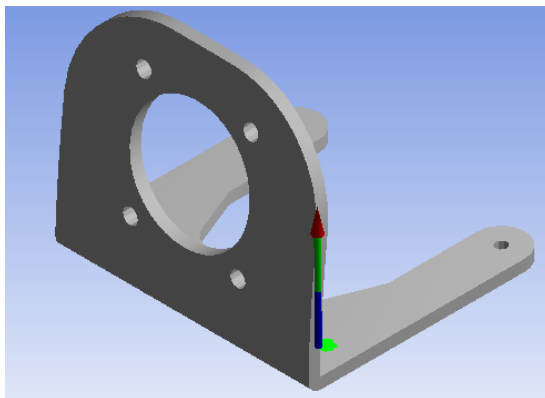
<input type="checkbox"/> X Axis	3,3805 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-564,91 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	3,6889 N
<input type="checkbox"/> Total	564,93 N

### Fuerza de reacción el soporte B



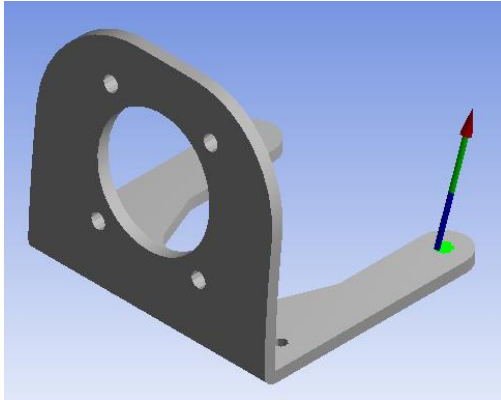
<input type="checkbox"/> X Axis	2,6794 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	47,714 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-0,71131 N
<input type="checkbox"/> Total	47,795 N

### Fuerzas de reacción del soporte C



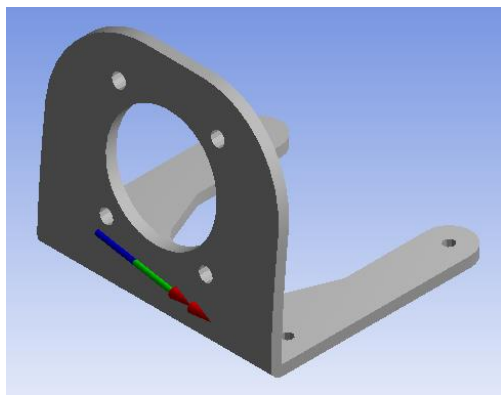
<input type="checkbox"/> X Axis	-6,8023 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	1009,2 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	3,9947 N
<input type="checkbox"/> Total	1009,2 N

### Fuerzas de reacción del soporte D



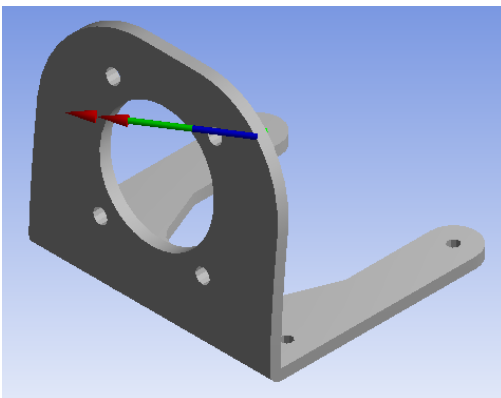
<input type="checkbox"/> X Axis	0,74239 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	22,98 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-6,9723 N
<input type="checkbox"/> Total	24,026 N

### Momento de reacción del soporte A



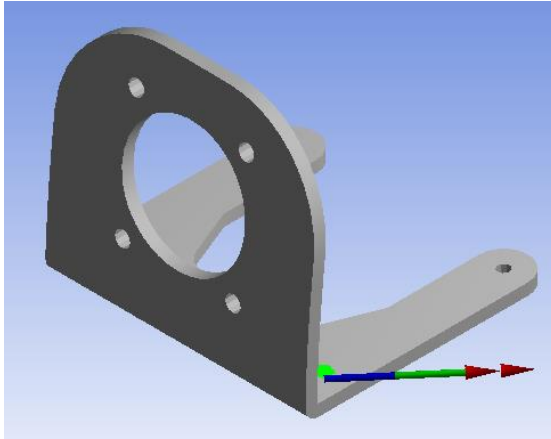
<input type="checkbox"/> X Axis	47201 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-552,43 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	6856,9 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	47699 N·mm

### Momento de reacción del soporte B



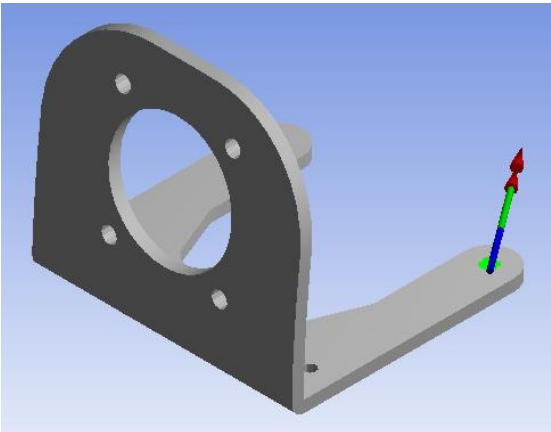
<input type="checkbox"/> X Axis	-2789,5 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	69,809 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	1904,7 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	3378,5 N·mm

Momento de reacción del soporte C



<input type="checkbox"/> X Axis	6708,7 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	427,26 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-6943,1 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	9664,2 N·mm

