



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MECATRÓNICA**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE UNA MÁQUINA
UNIVERSAL DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS-SISTEMA HIDRÁULICO DE
PRESIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

AUTOR: RÓMMEL BLADIMIR LANCHIMBA SALAZAR

DIRECTOR: ING. CHRISTIAN VÁSQUEZ

IBARRA – ECUADOR

2018



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN
A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad.

DATOS DEL CONTACTO			
CEDULA DE IDENTIDAD	1002996583		
APELLIDOS Y NOMBRES	LANCHIMBA SALAZAR RÓMMEL BLADIMIR		
DIRECCIÓN	BARTOLOMÉ GARCÍA Y RICARDO SÁNCHEZ		
EMAIL	rommellanchimba@gmail.com		
TELEFONO FIJO	6001330	TELEFONO MOVIL	0996342493
DATOS DE LA OBRA			
TITULO	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE UNA MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS-SISTEMA HIDRÁULICO DE PRESIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA		
AUTOR	RÓMMEL BLADIMIR LANCHIMBA SALAZAR		
FECHA	AGOSTO 2018		
PROGRAMA	PREGRADO		
TÍTULO POR EL QUE OPTA	INGENIERÍA EN MECATRÓNICA		
DIRECTOR	ING. CHRISTIAN VÁSQUEZ		



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Rómmel Bladimir Lanchimba Salazar, con cédula de identidad Nro.100299658-3, en calidad de autor (a) y titular (es) de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CONSTANCIAS

El autor (a) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 25 días del mes de julio de 2018.

A handwritten signature in blue ink, written over a circular stamp. The signature is stylized and appears to be 'R. Lanchimba Salazar'.

Firma:

Rómmel Bladimir Lanchimba Salazar

100299658-3



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CERTIFICACIÓN DEL ASESOR

CERTIFICO QUE:

Que la Tesis previa a la obtención del título de Ingeniera en Mecatrónica con el tema **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE UNA MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS-SISTEMA HIDRÁULICO DE PRESIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**, ha sido desarrollada y terminada en su totalidad por la Sr. Rómmel Bladimir Lanchimba Salazar, con cédula de identidad: 1002996583, bajo mi supervisión para lo cual firmo en constancia.

Atentamente.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "C. Vásquez", is written over a large, stylized blue scribble.

Ing. Christian Vásquez.

Director del Proyecto.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DECLARACIÓN

“Yo Rómmel Bladimir Lanchimba Salazar, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y certifico la veracidad de las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento”

Ibarra, a los 25 días del mes de julio de 2018.

A handwritten signature in blue ink, enclosed within a blue circular stamp. The signature is stylized and appears to read 'Rómmel Bladimir Lanchimba Salazar'.

Firma:

Rómmel Bladimir Lanchimba Salazar

100299658-3



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DEDICATORIA

A mis padres amados Rómel y Ledy que con su dedicación y apoyo han sabido ser mi motivación desde el día en que me vieron nacer, dándome siempre el amor y todos los valores necesarios para hacer de mí, la persona que soy en la actualidad.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Técnica del Norte por darme la oportunidad de poder formarme profesionalmente en las instalaciones de la mejor facultad del norte del país.

A mis padres que a muy temprana edad me enseñaron los valores necesarios que hicieron que logre culminar mi carrera brindándome su apoyo incondicional y apoyándome en los momentos más difíciles de mi vida.

A mi familia materna, que en conjunto aportaron con un granito de arena desde que regrese del extranjero a culminar lo que había empezado, mi carrera profesional.

Al grupo de ingenieros que forman parte de la gran familia FICA, que con su dedicación y esfuerzo han sabido sacar adelante la facultad y formar grandes ingenieros en la zona norte del país.

ÍNDICE GENERAL

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN.....	ii
AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD	iii
CONSTANCIAS	iv
CERTIFICACIÓN DEL ASESOR.....	v
DECLARACIÓN	vi
DEDICATORIA.....	vii
AGRADECIMIENTOS.....	viii
INDICE DE FIGURAS	xv
ÍNDICE DE TABLAS.....	xviii
RESUMEN	xx
ABSTRACT	xxi
Introducción.....	1
I. Antecedentes	1
II. Problemática	1
III. Objetivos.....	1
Objetivo General	1
Objetivos Específicos	2
IV. Justificación.....	2
Capítulo I.....	3

1 MARCO TEÓRICO	3
1.1 Introducción.....	3
1.1.1 El ensayo de tracción.....	3
1.1.2 Ensayos de compresión	5
1.2 Sistema hidráulico	6
1.2.1 Circuitos de potencia de fluidos	6
1.2.2 Sistema abierto	7
1.2.3 Sistema cerrado.....	7
1.2.4 Circuito lineal	7
1.3 Cilindros Hidráulicos.....	8
1.3.1 Clasificación de actuadores lineales	9
1.3.2 Rotatorios o no rotatorios	9
1.3.3 Pistón o émbolo:	10
1.3.4 Accionamiento de un cilindro	11
1.3.5 Tipo amortiguado o sin amortiguación.....	11
1.4 Válvulas	12
1.4.1 Activación de una válvula	12
1.4.2 Accionamiento manual	13
1.4.3 Accionamiento mecánico por resorte	13
1.4.4 Accionamiento mecánico accionado por una leva	13

1.4.5 Accionamiento eléctrico por solenoides.....	13
1.4.6 Concepto de una Válvula de Solenoide.....	14
1.4.7 Tipos de válvulas solenoide.....	16
1.4.8 Válvulas solenoide de Acción Directa.....	16
1.4.9 Válvulas solenoide de operadas por piloto	17
1.4.10 Características de las válvulas solenoide.....	18
1.4.11 Válvulas de cuatro vías.....	19
1.4.12 Configuración central	19
1.5 Bombas	20
1.5.1 Bombas de Engranajes	21
1.5.2 Bombas de Paletas	22
1.5.3 Bombas de Pistón	24
1.6 Análisis de elementos finitos.....	27
1.6.1 Análisis estático lineal	27
1.6.2 Ventajas del análisis	27
1.6.3 Conceptos básicos del análisis.....	28
1.6.4 Gestor de simulación	29
1.6.5 Estudios de simulación	29
Malla sólida	30
Malla de vaciado.....	30

Malla de viga	30
Malla mixta.....	30
1.6.6 Pasos del análisis	31
CÁPITULO II.....	32
2 METODOLOGÍA.....	32
2.1 Evaluación de la máquina actual	32
2.2 Selección de equipo UTM-30.....	33
2.3 Selección de la bomba en base al cilindro seleccionado	34
2.4 Esquema de la válvula tipo solenoide del sistema.....	35
2.5 Partes reales de la bomba tipo pistón axial del sistema hidráulico.....	36
2.6 Accesorios	37
2.6.1 Acople hidráulico HH-2	37
2.6.2 Mangueras	38
2.6.3 Manómetro hidráulico de presión (1000 BAR - 100 MM)	39
2.7 Esquema de circuito hidráulico UTM-30	40
2.8 Base de alojamiento del Cilindro Hidráulico	41
2.8.1 Diseño de la base	41
2.8.2 Diseño de la estructura cilíndrica de alojamiento y refuerzo del cilindro de doble efecto	41
2.8.3 Propiedades mecánicas del acero Mecaplus 470.....	41

2.9 Diseño de las formas geométricas planas utilizadas en el maquinado para la base del cilindro hidráulico de doble efecto	45
2.10 Propiedades químicas y mecánicas del acero ASTM A36.....	45
CAPÍTULO III	47
3 RESULTADOS	47
3.1 Resultados al evaluar la máquina donada a la facultad	47
3.2 Máquina universal de ensayos destructivos para materiales	47
3.3 Cilindro doble efecto implementado en la máquina universal de ensayos.....	48
3.4 Motor y bomba de aceite	50
3.5 Vigas fijas y móviles	52
3.6 Maquinado de la base	53
3.6.1 Cepillado de las piezas	53
3.6.2 Maquinado de la camisa externa que alojará cilindro hidráulico	54
3.6.3 Maquinado de la placa base.....	55
3.6.4 Maquinado de la camisa interna que alojará cilindro hidráulico.....	56
3.7 Soldadura de los elementos que conforman la base del cilindro	58
3.7.1 Instalación del cilindro hidráulico en la base	60
3.8 Simulación de la base de alojamiento del cilindro hidráulico	62
3.8.1 Análisis de convergencia de elementos finitos.....	62
3.8.2 Resultados del análisis de convergencia.....	63

3.8.3 Detalles de la elaboración de estudios estáticos realizados, tomando como ejemplo el estudio estático # 4.....	67
CAPITULO IV	72
4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	72
4.1 Conclusiones.....	72
4.2 Recomendaciones	73
Bibliografía:.....	74
ANEXOS	77

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema del aparato utilizado para realizar ensayos de tracción.	4
Figura 2. Probeta de tracción normalizada con sección recta circular.	5
Figura 3. Circuito hidráulico básico de movimiento lineal.	7
Figura 4. Actuador lineal giratorio.	10
Figura 5. Actuador lineal tipo émbolo.	10
Figura 6. Actuador lineal de doble efecto.	11
Figura 7. Actuador lineal de doble acción amortiguado.	12
Figura 8. Válvula de desaceleración no ajustable mecánicamente.	14
Figura 9. Solenoide energizado.	15
Figura 10. Solenoide de Acción Directa.	17
Figura 11. Solenoide Operado por Piloto.	18
Figura 12. Símbolo de una válvula de cuatro vías, operada por solenoide.	19
Figura 13. Bomba hidráulica rotatoria de engranajes rectos.	21
Figura 14. Bomba hidráulica de engranajes internos Gerotor.	22
Figura 15. Bomba hidráulica de paletas desbalanceadas.	23
Figura 16. Bomba Hidráulica de Paletas Balanceadas.	24
Figura 17. Bomba de Pistón de configuración Axial.	25
Figura 18. Bomba de Pistón de configuración Radial.	25
Figura 19. Bomba de Pistón de configuración giratoria.	26
Figura 20. Modelo CAD de una pieza.	
Figura 21. Modelo subdividido en piezas pequeñas (elementos).	28
Figura 22. Parámetros mínimos de una máquina universal de materiales que trabaja a 30 toneladas de presión.	32