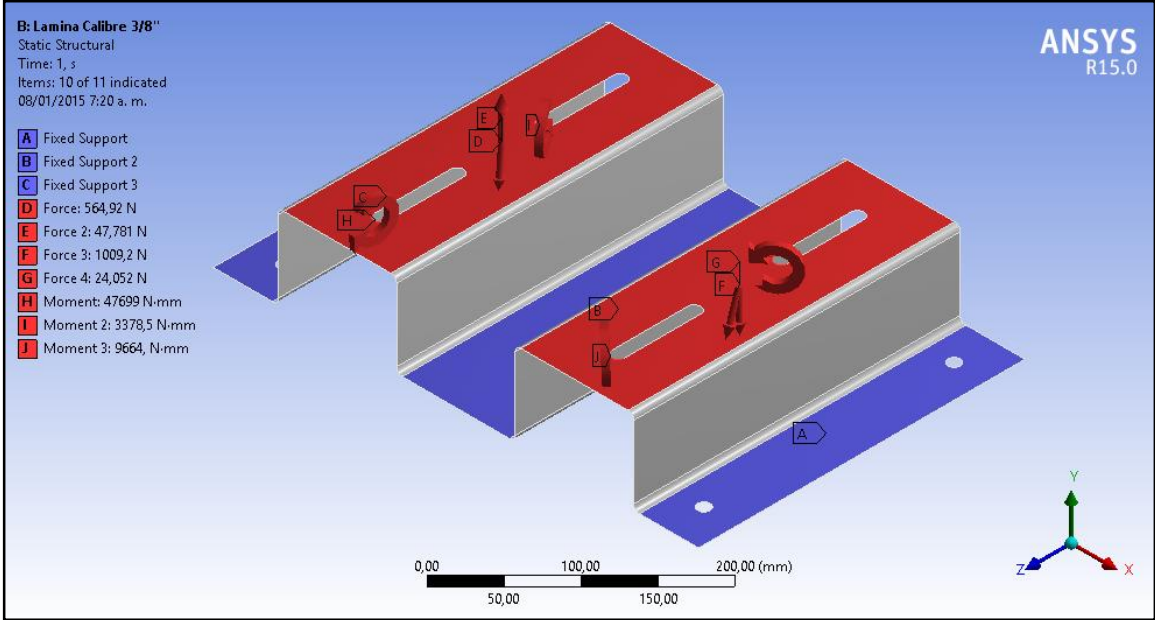
Momento de reacción del soporte D



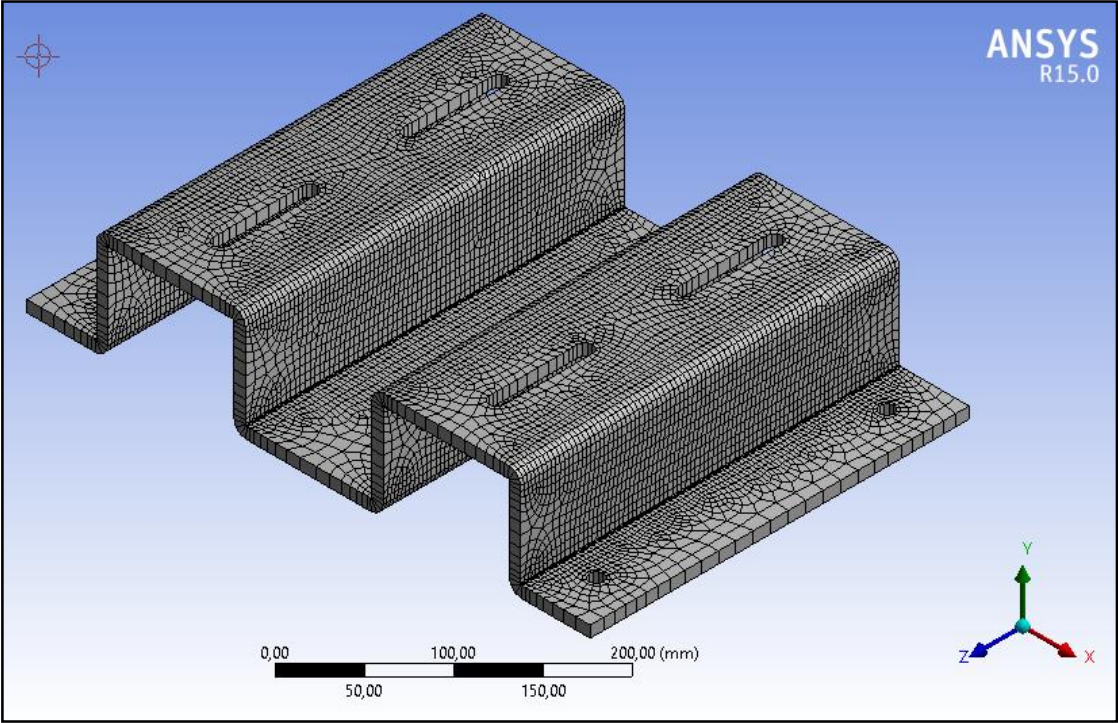
<input type="checkbox"/> X Axis	-1368,3 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	39,288 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-1861,6 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	2310,7 N·mm

# SOPORTE GUIA DEL MOTOR HIDRAULICO

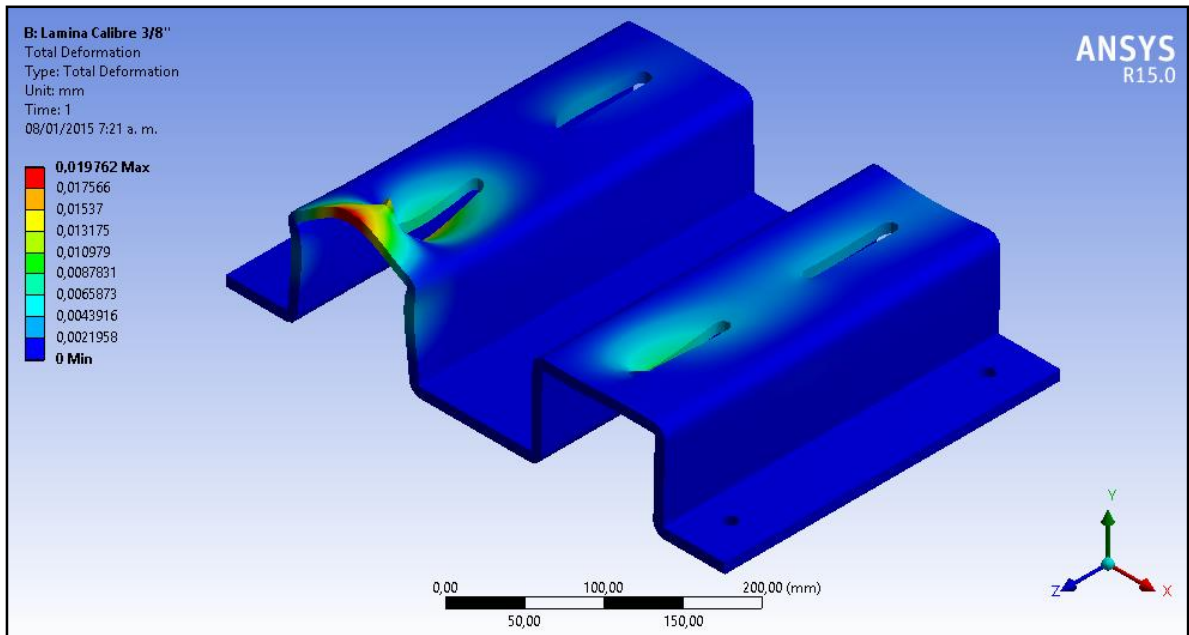
DCL del soporte guía del motor hidráulico



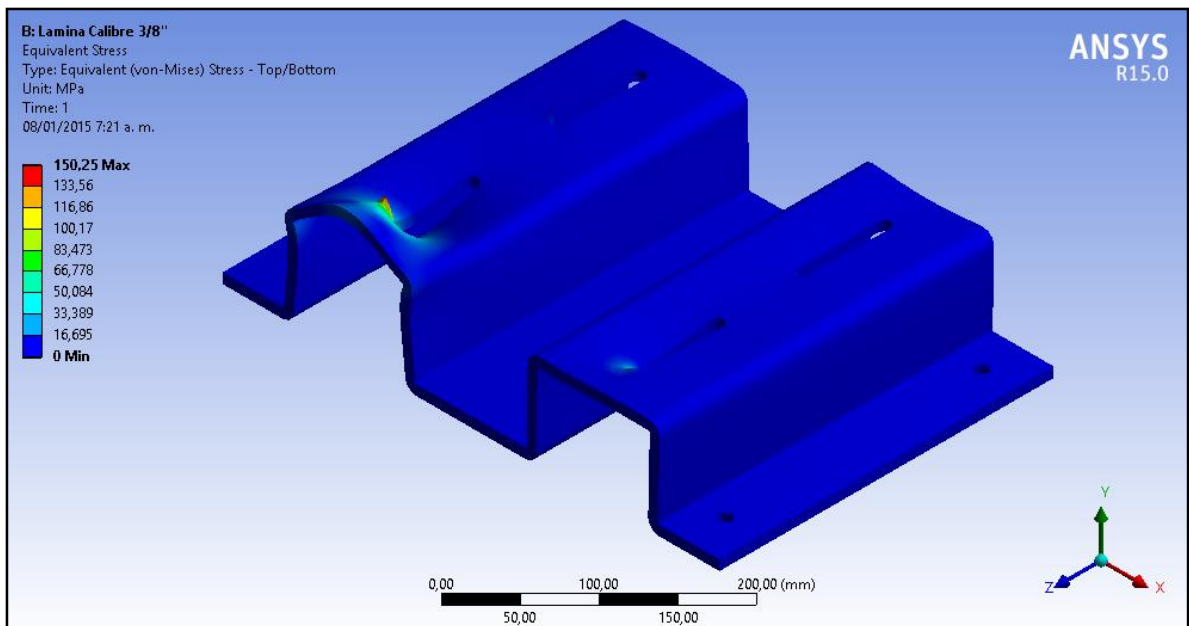
Mallado del soporte guía del motor hidráulico



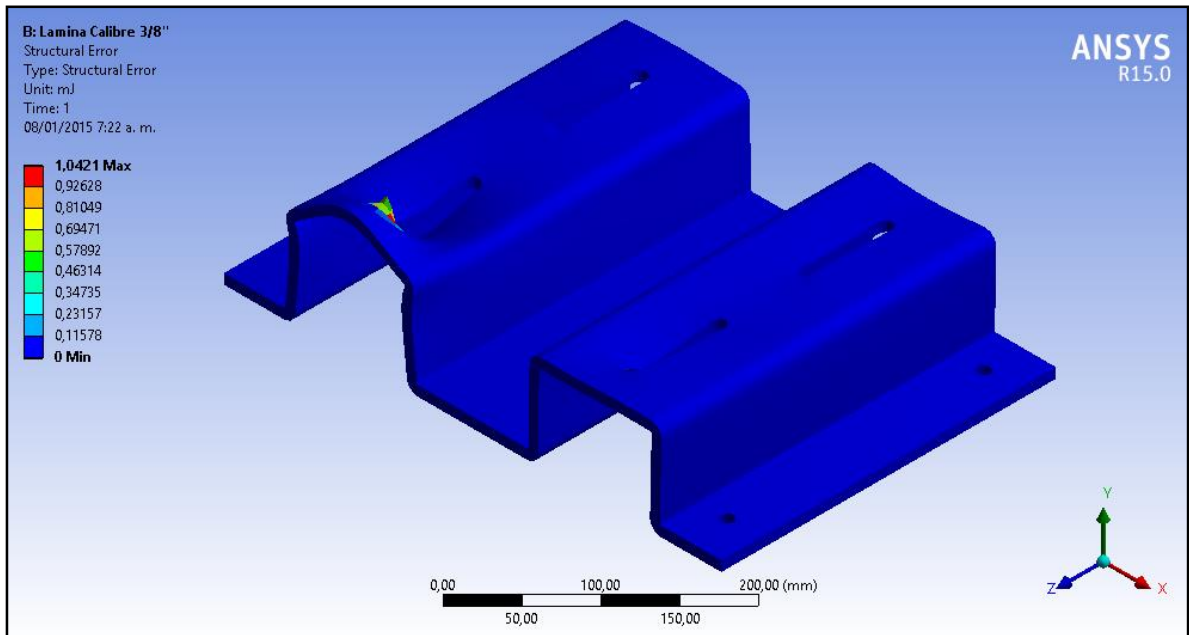
## Deformación total del soporte guía del motor hidráulico



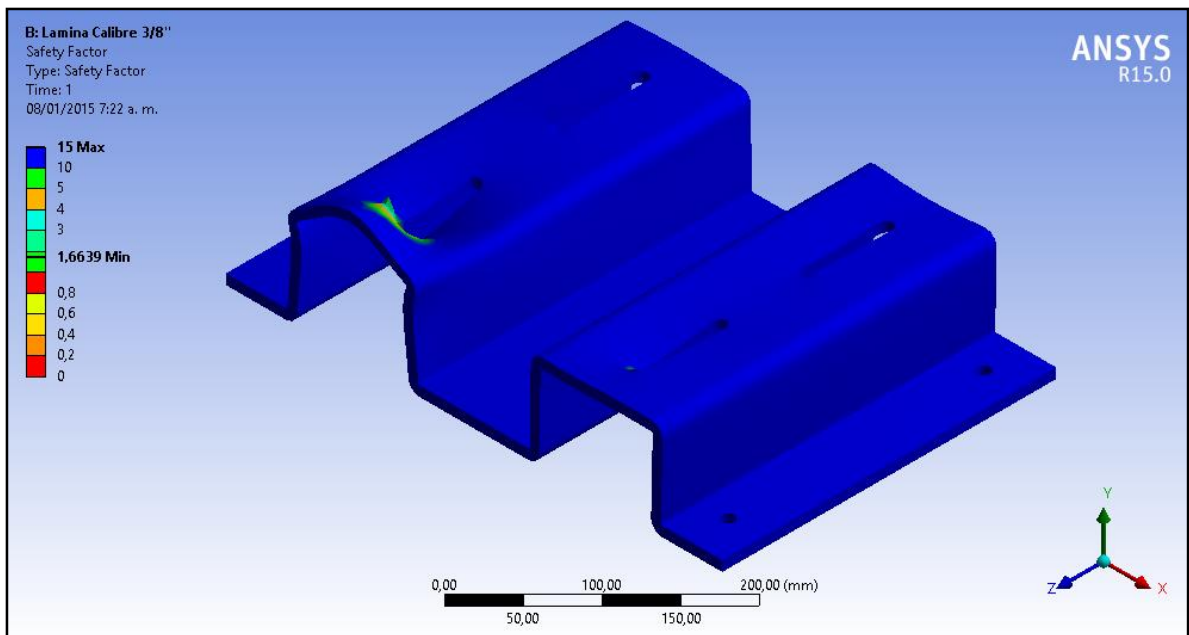
## Esfuerzo equivalente del soporte guía del motor hidráulico



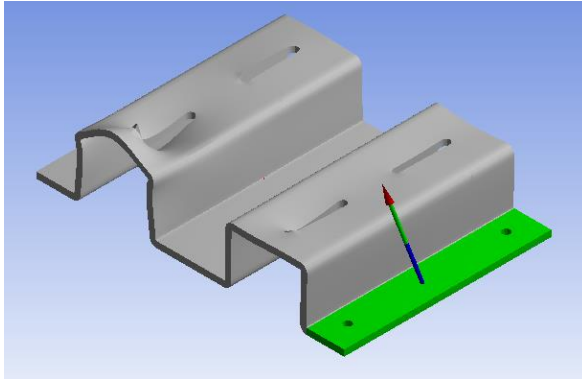
## Error estructural de la simulación del soporte guía del motor hidráulico



## Factor de seguridad del soporte guía del motor hidráulico

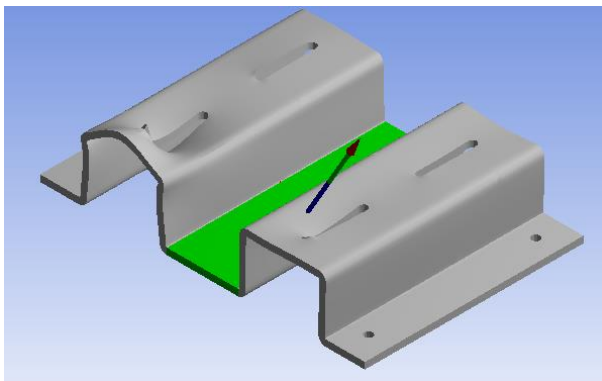


### Fuerza de reacción del soporte A



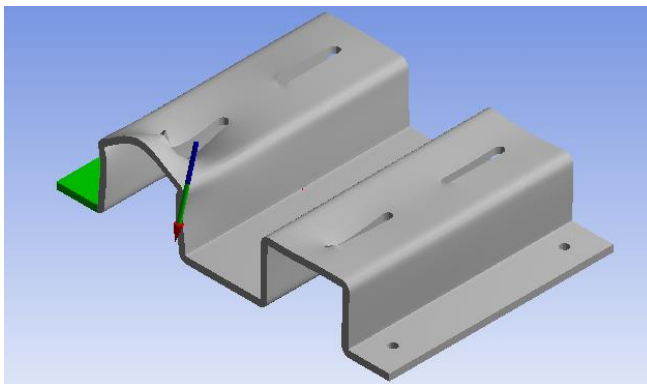
<input type="checkbox"/> X Axis	-186,29 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	417,75 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	44,042 N
<input type="checkbox"/> Total	459,53 N

### Fuerza de reacción del soporte B



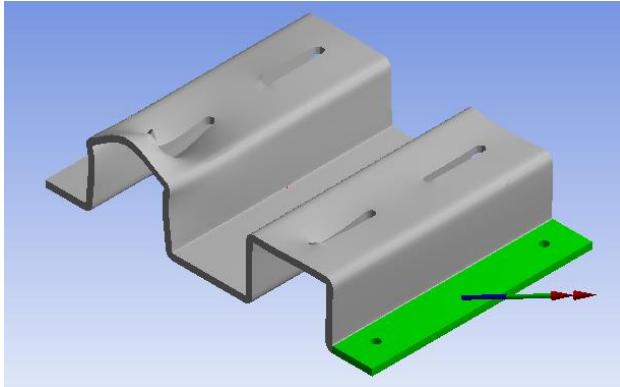
<input type="checkbox"/> X Axis	227,06 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	454,17 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-92,873 N
<input type="checkbox"/> Total	516,19 N

### Fuerza de reacción del soporte C



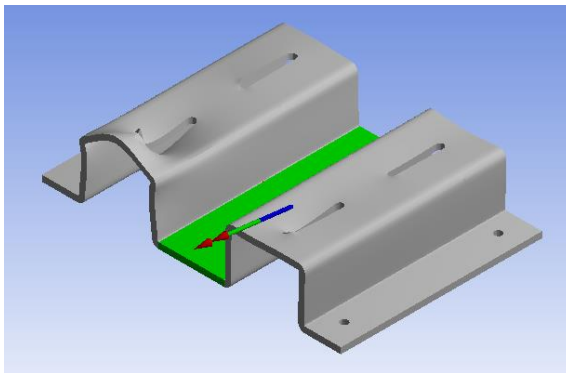
<input type="checkbox"/> X Axis	-40,761 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-356,92 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	48,831 N
<input type="checkbox"/> Total	362,55 N