Figura 23. Datos técnicos para la selección de un cilindro de doble efecto de la marca Hydrafore.....	34
Figura 24. Parámetros técnicos de la bomba B-630B-I Hydrafore.	35
Figura 25. Dibujo esquemático de la válvula tipo solenoide.....	35
Figura 26. Despiece real de la bomba tipo pistón axial hydrafore.	36
Figura 27. Acoples hidráulicos utilizados en el sistema hidráulico.	37
Figura 28. Selección de acoples en base a sus dimensiones.....	37
Figura 29. Modelo de manguera RH-2.....	38
Figura 30. Manómetro implementado sobre la válvula de tipo solenoide.....	39
Figura 31. Esquema hidráulico de control UTM-30.....	40
Figura 32. Esquema hidráulico de potencia UTM-30.	40
Figura 33. Base de alojamiento del Cilindro Hidráulico YG-50200S.....	41
Figura 34. Análisis típico y propiedades mecánicas de la barra de acero Mecaplus 470.	42
Figura 35. Piezas con geometría plana que conforman la base del cilindro de doble efecto.	45
Figura 36. Máquina de ensayos destructivos para materiales ubicada en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.	47
Figura 37. Cilindro hidráulico de doble efecto, desmontado de la máquina de ensayos con materiales, donada a la facultad.	48
Figura 38. Tapa de cilindro que aloja cojinete.	49
Figura 39. Base que aloja el motor y se ensambla con la bomba de aceite.....	50
Figura 40. Componentes de la bomba de aceite.	51
Figura 41. Depósito de aceite de la bomba.....	51

Figura 42. Esquema del diseño utilizado para las vigas fijas y columnas de la estructura.	52
Figura 43. Piezas de geometría plana salidas de la cepilladora.....	53
Figura 44. Medidas de camisa externa, planos elaborados en SolidWorks.....	54
Figura 45. Maquinado de camisa externa.....	54
Figura 46. Camisa externa terminada.....	55
Figura 47. Planos de la placa base.....	55
Figura 48. Placa base terminada.....	56
Figura 49. Planos de la camisa interna que alojará el cilindro hidráulico.....	56
Figura 50. Camisa interna terminada y nervios de refuerzo.....	57
Figura 51. Planos de los nervios de refuerzo.....	57
Figura 52. Suelda de todos los elementos que conforman la base del cilindro.....	58
Figura 53. Soldadura de nervios, camisa externa e interna a la placa base.....	58
Figura 54. Soldadura de tapas de refuerzo de la base.....	59
Figura 55. Vista lateral de la base terminada.....	60
Figura 56. Cilindro alojado en la base terminada.....	60
Figura 57. Instalación entre la bomba y el cilindro hidráulico.....	61
Figura 58. Mallado en el análisis de convergencia número elementos finitos.....	62
Figura 66. Comparación entre los tres análisis de variación de tensiones.....	64
Figura 67. Comparación entre los estudios de desplazamientos.....	65
Figura 68. Comparativa entre estudios de análisis de deformación unitaria.....	66
Figura 69. Comparativa de análisis de factor de seguridad.....	67
Figura 59. Corte transversal en análisis de Von Mises.....	67
Figura 60. Resultado deformado en el análisis de Von Mises.....	68

Figura 61. Variación de las tensiones en el resultado estático de tensión nodal.	68
Figura 62. Versión ampliada de la variación de las tensiones.....	69
Figura 63. Resultados del análisis de desplazamientos.	69
Figura 64. Corte transversal en el análisis del factor de seguridad.	70
Figura 65. Corte transversal en el análisis de deformación unitaria.....	71

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla1 Tabla con los tipos de malla que ofrece el simulador	30
Tabla2 Parámetros técnicos del conector HH-2.	38
Tabla3 Parámetros técnicos manguera RH-2.	39
Tabla4 Parámetros técnicos de manómetro	39
Tabla5 Tratamiento Térmico acero Mecaplus 470.....	43
Tabla6 Medidas de barras perforadas y su uso en el maquinado de piezas.....	43
Tabla7 Piezas de geometría cilíndrica que alojan a cilindro de doble efecto.....	44
Tabla8 Propiedades Químicas del acero ASTM A36.....	45
Tabla9 Propiedades Mecánicas ASTM A36.	46
Tabla10 Material del émbolo del cilindro de doble efecto a ser sometido al análisis de elementos finitos.....	62
Tabla11 Mallas detalladas de los tres análisis de elementos finitos.....	63
Tabla12 Resultados de análisis de tensiones de Von Mises en las tres simulaciones ...	63
Tabla13 Resultados de los análisis de desplazamientos en las tres simulaciones	64
Tabla14 Resultados de los análisis de deformaciones unitarias en las tres simulaciones	65
Tabla15 Resultados de los análisis de factor de seguridad en las tres simulaciones	66

Tabla16 Desplazamiento resultante máximo y mínimo.	70
Tabla17 Factor de seguridad mínimo y máximo	70
Tabla18 Resultados del análisis de deformación unitaria.	71
Tabla19 Tabla de posibles causas de problemas en cilindros	94

RESUMEN

El presente proyecto surge de la necesidad de contar con una máquina de ensayos destructivos en el norte del país, siendo importante en el análisis de las propiedades mecánicas de los materiales sólidos empleados en los diseños de ingeniería, así como validación de prototipos que van a trabajar sometidos a carga (prótesis). Las máquinas para ensayos destructivos utilizan materiales en muestras estandarizadas del material (probetas normalizadas); que son sometidos a ensayos de tracción, compresión, flexión, entre otros, siendo los requeridos para poder caracterizar un material; así como podrá ser utilizada para ensayos de control de calidad con cilindros de hormigón, soldadura, análisis de tensión, etc.

La presente investigación abarca la selección del sistema hidráulico de una máquina para ensayos destructivos, el diseño de la base que albergará el sistema hidráulico y los demás elementos que conforman la máquina UTM-30 serán validados por catálogo y mediante el análisis de elementos finitos, considerando las condiciones de borde y la aplicabilidad de la máquina.

ABSTRACT

This project results from the need to have a universal testing machine in the north of the country, it's being important in the analysis of the mechanical properties of the solid materials used in the engineering designs, as well as validation of prototypes that go to work under load (prosthesis). The universal testing machine use standardized samples those are subjected to tests of traction, compression, bending, among others, being as required to be able to characterize a material; as well as it can be used for quality control as concrete cylinders, welding, tension analysis, etc.

The present research covers the selection of the hydraulic system of a machine for destructive tests, the design of the base that will contain the hydraulic system and the other elements that make up the UTM-30 machine it will be validated by catalog and by the analysis of finite elements, considering the boundary conditions and the applicability of the machine.

Introducción

I. Antecedentes

Se tiene como antecedente relevante el levantamiento de un perfil inicial de la máquina que fue donada a los laboratorios de la Facultad de Ciencias Aplicadas (FICA); el análisis del perfil inicial se lo realizó en un taller mecánico especializado, con la finalidad de evaluar cada uno de los componentes que conforman la máquina para ensayos destructivos de materiales, así como evaluar el estado de la estructura y su funcionamiento.

II. Problemática

En la evaluación de materiales se utiliza un equipo dedicado a ensayos de tracción, compresión y flexión para determinar sus propiedades mecánicas como fluencia, elongación, elasticidad, carga de rotura en los materiales, plasticidad, resistencia a la fluencia, resistencia a la tracción, ductilidad y resistencia a la compresión. Para esto posee un sistema que aplica cargas controladas sobre una probeta (modelo de dimensiones preestablecidas) y mide en forma de gráfica la deformación, y la carga al momento de su ruptura.

En el norte del país no existe una máquina de ensayos universales que nos permita evaluar la resistencia de los materiales y/o probetas de control de calidad que son utilizadas en la industria y construcción, como pueden ser los ensayos de hormigón, varillas de construcción, pruebas destructivas para calificación de soldadores, etc.

III. Objetivos

Objetivo General

Simular y seleccionar un cilindro hidráulico que sea capaz de cumplir con los requerimientos del equipo UTM-30, para luego implementarlo en la estructura que será parte de la continuación del presente proyecto.

Objetivos Específicos

- Desarmar y evaluar la integridad de la máquina de ensayos universales donada a la FICA, verificando cada uno de sus componentes.
- Determinación de la capacidad del cilindro hidráulico a instalar en la máquina universal de ensayos destructivos.
- Validación del funcionamiento y simulación de la base del cilindro hidráulico utilizando software de análisis de elementos finitos.
- Montar los elementos en un sistema provisional o definitivo.

IV. Justificación

El CEAACES ejecuta procesos de evaluación quinquenal con fines de acreditación a todas las universidades y escuelas politécnicas del Sistema de Educación Superior ecuatoriano, para determinar la categorización de las instituciones según lo determina la Ley Orgánica de Educación Superior LOES, en el cual de acuerdo con los fines y los principios del Sistema de Educación Superior, las instituciones de educación superior, en el ejercicio de su autonomía responsable y procurando crecientes niveles de calidad en los procesos y resultados de investigación científica, deben contar con un sistema de investigación planificado en constancia con su misión, visión y objetivos institucionales y su planificación estratégica.

Es así que la presente investigación pretende potencializar las capacidades de una máquina de ensayos universales, con el fin de que pueda ser utilizada para desarrollo de prácticas, análisis de materiales, prótesis y proyectos de investigación científica que se encuentran dentro de la línea de investigación de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica, cumpliendo con los estándares requeridos en la certificación de materiales ensayados.

Capítulo I

1 MARCO TEÓRICO

1.1 Introducción

La máquina universal para ensayos con materiales es una prensa hidráulica, con la que podemos realizar ensayos mecánicos a diferentes tipos de materiales. Esta máquina es muy utilizada y tiene múltiples usos en la caracterización de nuevos materiales.

Los ensayos de tracción, compresión, flexión, cizallamiento y otros experimentos mecánicos de los metales, materiales no metálicos, materiales compuestos y productos pueden llevarse a cabo en la máquina universal de prueba de tensión y compresión, a través de la fuerza impuesta sobre la muestra y la deformación de la muestra, se pueden obtener muchos parámetros de la muestra. Tales como la resistencia a la tracción, la resistencia a la compresión, la resistencia a la flexión, la resistencia al cizallamiento, la resistencia a la deformación, la elongación a la rotura, el módulo elástico y así sucesivamente. (Zhao, Liu, Ren, & Han, 2010, p. 833)

1.1.1 El ensayo de tracción

Este tipo de pruebas mecánicas de esfuerzo-deformación son habitualmente las más utilizadas en la actualidad, y se las realiza con el objetivo de determinar algunas de las propiedades más relevantes de los materiales a la hora del diseño. Consiste en montar una probeta en una máquina acondicionada para realizar ensayos con materiales; se monta una probeta normalizada del material a analizar y se le aplica una fuerza a tracción que aumenta de manera gradual a lo largo de la probeta (William & Callister, 1995).

A continuación, en la figura 1, se indica un esquema de una probeta y una máquina de ensayos para materiales:

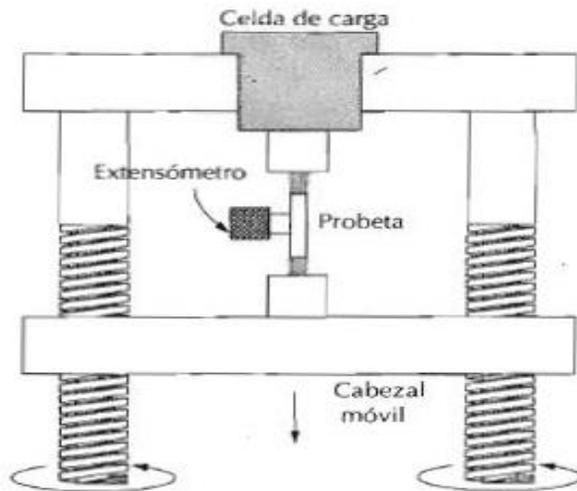


Figura 1. Esquema del aparato utilizado para realizar ensayos de tracción.