### Momento de reacción del soporte A



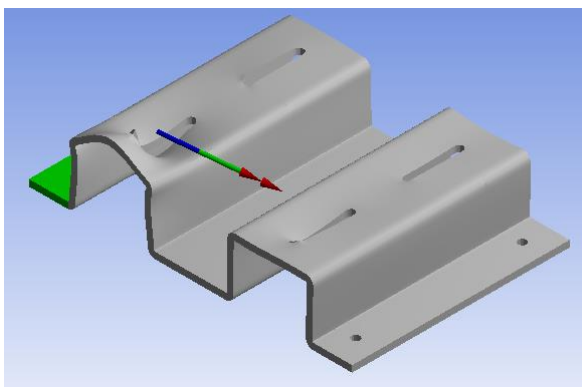
<input type="checkbox"/> X Axis	15712 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	4312,6 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-7886,7 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	18101 N·mm

### Momento de reacción del soporte B



<input type="checkbox"/> X Axis	-1734,5 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	2911,7 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	36467 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	36624 N·mm

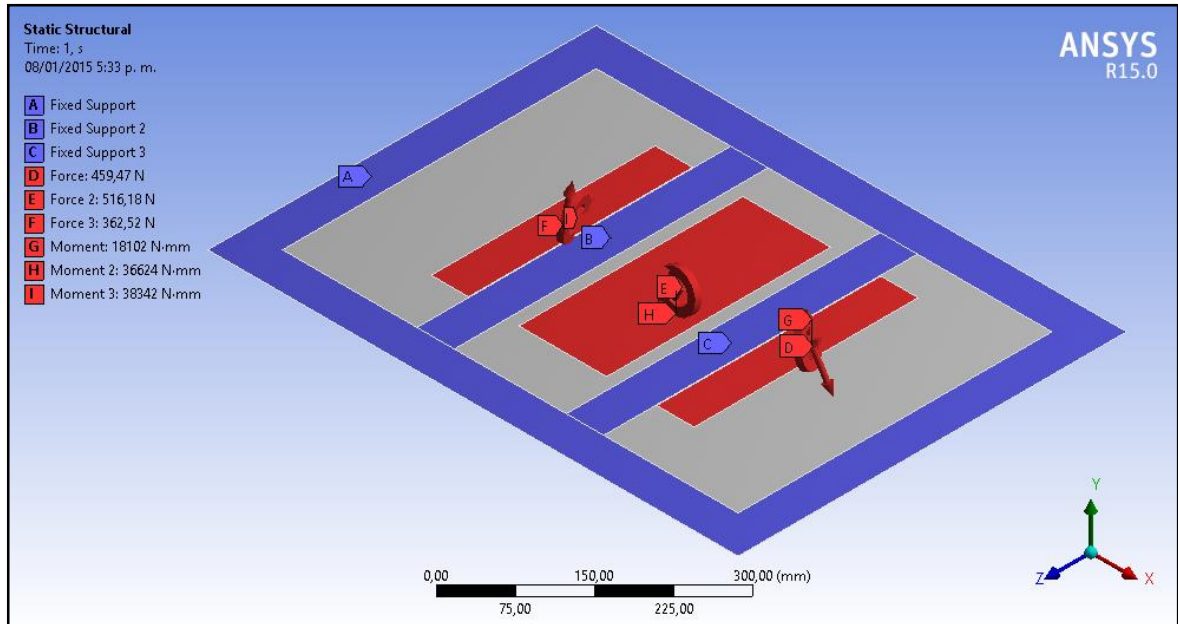
### Momento de reacción del soporte C



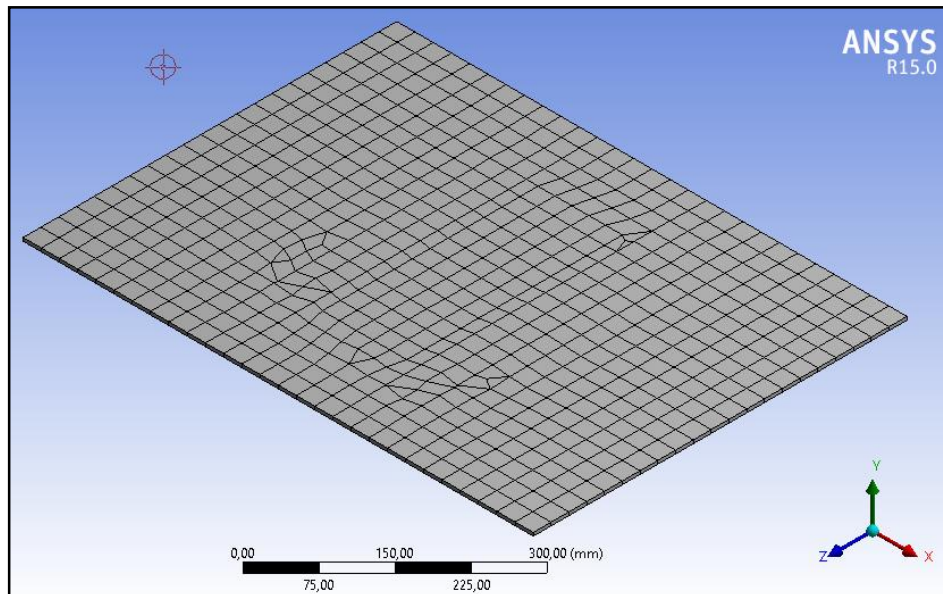
<input type="checkbox"/> X Axis	35774 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-7528,5 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-11502 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	38324 N·mm