Fuente: (William & Callister, 1995, p. 116)

En la práctica, la probeta sufrirá un alargamiento provocado por el cabezal móvil, la probeta se ancla en cada extremo con una mordaza de la máquina de ensayos para luego aplicar una determinada fuerza de manera gradual y con una velocidad constante con la finalidad de alargar la probeta; el extensómetro es el encargado de medir el alargamiento producido en la probeta. La carga aplicada se mide con una celda de carga, y esta carga será medida constantemente para saber exactamente la carga que se está aplicando en ese instante. Este tipo de ensayo tiene una duración de unos minutos, y su principal característica es, ser un ensayo destructivo, ya que en la mayoría de los casos la probeta termina rota.

Usualmente la probeta tiene forma circular, pero en el mercado también se encuentran probetas de sección rectangular. La deformación que se produce al poner en marcha el ensayo, se concentra en la parte más pequeña del centro de la probeta. Las probetas tienen un diámetro

normalizado equivalente a 12,8mm, y la longitud de la sección reducida debe ser igual a cuatro veces su diámetro, ósea el equivalente a 60mm (William & Callister, 1995).

A continuación, en la figura 2, se muestra una probeta normalizada.

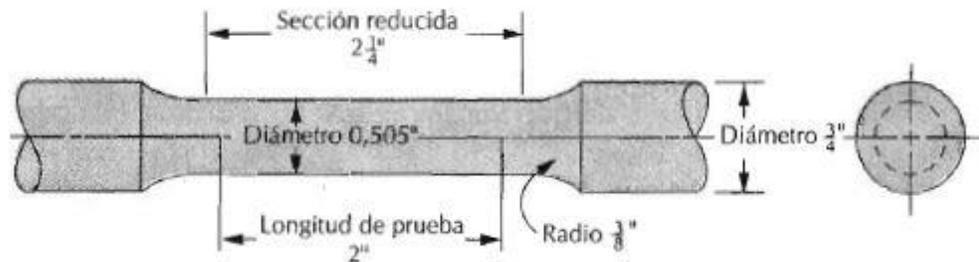


Figura 2. Probeta de tracción normalizada con sección recta circular.

Fuente: (William & Callister, 1995. p. 115)

De acuerdo con William & Callister (1995), “la longitud de la prueba se utiliza en el cálculo de la ductilidad, el valor normalizado es 50mm” (p. 116).

1.1.2 Ensayos de compresión

Este tipo de pruebas mecánicas de compresión-deformación son menos comunes que las pruebas realizadas a tracción, ya que las pruebas por compresión son un poco más difíciles de realizar; las pruebas por compresión se diferencian con las pruebas de tracción por el tipo de fuerza aplicada en la probeta y el diseño como tal de la misma probeta. Para la prueba por compresión se aplica una fuerza que comprime la probeta normalizada, provocando que la probeta se contraiga a lo largo de la dirección de la fuerza.

Por lo general este tipo de pruebas se las realiza cuando se desea conocer el comportamiento del material bajo deformaciones permanentes grandes, un ejemplo claro es el área de la construcción, donde se requiere realizar este tipo de pruebas a muestras de concreto y

someterlas a grandes fuerzas por compresión y ver el momento en el que se fractura el material, siendo así también un ensayo destructivo de materiales (William & Callister, 1995).

De acuerdo con William & Callister (1995), “por convección, una fuerza de compresión se considera negativa, por tanto, produce un esfuerzo negativo” (p. 117).

1.2 Sistema hidráulico

1.2.1 Circuitos de potencia de fluidos

Las diversas aplicaciones hidráulicas, necesitan una clase de sistema hidráulico. En la actualidad se conocen varias configuraciones posibles a implementar según la aplicación dada. No obstante, al tener una gran variedad de circuitos hidráulicos que se adaptan según las necesidades de cada aplicación, cada circuito tiene alguna variación dependiendo del diseño a implementar. A continuación se mencionan algunos circuitos básicos según la U.S. Army Materiel Command (1976), “circuitos de bomba, circuitos de motor de fluido, circuitos acumuladores o intensificadores y circuitos de control” (p. 1-2).

Todos los circuitos hidráulicos consisten en una combinación de seis componentes básicos: una fuente de presión, por ejemplo, una bomba; un medio para convertir presión en movimiento mecánico, por ejemplo, un motor o actuador hidráulico; tubería de transferencia de fluido; controles de presión, direccionales y de flujo; un depósito de fluido; y un fluido hidráulico. La salida del circuito hidráulico se determina por la manera en que están dispuestos los diversos componentes (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 1-2).

Existen dos tipos de sistemas hidráulicos, el sistema hidráulico abierto y el sistema hidráulico cerrado.

1.2.2 Sistema abierto

En el sistema hidráulico abierto, la función de la bomba es la de producir un caudal constante, sin importar si el circuito hidráulico permanece inactivo. En este caso en específico, el caudal producido por la bomba circula por la válvula de control y regresa al depósito de líquido hidráulico.

1.2.3 Sistema cerrado

En el sistema hidráulico cerrado, la bomba únicamente trabaja si el circuito hidráulico se mantiene activo, ósea únicamente cuando el sistema necesite enviar energía al circuito. En este caso la bomba produce el caudal suficiente que necesita el cilindro en ese momento. Mientras el circuito hidráulico se encuentra inactivo, no existe caudal en el sistema.

1.2.4 Circuito lineal

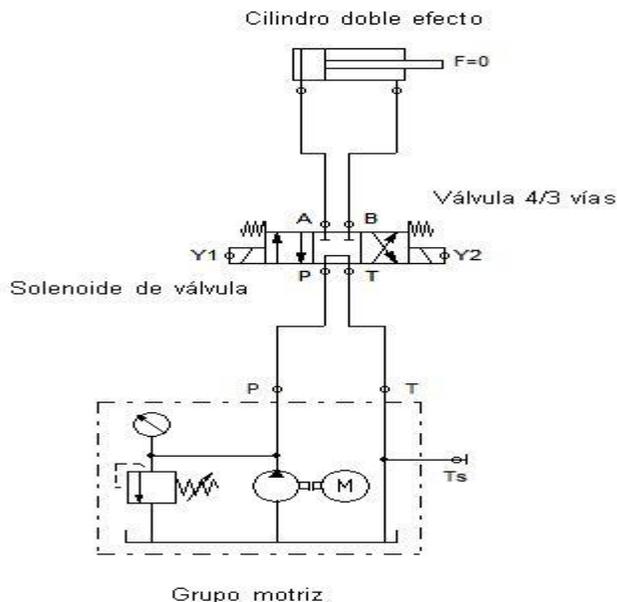


Figura 3. Circuito hidráulico básico de movimiento lineal.

En la figura 3 se puede apreciar la configuración de un circuito lineal simplificado, utilizando simbología estándar. El circuito indica una bomba que ocupa el fluido de un reservorio y lo distribuye a toda la red, hasta llegar a un cilindro de doble efecto, pasando por una válvula de control direccional. Adicional se puede observar una válvula de alivio de presión acoplada entre la salida de la bomba y el reservorio. La simbología se utiliza únicamente para representar la función que ejerce cada uno en el sistema o circuito, más no proporcionan información sobre su elaboración o construcción. El fabricante tiene la potestad de dar ese tipo de información de cada uno de los componentes, su material y sus principales características. Es más que suficiente mirar el esquema para poder entender qué tipo de circuito hidráulico se tiene, y entender su funcionamiento. La simbología tomada en la figura 3, fue sacada del software fluidsimh, este simulador utiliza simbología estandarizada, y utilizada en la mayoría de sistemas o circuitos hidráulicos. En el circuito tenemos una bomba de desplazamiento positivo, una válvula de alivio de presión, un manómetro, un motor, el depósito del fluido hidráulico, la válvula de control de 4/3 vías y el cilindro de doble efecto (Vaughan, 1996).

“El término desplazamiento positivo significa que mueve un volumen fijo de fluido para cada rotación de su eje de entrada independientemente de su construcción interna” (Vaughan, 1996, p. 41).

1.3 Cilindros Hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son instrumentos que suministran una fuerza rectilínea y a la vez un movimiento a la salida. De manera general podemos llamar a un cilindro como un actuador o actuador lineal.

Los cilindros hidráulicos o actuadores lineales, están llenos de fluido, atrapado dentro de la carcasa del dispositivo; en su interior se encuentra alojado el vástago y émbolo que componen el pistón del cilindro hidráulico.

Un actuador lineal produce dos movimientos, uno hacia afuera y otro hacia adentro, cuando el vástago del cilindro se desplaza hacia afuera, diremos que el cilindro se está alargando o expandiendo y cuando el vástago del cilindro se desplaza hacia adentro de la carcasa, se dice que el cilindro se encuentra contrayendo (Vaughan, 1996).

Un actuador lineal es un motor de fluido que genera movimiento lineal. Varios tipos son ampliamente utilizados en sistemas hidráulicos debido a su gran capacidad de fuerza, facilidad de control de velocidad y alta potencia de salida para un determinado tamaño y peso. Son especialmente adecuados para sistemas de control debido a su alta rigidez mecánica y velocidad de respuesta. (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-9)

1.3.1 Clasificación de actuadores lineales

Hay muchos tipos de actuadores lineales utilizables en la actualidad, por lo que se clasifican en varios tipos según su función en una determinada aplicación y se clasifican en:

1.3.2 Rotatorios o no rotatorios

En un actuador rotatorio el cuerpo del cilindro, el vástago y el pistón tienen la libertad de rotar. En determinadas aplicaciones el factor rotatorio es muy necesario permitiendo un movimiento rotatorio sin restricciones del vástago del pistón, este actuador se muestra en la figura 4.

“Con el fin de permitir el montaje estacionario de las conexiones de fluido, se requiere un cierre giratorio” (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-9).

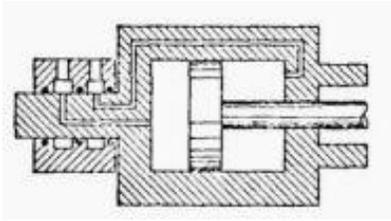


Figura 4. Actuador lineal giratorio.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-9)

El actuador lineal no rotatorio, es el más utilizado en la actualidad, en este tipo de actuador, el vástago, el pistón y la carcasa del cilindro no rotan, y generan únicamente un movimiento rectilíneo (U.S. Army Materiel Command, 1976).

1.3.3 Pistón o émbolo:

El vástago y el cilindro del pistón que conforman un cilindro hidráulico, sirven para separar la carcasa del cilindro en dos cámaras. La parte superior del vástago sirve como superficie de trabajo, como se muestra en la figura 5.