## PLATAFORMA DE TRABAJO N°3

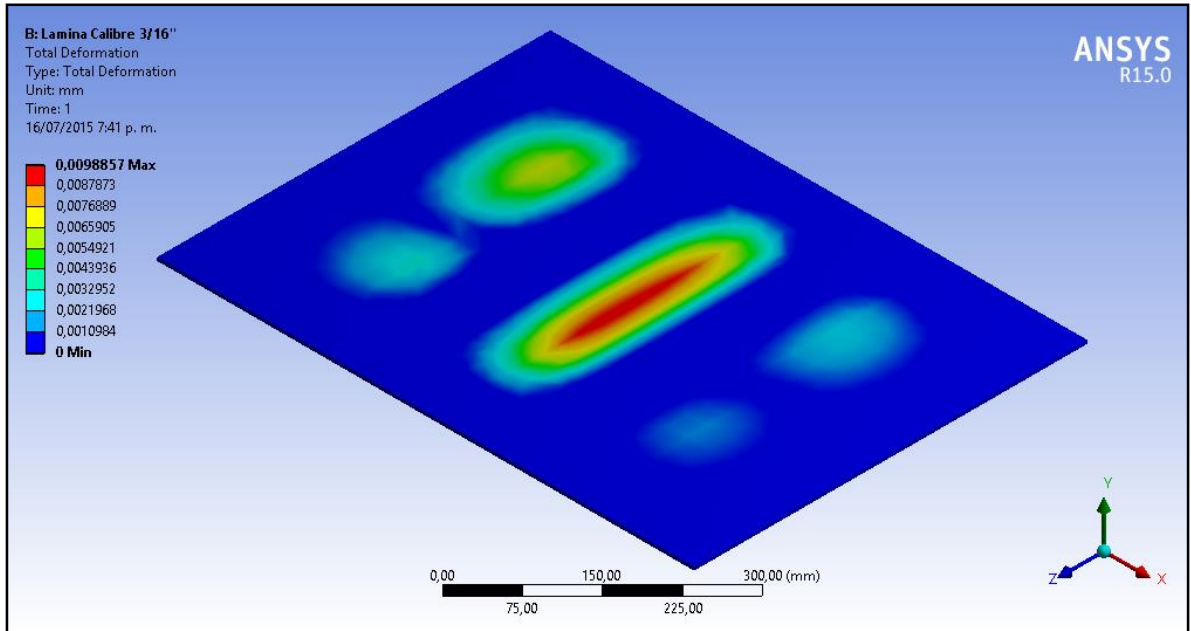
DCL de la plataforma de trabajo N° 3



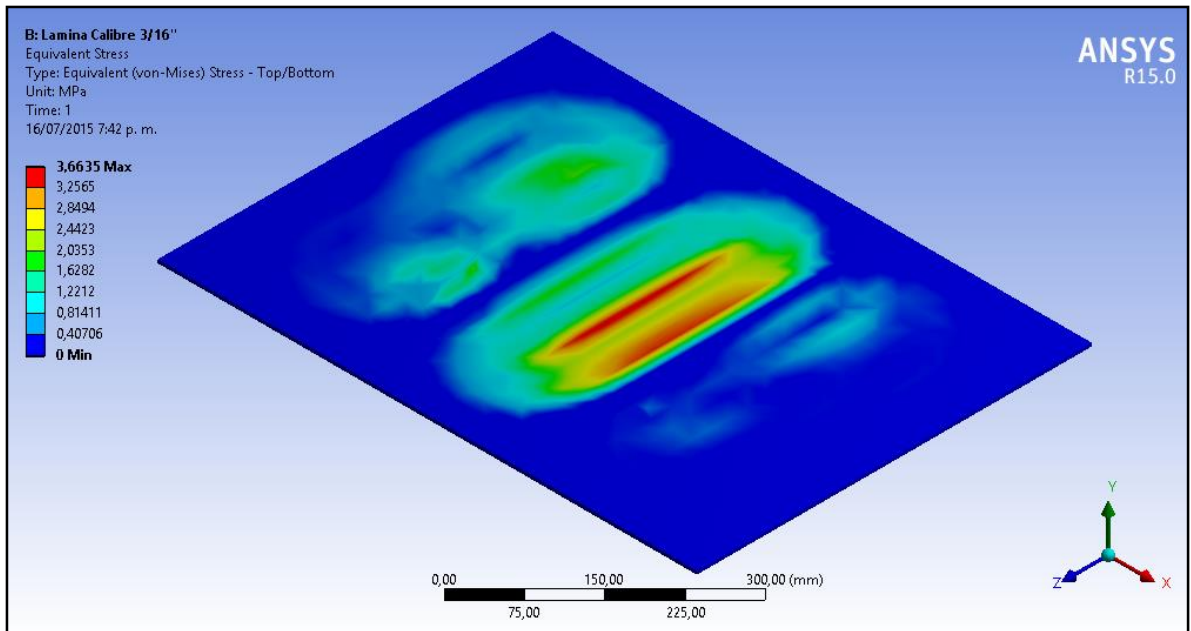
Mallado de la plataforma de trabajo N° 3



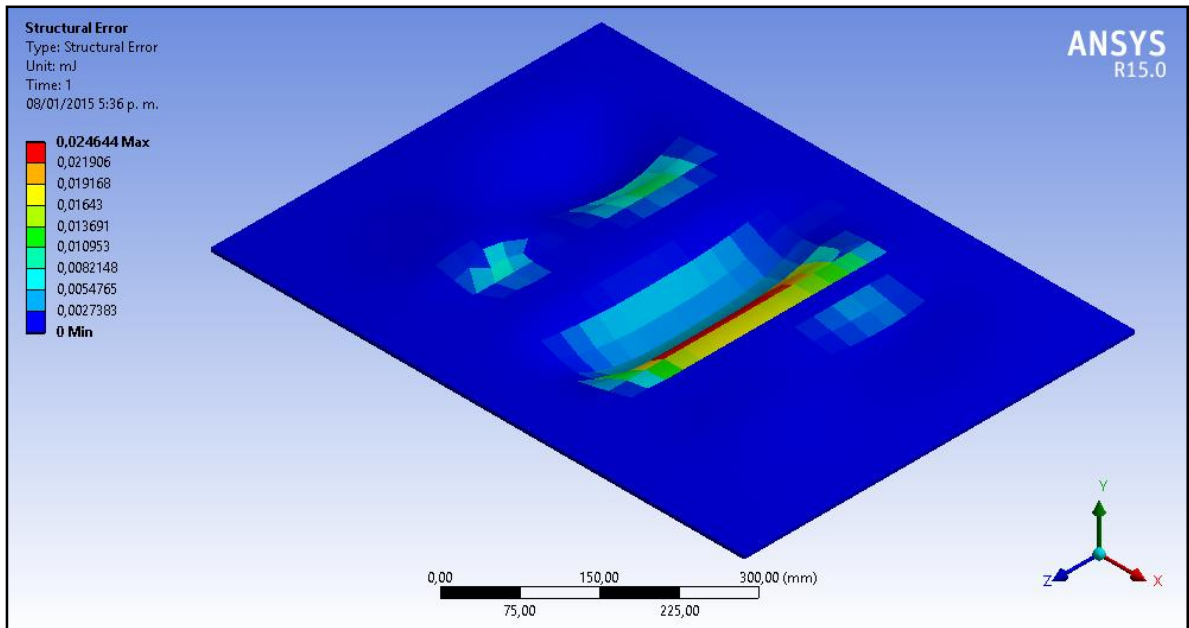
### Deformación total de la plataforma de trabajo N° 3



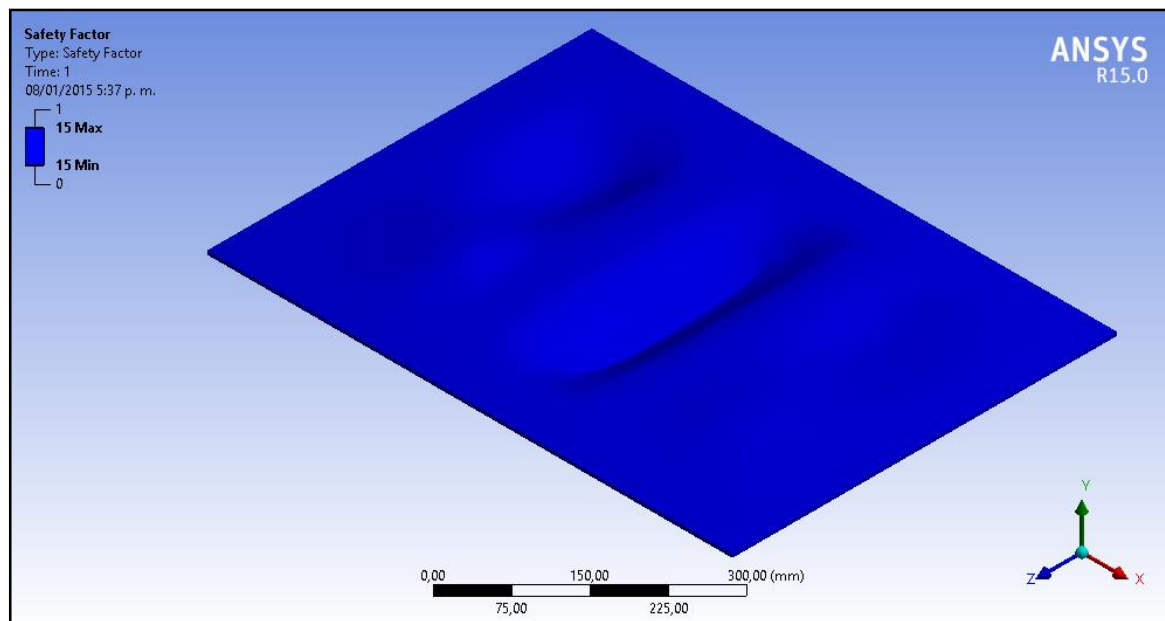
### Esfuerzo equivalente de la plataforma de trabajo N° 3



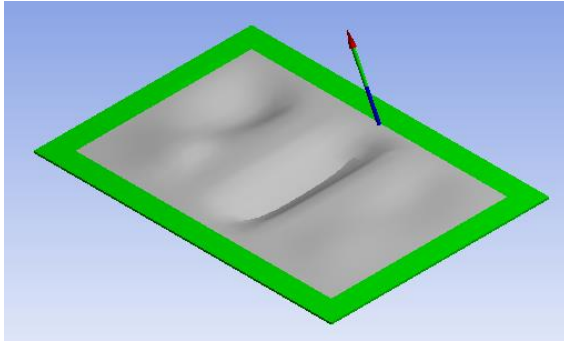
### Error estructural de la simulación de la plataforma de trabajo N° 3