“Se requiere una fuerza externa para mover el émbolo dentro del cilindro. Ambos tipos proporcionan una carrera más larga y permiten el uso de la presión más alta” (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-9).

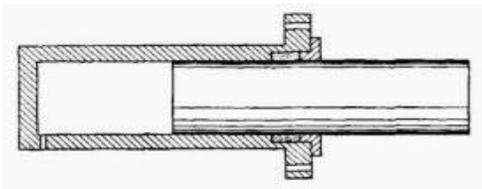


Figura 5. Actuador lineal tipo émbolo.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-10)

1.3.4 Accionamiento de un cilindro

Esta sección es relevante a la hora de especificar un actuador lineal, el actuador puede ser de simple o de doble efecto, aspecto muy importante a la hora de la selección del cilindro. Cuando tenemos un actuador de simple efecto, el vástago del pistón tiene un movimiento en una única dirección al aplicarle una determinada presión, realizando un trabajo específico en una única dirección.

La principal diferencia que existe entre un actuador de simple y doble efecto es que al cilindro de doble efecto se le puede aplicar presión en ambos extremos del pistón, lo que significa que este actuador puede trabajar en ambas direcciones (U.S. Army Materiel Command, 1976).

“Pueden usarse resortes, fuerzas externas, o una combinación de ambas para ayudar al retorno del vástago o émbolo del pistón” (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-10).

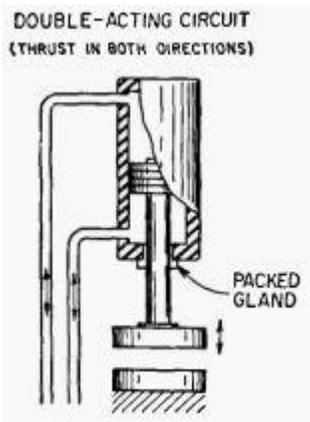


Figura 6. Actuador lineal de doble efecto.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-10)

1.3.5 Tipo amortiguado o sin amortiguación

Los actuadores sin amortiguación poseen restricciones de velocidad e inmovilidad forzadas en los dos extremos de la carrera, reduciendo las presiones y fuerzas máximas. “El

amortiguamiento puede lograrse bloqueando la descarga cuando el pistón se acerca al final de la carrera” (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-11).

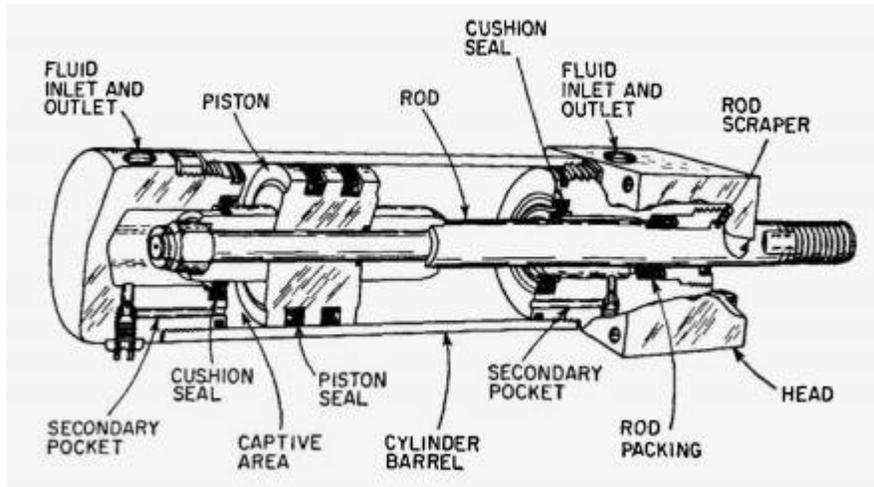


Figura 7. Actuador lineal de doble acción amortiguado.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-11)

1.4 Válvulas

“Las válvulas se utilizan en circuitos hidráulicos para controlar la presión, la dirección del flujo o el caudal. Utilizan el movimiento mecánico para controlar la distribución de la energía hidráulica dentro del sistema” (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-24).

1.4.1 Activación de una válvula

Las válvulas de control hidráulicas cuentan con un mecanismo de activación. Es necesario que cada válvula pueda desplazar el carrete en una válvula de posición, acoplado así el flujo en una válvula de control o a su vez modificando el acople de una válvula de control a presión. Los modos de activación más empleados son de tipo manual, eléctrico, mecánico o a través de fluidos. El de tipo manual, como su nombre lo especifica, se lo realiza a través de un operario. Los de activación mecánica necesitan de muelles, levas y empalmes mecánicos. Las válvulas de

activación por solenoide utilizan bobinas, para activar la válvula. La activación del fluido necesita de un líquido o de gas para su activación (U.S. Army Materiel Command, 1976).

1.4.2 Accionamiento manual

Las válvulas de activación manual necesitan ser operadas por una persona, que actuará en base de los requerimientos del sistema. Al ser activada de esta manera, la válvula tendrá mucha limitación en cuanto a la respuesta del operador humano; así, la respuesta de flujo, los esfuerzos producidos en el circuito, son mucho más cruciales que en las válvulas activadas por un fluido o por una bobina. Este tipo de control se lo usa a menudo cuando no es muy importante el tiempo de respuesta y cuando es necesario un operador humano que monitoree el sistema, siendo así, muy empleado en conjuntos móviles.

1.4.3 Accionamiento mecánico por resorte

Los muelles son muy utilizados para generar una determinada fuerza en una operación de válvula, pero no siempre generan la fuerza necesaria que requiere la válvula; por tal motivo es necesaria una fuerza de otro origen determinando así, el modo que el mecanismo de la válvula responderá. Es muy frecuente, que el actuador de la válvula primaria trabaje con un muelle que mantenga la válvula en una postura neutral.

1.4.4 Accionamiento mecánico accionado por una leva

Dicho mecanismo es accionado por una leva, armada sobre una pieza de la máquina en movimiento. En la figura 8 se muestra una válvula accionada por una leva.

1.4.5 Accionamiento eléctrico por solenoides

Las válvulas de activación por solenoide utilizan bobinas, para activar la válvula. Este tipo de válvulas en la mayoría de los casos son pequeñas, no obstante, son capaces de ser utilizadas para gobernar válvulas de gran tamaño.

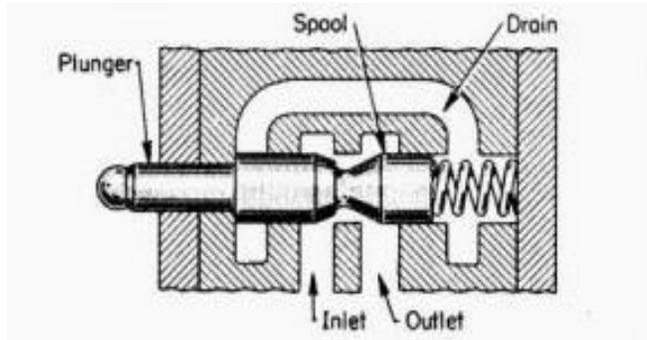


Figura 8. Válvula de desaceleración no ajustable mecánicamente.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-29)

Las aplicaciones que utilizan solenoides, se las encuentra en una gran variedad de voltajes y corrientes tanto en AC y CC (U.S. Army Materiel Command, 1976).

“Los solenoides son energizados por señales de interruptores de presión, interruptores de límite o temporizadores que usualmente operan a través de relés de potencia o de señal para acomodar la corriente necesaria para accionar el solenoide” (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-31).

1.4.6 Concepto de una Válvula de Solenoide

La válvula de solenoide es un instrumento manejado eléctricamente, y es empleado para gobernar el flujo de fluidos o gases, el control de este tipo de válvulas activadas por solenoide, es un control on/off, ya que no pueden operar en posición moduladora, es decir no se puede regular el flujo ya que puede estar completamente abierta o completamente cerrada. La aplicación de este tipo de válvulas es muy amplia, ya que pueden ser usadas para controlar el flujo de distintos fluidos, teniendo muy en cuenta la presión del sistema, temperaturas que actúan en el circuito hidráulico, la viscosidad del fluido y la capacidad que tienen los materiales para adaptarse en el uso de la elaboración de la válvula. La válvula de solenoide se cierra por efecto de la gravedad,

por la presión que ejerce el sistema o por el trabajo que realiza un determinado muelle, y es abierta por el efecto que produce el movimiento de un émbolo, ejecutado por el trabajo que ejerce una determinada bobina al aplicarle una carga magnética que se energiza eléctricamente.

Una válvula de solenoide consta de dos partes que accionan de manera distinta pero complementaria la válvula a operar; está compuesta por una bobina eléctrica y por el cuerpo de la válvula (IMCOSA, 2013).

Para el diseño de controles automáticos, es importante utilizar electroimanes, ya que el campo magnético puede ser establecido o suprimido al accionar o desactivar una corriente eléctrica. La bobina eléctrica va montada sobre la válvula, y es parte del conjunto que la conforma como tal, y generalmente al solenoide se lo llama operador. La bobina es un instrumento, capaz de proporcionar un canal, en el que se crea un esfuerzo magnético al ser energizada (IMCOSA, 2013).

“El solenoide es una forma simple de electroimán que consiste de una bobina de alambre de cobre aislado, o de otro conductor, el cual está enrollado en espiral alrededor de la superficie de un cuerpo cilíndrico, generalmente de sección transversal circular” (IMCOSA, 2013, p. 82).

El campo magnético que se crea al enviar una corriente eléctrica, es la fuerza que abre la válvula, como se muestra en la figura 9.

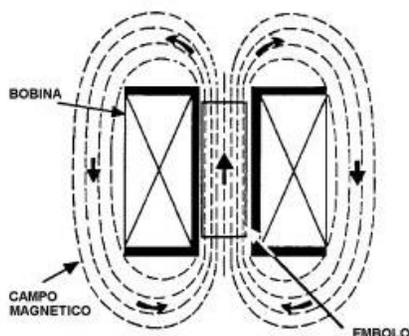


Figura 9. Solenoide energizado.

Fuente: (IMCOSA, 2013, p. 82)

El campo magnético generado atrae materiales de origen ferroso, así como sus respectivas aleaciones. En el núcleo se encuentra alojado el émbolo móvil, que generalmente es construido con acero magnético, así, cuando la bobina es energizada, el émbolo se desplaza hacia el centro (IMCOSA, 2013).

El cuerpo de la válvula contiene un orificio (puerto), a través del cual fluye el líquido cuando está abierta. La aguja o vástago que abre y cierra el puerto de la válvula, se une directamente a la parte baja del émbolo, en el otro extremo. El vástago o aguja tiene una superficie sellante (asiento). De esta forma, se puede abrir o detener el flujo al energizar o des energizar la bobina solenoide. Este principio magnético, constituye la base para el diseño de todas las válvulas solenoide. (IMCOSA, 2013, p. 83)

1.4.7 Tipos de válvulas solenoide

Existe una gran variedad de válvulas de solenoide; las válvulas pueden clasificarse según su finalidad práctica, y se clasifican de la siguiente manera: por su operación o aplicación, por su construcción, y por su forma.

Por su aplicación: de acción directa y operadas por piloto.

Por su construcción: normalmente cerradas, normalmente abiertas y de acción múltiple.

Por su forma: de dos vías, tres vías y de cuatro vías o reversibles.

1.4.8 Válvulas solenoide de Acción Directa

Las capacidades a operar son las que determinan el tipo de válvula a utilizar. Las válvulas de acción directa, se las utiliza en circuitos hidráulicos que requieren capacidades muy pequeñas, ya que el tamaño de su puerto es reducido y pequeño. Cuando hablamos de válvulas de acción directa, la configuración del émbolo hace que esté conectado a la aguja de manera mecánica.

Cuando el solenoide es energizado, el émbolo se desplaza hacia el centro de la bobina, levantando la aguja del orificio y permitiendo que la válvula se abra. Este tipo de válvulas no se puede emplear en aplicaciones para sistemas con capacidades grandes, ya que se necesitarían bobinas de gran tamaño y así poder controlar un alto diferencial de presión (Technologies, 2014).

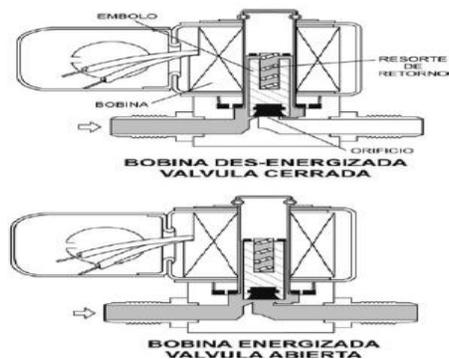


Figura 10. Solenoide de Acción Directa.

Fuente: (IMCOSA, 2013, p. 85)

1.4.9 Válvulas solenoide de operadas por piloto

Este tipo de válvulas son utilizadas para manejar grandes tamaños de diferenciales de presión, a través de un piloto. En este tipo de configuración, el émbolo no abre de manera directa el puerto principal, más bien el émbolo del solenoide abre un puerto piloto. La presión que existe dentro de un diafragma o pistón, queda libre a través del piloto, lo que genera una variación de presiones dentro de la cámara, siendo así la presión inferior mayor que la presión superior, generando que el diafragma se desplace hacia arriba y así abriendo el puerto principal. Cuando se cierra el puerto piloto, nuevamente se generan los diferenciales de presión de manera contraria a lo que sucedió en la apertura, lo que genera que se cierre el puerto principal. El diferencial de presión a través de la válvula, actúa sobre el área del puerto principal, que a su vez mantiene el

diafragma en una posición firme, que permite que la válvula quede firmemente cerrada (Technologies, 2014).

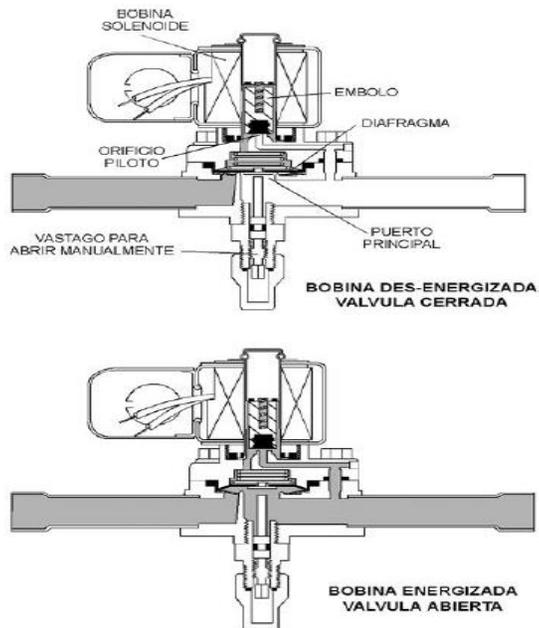


Figura 11. Solenoide Operado por Piloto.

Fuente: (IMCOSA, 2013, p. 86)

1.4.10 Características de las válvulas solenoide

- La válvula solenoide opera en cualquier posición, menos de cabeza. Sin embargo, la posición recomendada es en forma horizontal con la bobina hacia arriba.
- Válvula solenoide y bobina se surten por separado. Disponible con bobina incluida AMG con voltaje dual 120/240 V, 50/60 Hz.
- Fácil reemplazo de la bobina.
- Bobina con aislamiento clase F, para larga duración.

1.4.11 Válvulas de cuatro vías

Las válvulas de solenoide generalmente son conocidas como válvulas reversibles. Este tipo de válvulas tienen tres salidas y una entrada en común.

Las válvulas de cuatro vías tienen cuatro conexiones: presión (P), tanque (T), avance (A), y retracción (B).

Los cilindros de doble efecto requieren una válvula de cuatro vías que proporcione el control del flujo a cada conexión del cilindro.

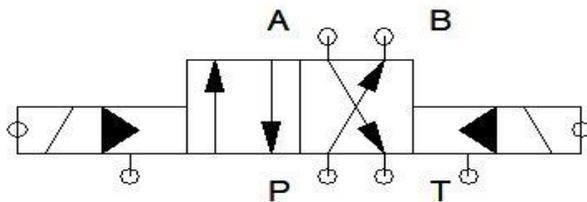


Figura 12. Símbolo de una válvula de cuatro vías, operada por solenoide.

Fuente: FluidSim Hidráulica.

1.4.12 Configuración central

La posición central de una válvula es el lugar donde no se requieren movimiento por parte del componente hidráulico, ya sea esté una herramienta o un cilindro.

La configuración más común es la de centro cerrado, que se utiliza principalmente para ejercer un control independiente de aplicaciones múltiples en cilindros. Esta configuración también minimiza o anula el movimiento del cilindro, pero además permite que la bomba siga acumulando presión y la aísla del circuito.

El uso de este tipo de válvula puede requerir algún medio de descarga de la bomba para evitar la acumulación de calor.

1.5 Bombas

El uso que se le da a la bomba hidráulica, es el de proporcionar movimiento a un determinado fluido y transformar la energía mecánica del motor, en energía hidráulica, proveyendo la fuerza suficiente para transferir energía. Las bombas hidráulicas se pueden clasificar en términos de flujo y presión. Uno de los principales términos con los que se puede encontrar en una bomba hidráulica, es el caudal o también llamado como salida de volumen; este caudal es la cantidad de fluido que provee la bomba en un tiempo predeterminado y a una velocidad específica. Las bombas hidráulicas no son las encargadas de producir presión, ya que la presión suministrada a la salida depende de la oposición al flujo en el circuito hidráulico. Cuando se habla de una clasificación, nos podemos encontrar con un tipo de bombas; las bombas rotativas o giratorias. Este tipo de bombas utiliza un grupo rotativo o giratorio para suministrar y trasladar el fluido desde la entrada al circuito a la salida, suministrando movimiento. A su vez las bombas giratorias se clasifican en bombas de pistones, bombas de engranes o bombas de paletas. También se puede encontrar bombas clasificaciones de bombas de acuerdo al desplazamiento del fluido, se las conoce como instrumentos de desplazamiento positivo o no positivo. La principal diferencia entre las bombas de desplazamiento positivo o no positivo, es que, al hablar de sentido positivo, se habla que desplazar una cantidad delimitada de fluido en cada choque o giro, y las bombas de desplazamiento no positivo suministran un flujo continuo de fluido. Las bombas más utilizadas en los sistemas hidráulicos son las de desplazamiento positivo. Las bombas de desplazamiento no positivo se utilizan más en aplicaciones donde se necesita baja presión con un gran rendimiento volumétrico.

Cuando se habla de bombas de desplazamiento positivo, se puede encontrar con bombas de desplazamiento fijo o desplazamiento variable. La bomba de desplazamiento fijo tiene a su salida una velocidad constante generada por la bomba; mientras que una bomba de desplazamiento

variable, tiene la posibilidad de ajustar esa salida de velocidad generada por la bomba, modificando la forma de la cámara de desplazamiento (U.S. Army Materiel Command, 1976).

1.5.1 Bombas de Engranajes

Este tipo de bombas son las ocupadas para los sistemas hidráulicos, ya que cuenta con un gran repertorio de clasificaciones, ya sea por flujo o por presión. En este tipo de bombas, las únicas partes que son móviles son los engranes y el accionamiento.

Cuando se habla de bombas por engranes, se puede encontrar dos tipos, las bombas de engranes externos e internos.

Cuando dos o más engranes se acoplan con una holgura muy pequeña, estamos hablando de bombas de engranes externos. El movimiento que generan los engranes por configuración externa, producen una succión en la entrada, haciendo que el fluido sea aspirado dentro del cuerpo de la bomba. A medida que los dientes engranan en el lado de la salida, el fluido se desplaza y sale a través de la bomba. Existen tres tipos de bombas por engranajes, las bombas de engranes rectos, las bombas de engranes helicoidales y las bombas de engranes de espiga.

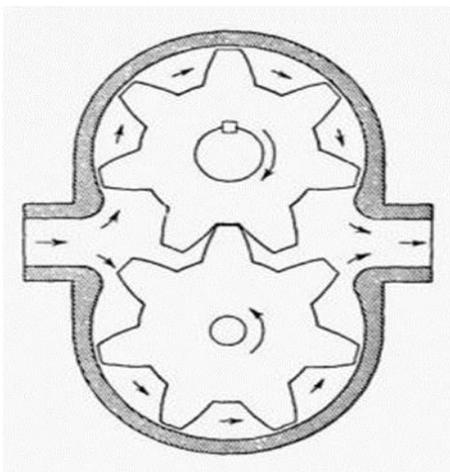


Figura 13. Bomba hidráulica rotatoria de engranajes rectos.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-3)

Ahora se va a dar una breve reseña acerca de las bombas con engranajes internos. Este tipo de bombas tienen un engrane dentro de otro engrane, ambos engranes giran en el mismo sentido, el engrane interior suele girar a una velocidad superior que el engrane externo. El fluido es succionado al interior de la bomba cuando los dientes de los engranes comienzan a alejarse y desplazándose a la salida de la bomba (U.S. Army Materiel Command, 1976).