### Factor de seguridad de la plataforma de trabajo N° 3

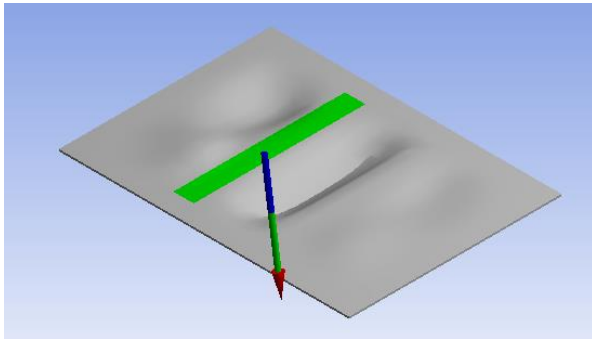


Fuerza de reacción del soporte A



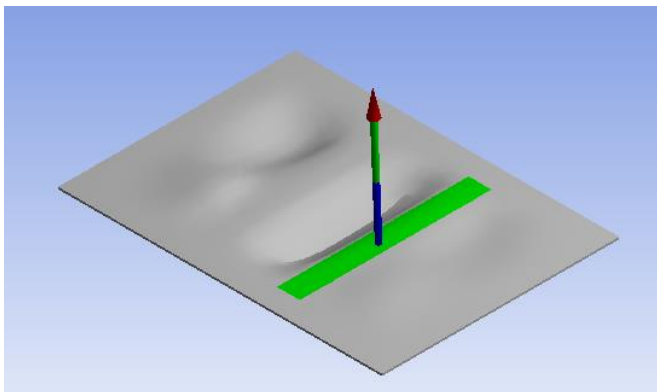
<input type="checkbox"/> X Axis	-29,725 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	46,63 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-4,6582 N
<input type="checkbox"/> Total	55,494 N

Fuerza de reacción del soporte B



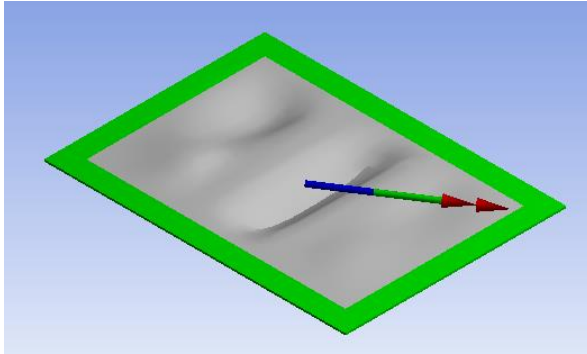
<input type="checkbox"/> X Axis	76,825 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-479,01 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	6,3835 N
<input type="checkbox"/> Total	485,17 N

Fuerza de reacción del soporte C



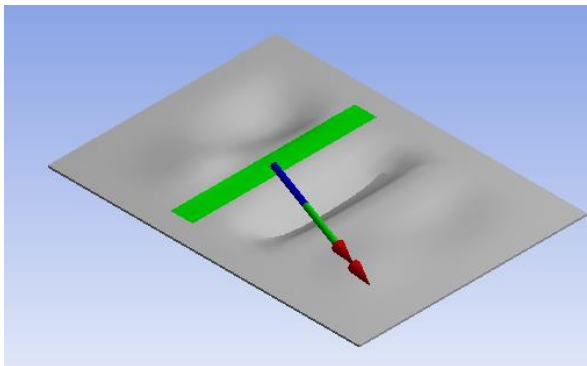
<input type="checkbox"/> X Axis	-45,898 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	945,92 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-3,6648 N
<input type="checkbox"/> Total	947,04 N

### Momento de reacción del soporte A



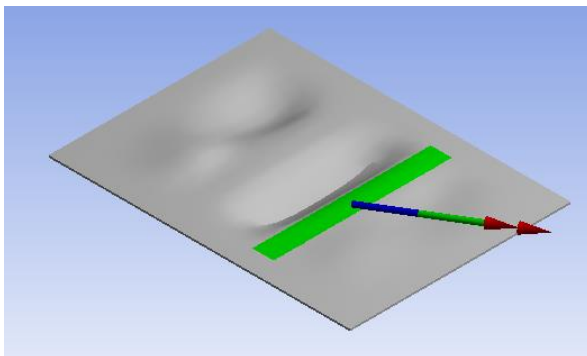
<input type="checkbox"/> X Axis	7700,2 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-191,18 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-5288, N·mm
<input type="checkbox"/> Total	9343, N·mm

### Momento de reacción del soporte B



<input type="checkbox"/> X Axis	24906 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-1389,2 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	8284,9 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	26284 N·mm