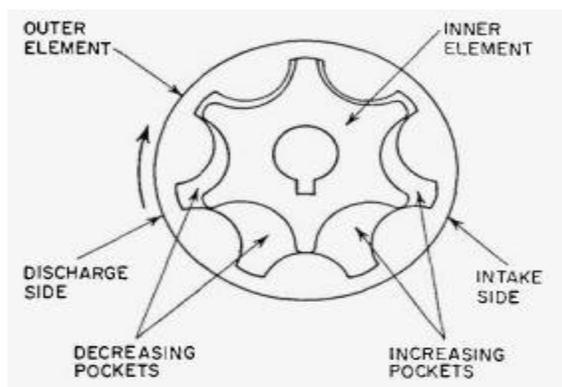


Figura 14. Bomba hidráulica de engranajes internos Gerotor.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-4)

1.5.2 Bombas de Paletas

Cuando se habla de una bomba de tipo paleta, se habla de un estator insertado en una estructura en forma de leva. El estator está formado por segmentos radiales que albergan paletas. Cuando el estator gira, las paletas son obligadas a desplazarse de manera radial hacia afuera debido a la fuerza centrífuga generada en el interior de la bomba. Las bombas de este tipo pueden operar a velocidades de hasta 2000 revoluciones por minuto, y se las puede encontrar con capacidades de hasta 2500 psi. Son de fácil construcción, tienen un alto grado de fiabilidad y el mantenimiento es muy asequible.

Entonces al referirse a una bomba de tipo paleta, se entiende que el costo será parcialmente bajo, teniendo en cuenta que el equipo tendrá una larga vida útil, ya que el desgaste de las paletas

es mínimo debido a que se acoplan al movimiento radial de la bomba. Tienen una eficiencia volumétrica relativamente alta y tienen una amplia variedad de valores de salida.

En la bomba de paletas no balanceada, el rotor y la carcasa de la leva son excéntricos (Fig. 15). La succión de la bomba se genera en la región donde las paletas comienzan a moverse hacia fuera. El líquido es llevado alrededor del rotor por las paletas, que forman un cierre hermético con el alojamiento y las placas extremas, y se descarga a medida que las paletas son forzadas a regresar a las ranuras del rotor por el alojamiento excéntrico (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-5).

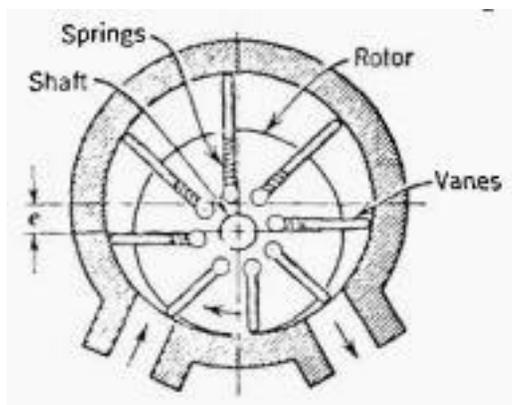


Figura 15. Bomba hidráulica de paletas desbalanceadas.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-5)

Antes se mencionó el tipo de bombas de desplazamiento fijo y variable, las bombas de paletas no balanceadas pueden ser de este tipo. Cuando se tiene una bomba de desplazamiento fijo, el constante volumen del fluido es arrojado mediante cada giro del estator. Si se quiere tener una bomba de desplazamiento variado, entonces la carcasa debería moverse usando como punto de referencia el estator, modificando así la excentricidad y a su vez el desplazamiento. El desbalanceo es el causal de grandes esfuerzos en los rodamientos y a menudo condicionan la aplicabilidad de

las bombas de paletas a presiones de funcionamiento menores de 1500 giros por minuto (U.S. Army Materiel Command, 1976).

Por otra parte, cuando hablamos de equilibrio hidráulico, se consigue cuando el estator se encuentra alojado en el cuerpo de una carcasa elíptica, teniendo como resultado una bomba de paletas balanceadas. Este tipo de conformación genera dos volúmenes de desplazamiento de diámetros totalmente opuestos. Este tipo de bombas son dispositivos de desplazamiento fijo, en este tipo de bombas se generan zonas de gran presión que provocan el equilibrio de las fuerzas hacia el eje del estator (U.S. Army Materiel Command, 1976).

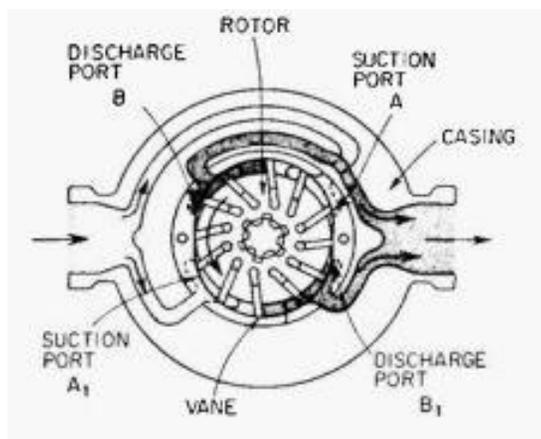


Figura 16. Bomba Hidráulica de Paletas Balanceadas.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-6)

1.5.3 Bombas de Pistón

Las bombas de pistón prestan altas capacidades de presión y una elevada eficiencia volumétrica. Otro aspecto a considerar en una bomba de pistón, es que esta ópera a más de 2000 giros por minuto y al igual que las bombas anteriores, está disponible en una gran variedad de clasificaciones de salida. Al tener una configuración compacta y ligera, este tipo de bombas es óptima para aplicaciones que requieren una alta potencia, tiene un nivel pequeño de ruido ya que

es de trayectoria lineal y optimiza los rangos de potencia elevados, más allá de los 20CV. Este tipo de bombas se clasifican de acuerdo al movimiento del pistón, existiendo tres tipos de este tipo: axiales, radiales o giratorias (U.S. Army Materiel Command, 1976).

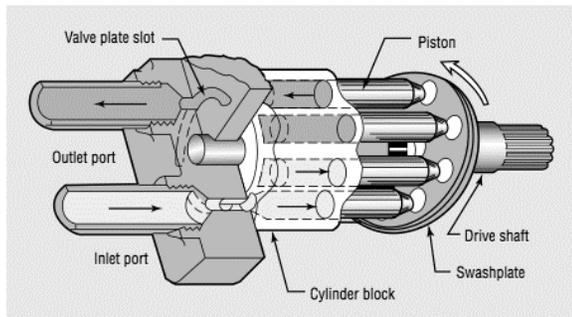


Figura 17. Bomba de Pistón de configuración Axial.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

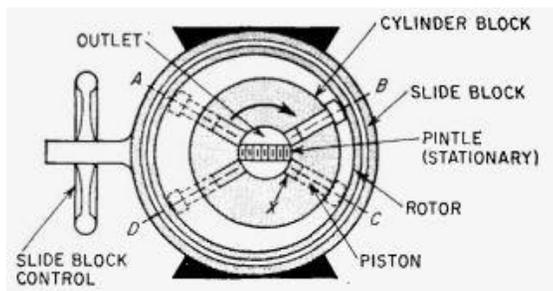


Figura 18. Bomba de Pistón de configuración Radial.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-7)

Los motores de pistones radiales tienen en el centro una especie de cilindro acoplado a un eje como se muestra en la figura 18. El cilindro tiene un número determinado de pistones que coinciden de manera coincidente en cavidades de tipo radial. La pared externa de los pistones se encuentra apoyado sobre un rotor. El fluido con una determinada presión ingresa mediante una

ranura ubicada en el centro del cilindro para de esta manera activar los pistones hacia afuera; que a su vez estos son presionados contra el rotor impulsor y las fuerzas producen rotación en el centro.

Al mover el bloque de deslizamiento en dirección lateral, se cambia la carrera de los pistones, lo que por ende causa un cambio en el desplazamiento del motor. Cuando la línea central del barrilete y la carcasa coinciden, el flujo se anula, por lo que el cilindro se detiene.

Al mover el bloque fuera de centro hacia el otro lado invierte la dirección de rotación.

(Ricardo Solorzano, 206AD)

Los motores de tipo pistón radial tienen un nivel elevado de precisión al momento de su construcción, por este motivo son sumamente eficientes y con una vida útil prolongada, reflejando así un costo mayor en comparación a sus semejantes. Abastecen un torque elevado a revoluciones bajas y una extraordinaria operación a bajas rpm sin disminuir así su eficiencia. Por el contrario de los de tipo axial, este tipo de configuración tiene una limitante a altas revoluciones.

También es muy común encontrarse con motores de pistón de configuración giratoria como se muestra en la figura 19.

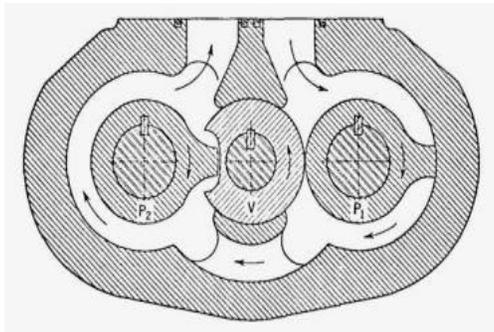


Figura 19. Bomba de Pistón de configuración giratoria.

Fuente: (U.S. Army Materiel Command, 1976, p. 2-7)

1.6 Análisis de elementos finitos

1.6.1 Análisis estático lineal

El realizar un diseño previo brindará resultados a la hora de simular y realizar análisis estáticos lineales y no lineales, de fatiga y de pandeo. De igual manera, el software utilizado para la simulación permite resolver problemas de una forma intuitiva al mismo tiempo que se diseñan las partes mecánicas, permitiendo un ahorro de tiempo y trabajo a la hora de encontrar soluciones de diseño óptimas (Lázan, 2014).

1.6.2 Ventajas del análisis

Una vez construida una pieza, se deberá verificar el correcto funcionamiento del modelado en el área en donde va a trabajar, si no se contará con la herramienta de simulación, se debería realizar la elaboración del modelo, fabricar un diseño previo al definitivo, realizar pruebas del diseño previo en el área donde va a funcionar el modelado, obtener los resultados de las pruebas de campo y al final los cambios al diseño acorde a los resultados arrojados en la prueba de campo, lo que generaría un alto costo y una gran demanda de tiempo para obtener el modelado final, este desarrollo se lo realizaría hasta obtener la solución del problema.

Como conclusión, la herramienta de simulación es muy importante para ahorrar tiempo y pruebas de campo, disminuyendo los costos elevados que demandan este tipo de pruebas, en vez de este proceso se realizará una o varias simulaciones del diseño previo, utilizando software de computadora; aminorando el número de ciclos de desarrollo de un determinado producto, dando como resultado una mejora sustancial en un determinado modelado, mediante los ensayos y la recopilación de información de la simulación, para así tomar la última decisión a la hora del maquinado de una determinada pieza o modelado (Lázan, 2014).

1.6.3 Conceptos básicos del análisis

El software de simulación, utiliza el modo de elemento finito (FEM), que no es más que un método numérico empleado para el análisis de diseños de ingeniería. Este método es estimado como un método estándar a la hora de realizar análisis de modelados en ingeniería, y esto se debe a su compatibilidad para ser puesto en marcha en una computadora. La característica principal de este método es, que divide en muchas secciones pequeñas adoptando una forma simple a la que se le denomina elemento, concediendo sustituir de forma segura un problema difícil, a varios problemas mucho más simples, los mismos que serán solucionados de manera coincidente (Lázan, 2014).



Figura 20. Modelo CAD de una pieza.



Figura 21. Modelo subdividido en piezas pequeñas (elementos).

Fuente: (Lázan, 2014, p. 10)

El desarrollo de división del modelo en muchas piezas más pequeñas se le conoce con el nombre de mallado, de igual manera, todos los elementos que conforman el mallado tienen el nombre de nodos. “El método de elemento finito emplea elementos con formas diferentes” (Lázan, 2014, p. 10).

Según el tipo de análisis o del elemento se obtendrá un resultado, siendo este resultado dependiente de la respuesta en los nodos del elemento. Cada uno de los nodos es detallado por un determinado número de parámetros. En el análisis estructural, el resultado de un nodo está detallado según sus grados de libertad.

Las ecuaciones que formula el software hacen referencia a resultados de las cargas, restricciones y las propiedades del material, un claro ejemplo es cuando se realiza el análisis de tensiones, ya que el programa encuentra desplazamientos en los nodos para luego calcular las deformaciones unitarias y por ultimo las tensiones, esto lo logra al agrupar en un conjunto las ecuaciones algebraicas simultaneas y resolver las ecuaciones desconocidas (Lázan, 2014).

1.6.4 Gestor de simulación

Este es el encargado de organizar el sistema de análisis. El gestor de simulación es el encargado de definir las sujeciones donde aparecen las restricciones de la pieza que va a ser sometida al análisis de elementos finitos; también podemos implementar las cargas externas que interactuarán con el modelado y en este apartado se detallaran las conexiones del modelado donde aparecen las definiciones de contacto. A través del gestor de simulación se puede tener una percepción más práctica de la información importante en el proceso del análisis de elementos finitos (Lázan, 2014).

1.6.5 Estudios de simulación

Es muy importante considerar las circunstancias de cargas, los condicionantes de probables siluetas y las pruebas de los diferentes tipos de materiales que serán sometidos a análisis de un modelo específico. Las propiedades de un determinado estudio instauran alternativas ligadas a un determinado estudio. De esta forma, “los estudios de diseño y fatiga emplean la malla de estudios

asociados; los estudios de caída utilizan una malla solida; y por último, los estudios de diseño de recipientes a presión combinan resultados y no requieren una malla” (Lázan, 2014, p. 12).

El software establece de manera automática, el tipo de malla de acuerdo a la geometría del modelado que va a ser sometido al análisis de elementos finitos. Existen algunos tipos de mallado, a continuación, se detalla cada tipo:

Tabla 1

Tabla con los tipos de malla que ofrece el simulador

Malla sólida	Todos los modelados de tipo solidos se mallan como elementos sólidos de tipo tetraédrico.
Malla de vaciado	Las geometrías de la superficie y las planchas metálicas de espesor uniforme se mallan con elementos de vaciado triangulares. Solo en los estudios de caída los sólidos de chapa metálica se convierten en sólidos y se mallan con elementos sólidos.
Malla de viga	Los miembros estructurales y las soldaduras se mallan con elementos en viga. Puede tratar una extrusión (mallas con elementos sólidos de forma predeterminada) como una viga.
Malla mixta	Cuando hay varias geometrías en el mismo modelo, se genera una malla mixta.

Fuente: (Lázan, 2014, p. 13)

El uso que se le puede dar a los estudios de simulación pueden ser múltiples, entre los más importantes, ahorrar tiempo y disminuir los costos de producción de un determinado modelado, ya

que nos ahorrará las pruebas de campo; también puede utilizarse para verificar cuan seguro es un determinado producto, ya sea que este exista o este en la etapa de diseño.

1.6.5.1 Comprobar un diseño existente

Al tener ya establecida la geometría de un determinado producto, se puede realizar un control de rendimiento sobre ese determinado modelado, sometiénolo a varios escenarios de trabajo, teniendo así la facilidad de mejorar el rendimiento o de ahorrar en material.

1.6.5.2 Realizar un nuevo diseño

El análisis de un nuevo modelado, nos da la posibilidad de emplear varias pruebas con diferentes configuraciones geométricas y de materiales varios, con la ayuda de las herramientas que nos provee el software, teniendo así facilidad de cambiar las condiciones de trabajo y poder evaluar el diseño previo que va a dar solución a un determinado problema, ahorrando tiempo y dinero a la hora del maquinado.

1.6.6 Pasos del análisis

- Se debe crear el análisis de estudio especificando de que tipo es el estudio a realizar.
- Se debe establecer los parámetros (tipo de material, fuerzas externas, etc.)
- Definir las propiedades del material a utilizar en el modelado.
- Establecer y detallar las restricciones y cargas.
- Los elementos estructurales con piezas de viga son mallados de forma automática por el software.
- Cuando hay varias geometrías en el mismo modelo, se genera una malla mixta.
- Se debe crear el mallado del modelo para poder dividirlo en muchas partes mucho más pequeñas.
- Por último, se debe ejecutar el estudio.

CÁPITULO II

2 METODOLOGÍA

2.1 Evaluación de la máquina actual

Para que la máquina donada a los laboratorios pueda ser repotenciada deberá cumplir ciertos requerimientos mínimos y se deberá realizar un levantamiento de perfil inicial. A continuación, se detallan los requerimientos mínimos que deberá cumplir la máquina universal de ensayos:

Tabla con las especificaciones mínimas necesarias que debería cumplir la maquina donada a la facultad:

SPECIFICATIONS :								
MODEL		UTN-10	UTN-20	UTN-40	UTN-60	UTN-100	UTN-200	UTN-300
Maximum Capacity	kN	100	200	400	600	1000	2000	3000
1st measuring range	kN	0-100	0-200	0-400	0-600	0-1000	0-2000	0-3000
Minimum Graduations	kN	0.2	0.4	1	1	2	4	5
2nd measuring range	kN	0-50	0-100	0-200	0-300	0-500	0-1000	0-1500
Minimum Graduations	kN	0.1	0.2	0.5	0.5	1	2	2.5
3rd measuring range	kN	0-25	0-50	0-100	0-120	0-250	0-500	0-600
Minimum Graduations	kN	0.05	0.1	0.25	0.2	0.5	1	1
4th measuring range	kN	0-10	0-20	0-40	0-60	0-100	0-200	0-300
Minimum Graduations	kN	0.02	0.04	0.1	0.1	0.2	0.4	0.5
Clearance for Tensile at fully descended working piston	mm	50-700	50-700	50-700	50-800	50-850	50-900	50-900
Clearance for Compression test at fully descended working piston	mm	0-700	0-700	0-700	0-800	0-850	0-900	0-900
Clearance between columns	mm	500	500	500	600	750	850	850
Ram Stroke	mm	150	200	200	250	250	300	300
Straining/piston speeds (at no load)	mm/min	0-300	0-150	0-150	0-100	0-80	0-45	0-50
CONNECTED LOAD								
HP		1.3	1.3	2.3	2.5	3.5	6.5	8.5
V		400-440	400-440	400-440	400-440	400-440	400-440	400-440
O		3	3	3	3	3	3	3
DIMENSIONS								
L x W x H (approx.)	mm	2032 x 750 x 1960	2032 x 750 x 1960	2060 x 750 x 2180	2265 x 750 x 2534	2415 x 815 x 2900	3000 x 1200 x 3600	3500 x 1900 x 4550
Weight (approx.)	kg	1500	1500	2500	3500	5500	12 500	22 000

Figura 22. Parámetros mínimos de una máquina universal de materiales que trabaja a 30 toneladas de presión.

Fuente: (Pvt., n.d., p. 4)

2.2 Selección de equipo UTM-30

El proceso de selección del sistema hidráulico se lo realizó utilizando al ensayo de compresión de hormigón como crítico. Según la Norma Técnica Ecuatoriana INEN 1573:2010 el hormigón de cemento hidráulico puede ser utilizado dentro del ensayo a compresión utilizando cilindros de 150mm por 300mm (6x12pulg) y de 100mm por 200mm(4x8pulg).

El coeficiente de variación dentro del ensayo representa la variación esperada de la resistencia medida de los cilindros compañeros preparados con la misma muestra de hormigón y ensayados por un laboratorio a la misma edad. Los valores dados para el coeficiente de variación dentro del ensayo de cilindros de 150 mm por 300 mm son aplicables para resistencias a compresión en un rango de 15 MPa a 55 MPa y para los cilindros de 100 mm por 200 mm son aplicables para resistencias a compresión en un rango de 17 MPa a 32 MPa.(INEN-1573, 2002, p. 9)

Se toma como referencia la Norma ASTM C31 para ensayo de compresión en probetas de concreto. Esfuerzo permisible del concreto igual a $280 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

$$\text{dia_probeta} = 150 \text{ mm}$$

$$\text{esfuerzo_permisible} = 27.459 \text{ MPa}$$

$$\text{fuerza} = \text{esfuerzo_permisible} * \pi * \frac{(\text{dia_probeta})^2}{4} = 485.234 \text{ kN}$$

La fuerza requerida para romper la probeta es de 485.234kN, la cual se toma como limitante o fuerza máxima que generará la máquina de ensayos hidráulica. El fabricante de cilindros hidráulicos hydrafore especifica que la capacidad máxima de un cilindro de 50 toneladas en fuerza de empuje es de 496kN, superando la fuerza requerida para romper la probeta y siendo óptimo para utilizarlo en este tipo de ensayos.

En función del tonelaje del cilindro, el fabricante detalla las siguientes especificaciones:

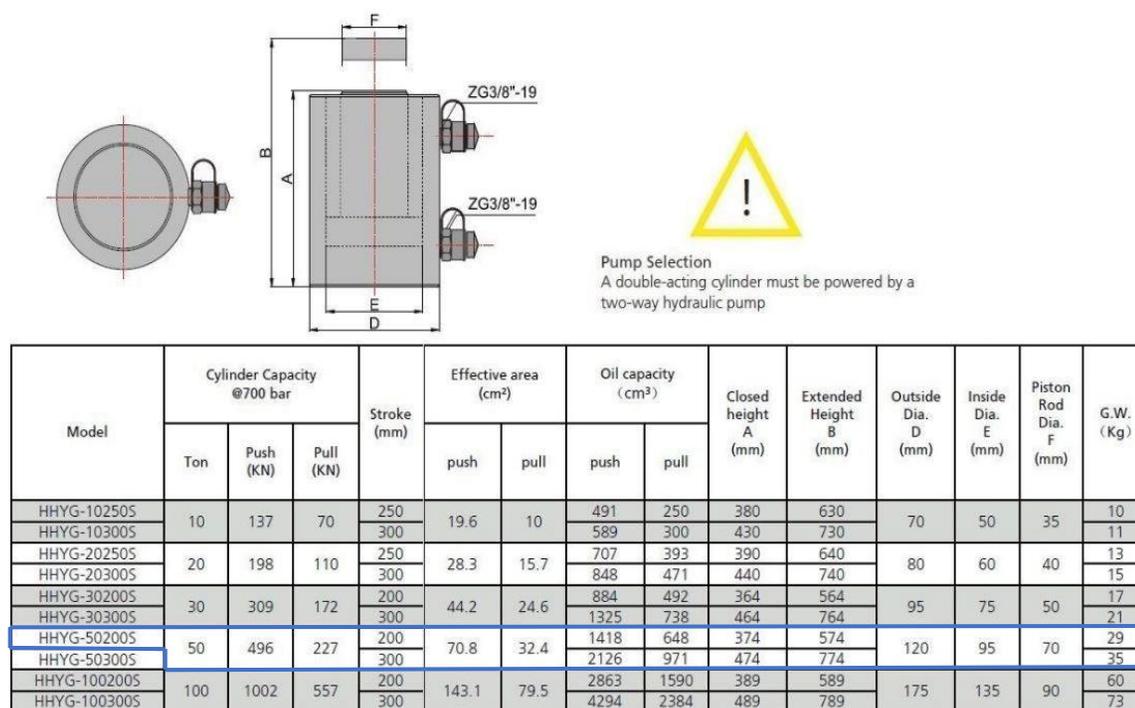


Figura 23. Datos técnicos para la selección de un cilindro de doble efecto de la marca Hydrafore.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

Se procede a seleccionar el modelo de cilindro HHYG-50200S, ya que es el que cumple con los requerimientos del sistema.