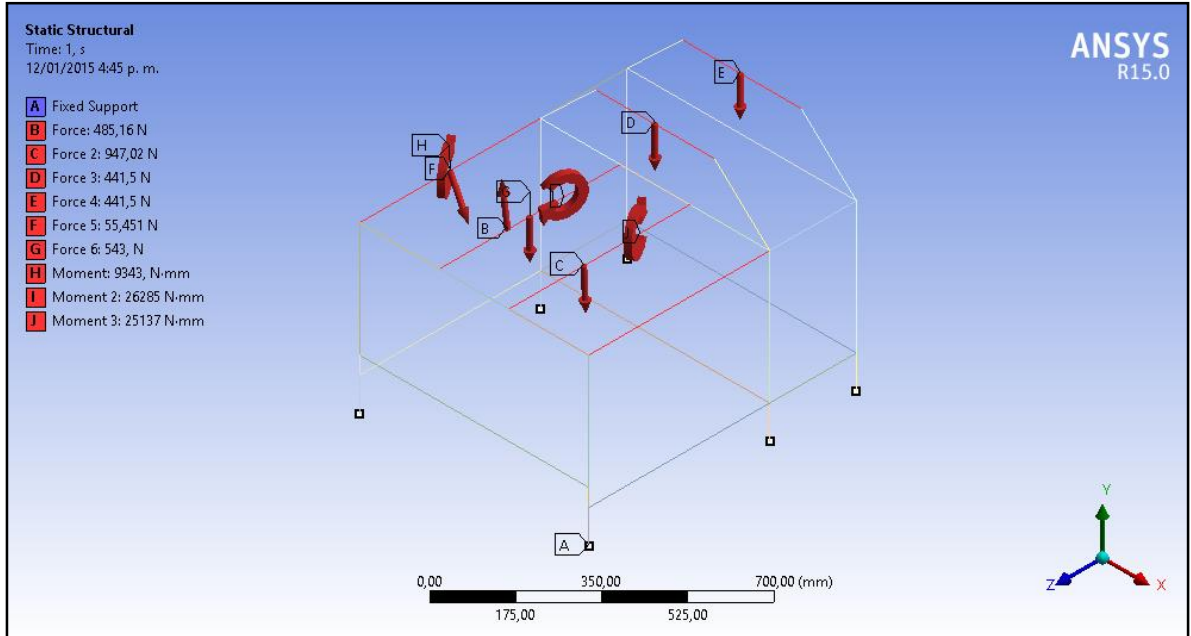
### Momento de reacción del soporte C



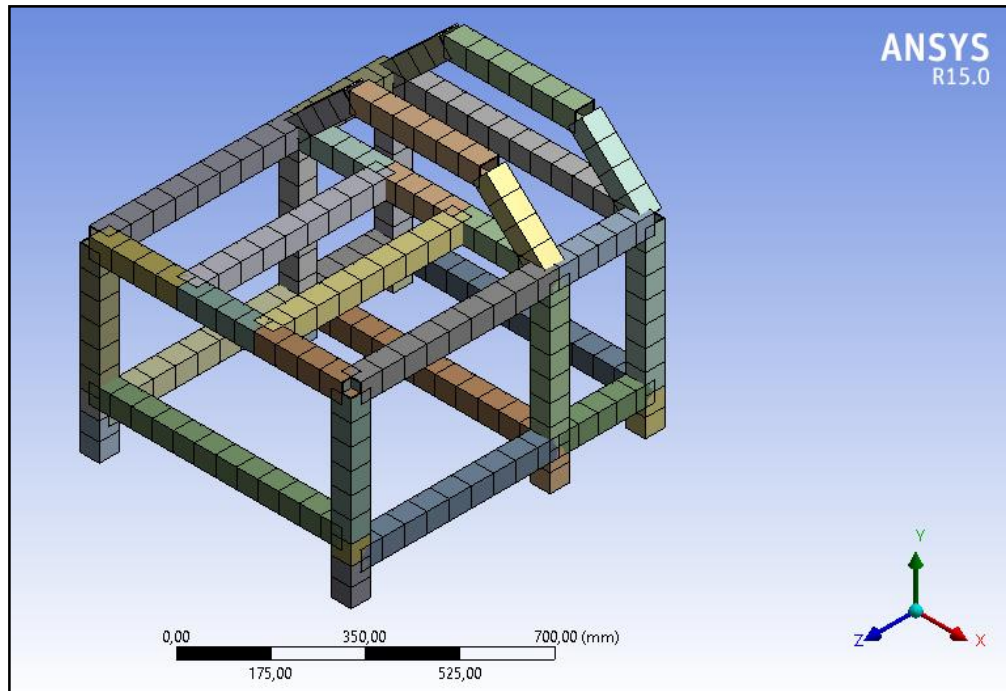
<input type="checkbox"/> X Axis	22169 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	988,35 N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	-11809 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	25138 N·mm

## ESTRUCTURA DEL MÓDULO DEL MOTOR HIDRAULICO

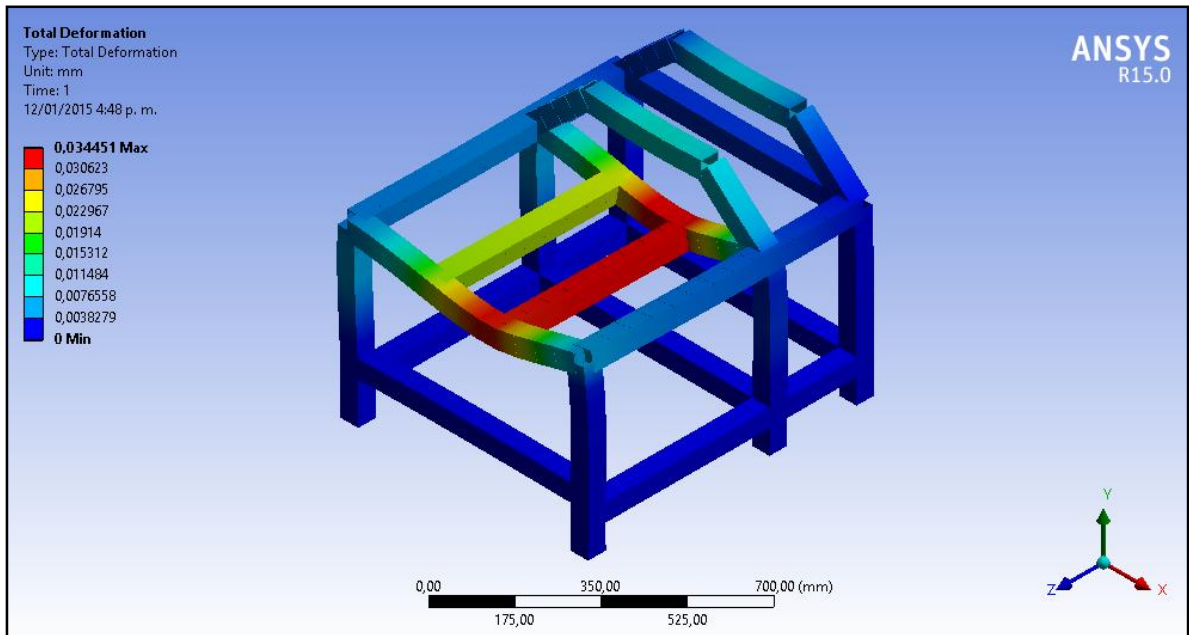
DCL de la estructura del módulo del motor hidráulico



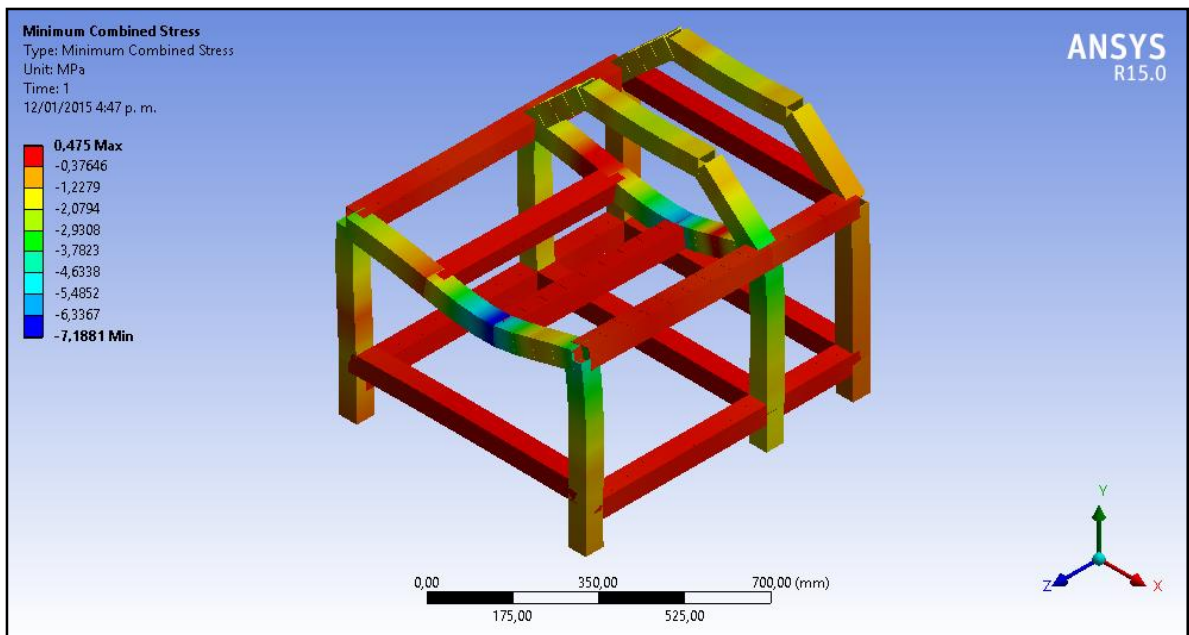
Mallado de la estructura del módulo del motor hidráulico



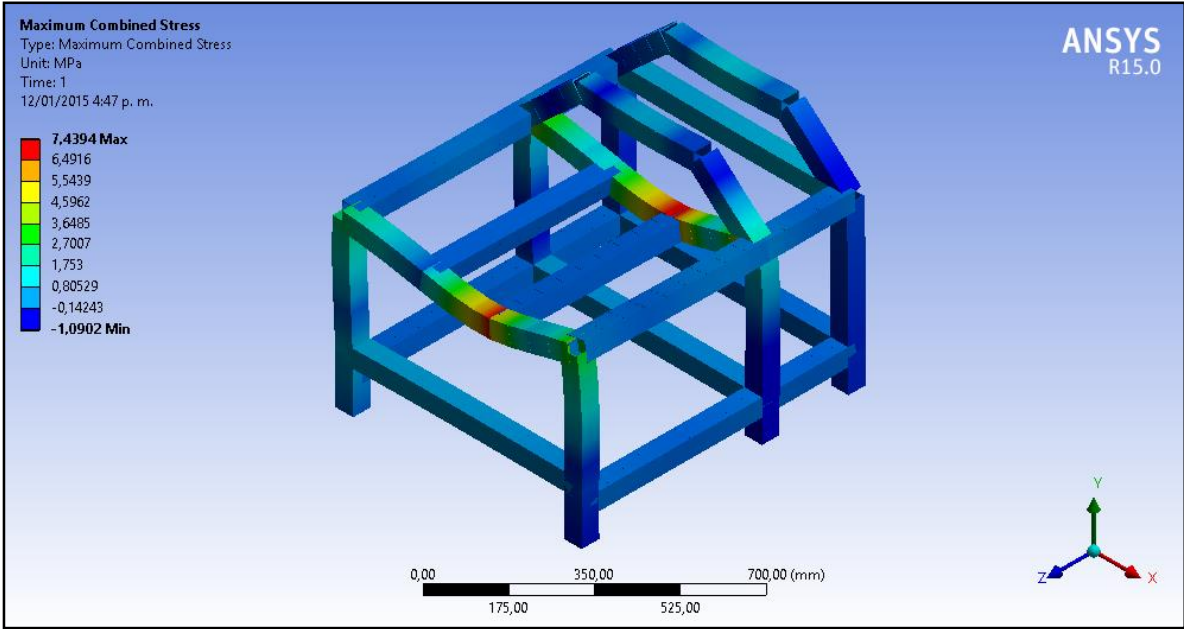
## Deformación total de la estructura del módulo del motor hidráulico



## Esfuerzo combinado mínimo de la estructura del módulo del motor hidráulico



# Esfuerzo combinado máximo de la estructura del módulo del motor hidráulico



## **ANEXO I. INFORMACION PARA LA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS**

**Correlaciones de la vida nominal básica del rodamiento, factor de vida y factor de velocidad**

Clasificación	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Vida nominal básica $L_{10h}$ h	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 f_h^3$	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 500 f_h^{10/3}$
Factor de vida $f_h$	$f_h \frac{C}{P}$	$f_h \frac{C}{P}$
Factor de velocidad $f_n$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

Fuente. Catálogo de rodamientos NTN.

**Tamaño del hombro de los rodamientos**

Designation of units		$d_a$ mm
10C-UCP206 to 10C-UCP218	10C-UCT208 to 10C-UCT217	$d+10$
10C-UCP305 to 10C-UCP311	10C-UCT305 to 10C-UCT311	$d+10$
15C-UCP312 to 15C-UCP324	15C-UCT312 to 15C-UCT324	$d+15$
20C-UCP326 to 20C-UCP328	20C-UCT326 to 20C-UCT328	$d+20$

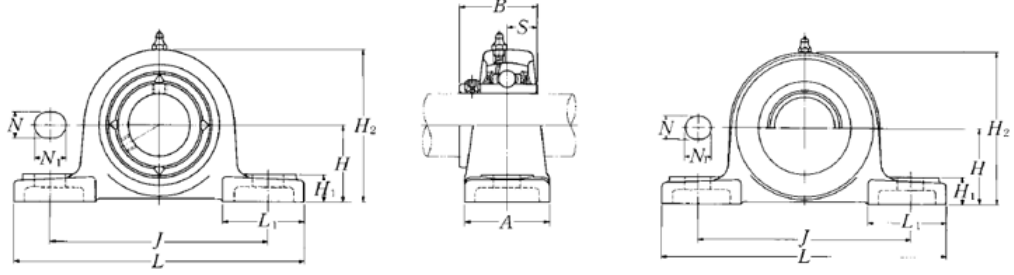
Fuente. Catálogo de rodamientos NTN.

## Radio del hombro de los rodamientos

Designation of bearings	r <sub>as</sub> max.		Designation of bearings	r <sub>as</sub> max.	
	mm	inch		mm	inch
UC201 to UC203	0.6	0.024	UC305 to UC306	1.5	0.059
UC204 to UC206	1	0.039	UC307 to UC309	2	0.079
UC207 to UC210	1.5	0.059	UC310 to UC311	2.5	0.098
UC211 to UC215	2	0.079	UC312 to UC316	2.5	0.098
UC216 to UC218	2.5	0.098	UC317 to UC324	3	0.118
			UC326 to UC328	4	0.157

Fuente. Catálogo de rodamientos NTN.

## Dimensiones de la chumacera seleccionada

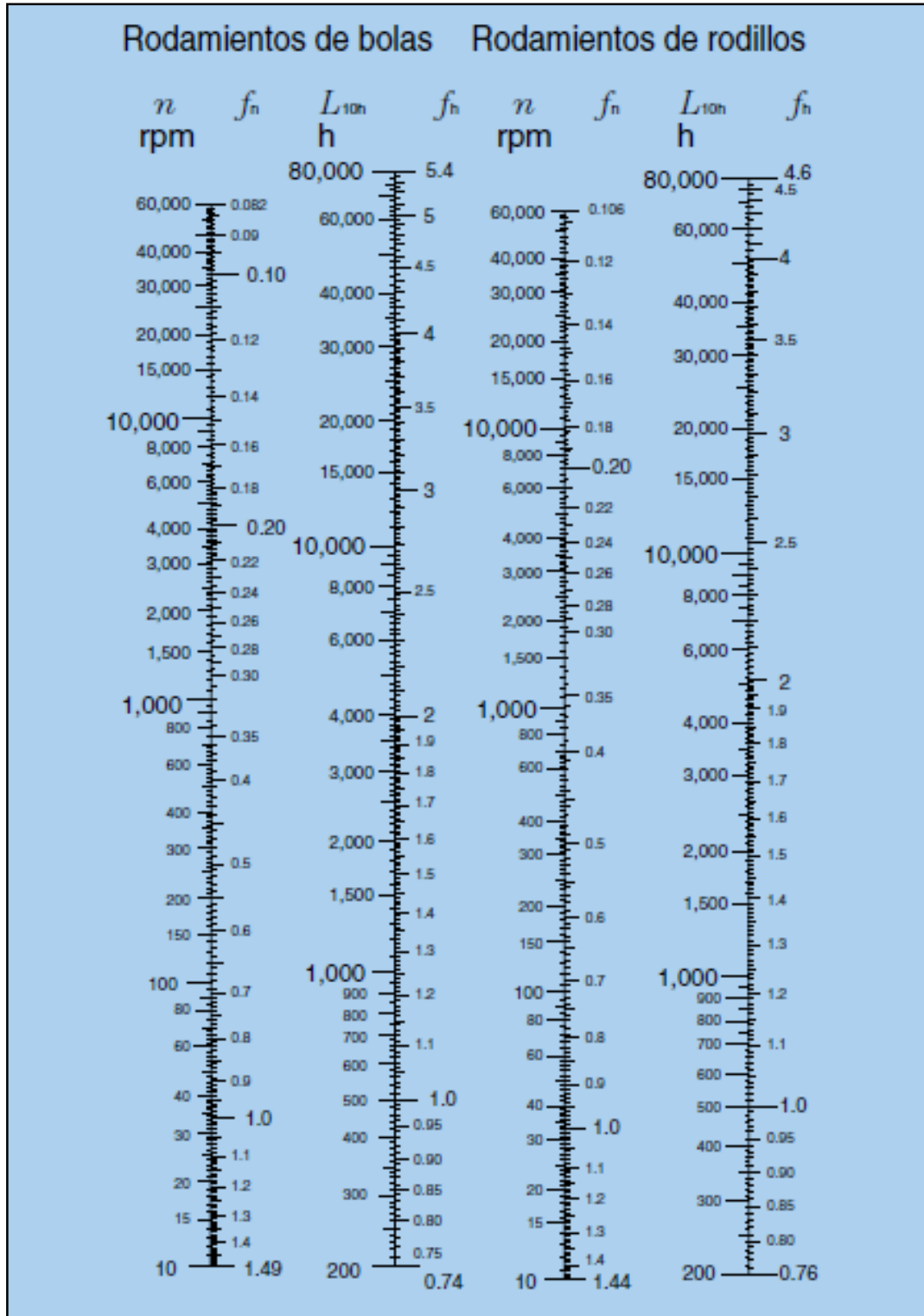


Pressed steel dust cover type  
Open end: S-UCP...D1  
Closed end: SM-UCP...D1

Shaft dia. mm inch	Unit number <sup>1)</sup>	Nominal dimensions											Bolt size mm inch	Bearing number
		H	L	J	A	N	N <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	L <sub>1</sub>	B	S		
40	UCP208D1	49.2	184	137	54	17	20	18	98	52	49.2	19	M14	UC208D1
1½	UCP208-108D1	1 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	7¼	5 <sup>13</sup> / <sub>32</sub>	2⅛	2 <sup>1</sup> / <sub>32</sub>	2 <sup>25</sup> / <sub>32</sub>	2 <sup>23</sup> / <sub>32</sub>	3 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	1.9370	0.748	½	UC208-108D1
1 <sup>9</sup> / <sub>16</sub>	UCP208-109D1													UC208-109D1

Fuente. Catálogo de rodamientos NTN.

**Escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos**



Fuente. Catálogo de rodamientos NTN.