2.3 Selección de la bomba en base al cilindro seleccionado

$$\text{fuerza} = 485.234 \text{ kN}$$

$$\text{dia} = 4.72 \text{ in} = 11.989 \text{ cm}$$

$$\text{área_cilindro} = \pi * \frac{(\text{dia})^2}{4} = 0.011 \text{ m}^2$$

$$\text{presión} = \frac{\text{fuerza}}{\text{área_cilindro}} = (6.234 * 10^3) \text{ psi}$$

Como la máxima presión a la que trabajan todas las bombas Hydrafore es de 10000psi y la presión requerida para el sistema es de 6234 psi, entonces se procede a escoger la bomba eléctrica (doble efecto activada por una válvula tipo solenoide) con la finalidad de adaptar al sistema HMI para controlar el proceso.

Technical parameters:	
Model:	B-630B-I
Function:	Double-acting, footpedal solenoid valve
Oil output at low pressure (L/min):	5
Oil output at high pressure (L/min):	0,7
Max. pressure (Bar):	700
Oil capacity (cm ³):	8000
Motor:	0,75 kW, 230V
Weight (kg):	27
Shipping volume (cm):	33x25x47

Figura 24. Parámetros técnicos de la bomba B-630B-I Hydrafore.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

2.4 Esquema de la válvula tipo solenoide del sistema

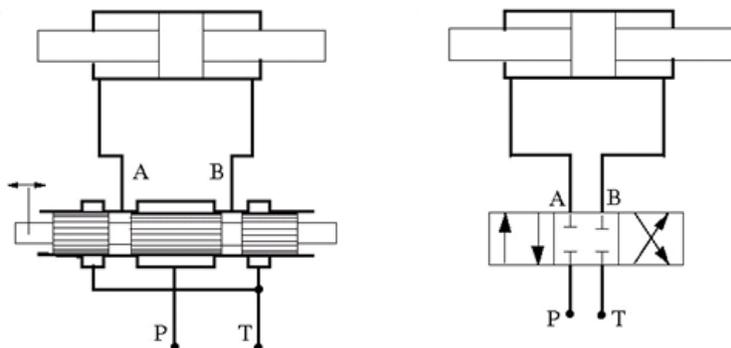


Figura 25. Dibujo esquemático de la válvula tipo solenoide

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

El control de este tipo de válvulas activadas por solenoide, es un control on/off, ya que no pueden operar en posición moduladora, es decir no se puede regular el flujo ya que puede estar completamente abierta o completamente cerrada.

2.5 Partes reales de la bomba tipo pistón axial del sistema hidráulico

A continuación, se muestra una imagen real enviada por el grupo Hydrafore para poder apreciar el diseño interno de la bomba sin tener que desarmarla para estos fines, gracias al soporte técnico de hydrafore, se puede apreciar la configuración interna de la bomba de pistones axiales:

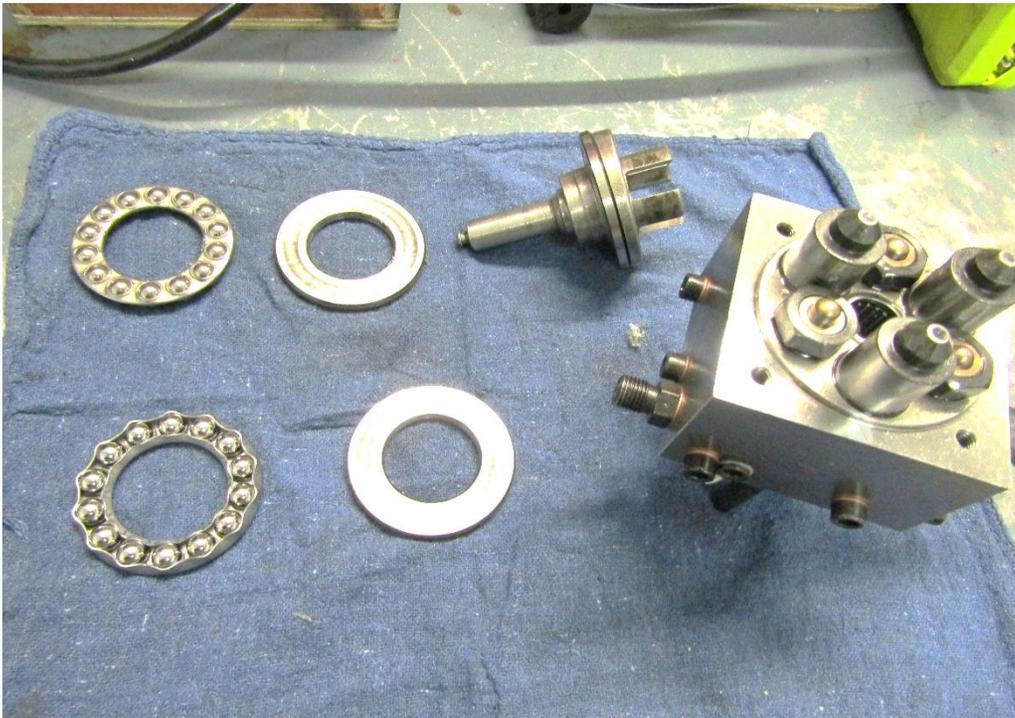


Figura 26. Despiece real de la bomba tipo pistón axial hydrafore.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

Se puede observar un esquema de una bomba de pistones axiales en línea que cuenta con tres pistones; como dato general, los motores de pistones de tipo axial tienen una muy buena

capacidad a altas revoluciones, pero tienen limitaciones a bajas velocidades, mientras se trabaje a velocidades bajas de hasta 100 rpm no se han hallado inconvenientes en este tipo de bombas.

Si se tiene un número mayor de pistones, se suministrar más potencia al sistema, por consiguiente, se puede llegar a tener una extraordinaria eficiencia de bombeo. Este tipo de bombas es muy sensible a cualquier tipo de impurezas y contaminación del fluido lubricante, por consiguiente, se debe mantener un mayor cuidado de los equipos para garantizar un mejor funcionamiento.

2.6 Accesorios

2.6.1 Acople hidráulico HH-2



Figura 27. Acoples hidráulicos utilizados en el sistema hidráulico.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

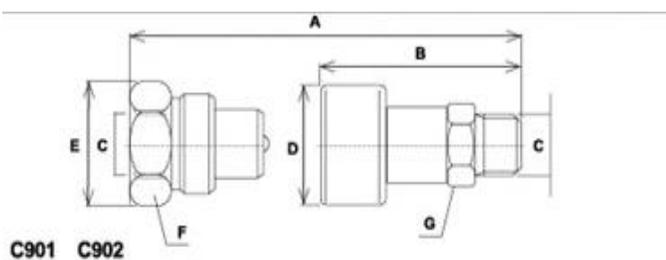


Figura 28. Selección de acoples en base a sus dimensiones.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

Tabla 2
Parámetros técnicos del conector HH-2.

Parámetros técnicos		
Modelo	HH-2	
Método de conexión	Con rosca	
Presión máxima (Bar)	700	
Medidas	A (mm)	90
	B (mm)	61
	C	3/8" NPT
	D	----
	E (mm)	30

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

2.6.2 Mangueras



Figura 29. Modelo de manguera RH-2.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

Tabla3
Parámetros técnicos manguera RH-2.

Modelo	RH-2
Revestimiento	Caucho
Longitud (m)	2
National Pipe Thread	3/8" NPT
Presión máxima (Bar)	700
Peso (kg)	3
Diámetro interno (pulg)	0.25 y 0.38

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

2.6.3 Manómetro hidráulico de presión (1000 BAR - 100 MM)



Figura 30. Manómetro implementado sobre la válvula de tipo solenoide.

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

Tabla4
Parámetros técnicos de manómetro

Modelo	HM-100 con soporte
Rosca de conexión del manómetro	1/2" BSP

Soporte de conexión	3/8" NPT
Presión (Bar)	0-1000
Peso (Kg)	1

Fuente: (EZ-Tools USA, n.d.)

2.7 Esquema de circuito hidráulico UTM-30

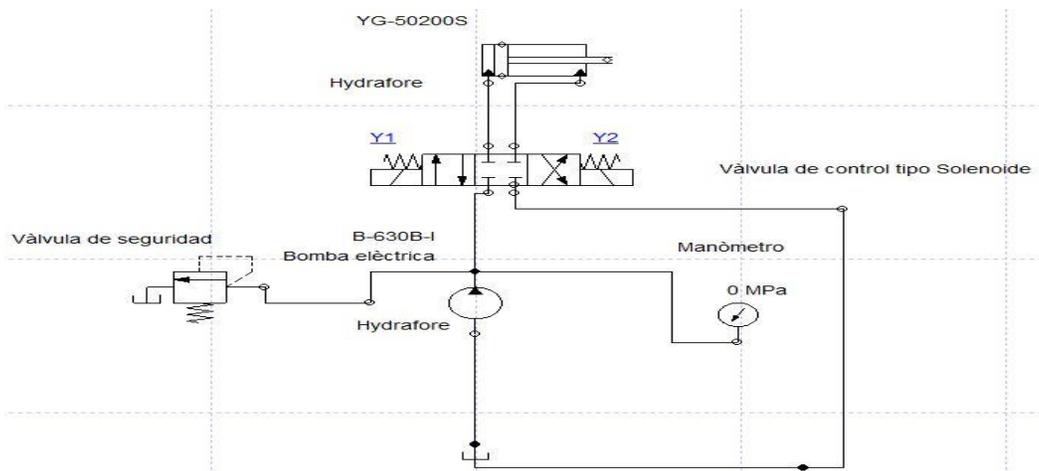


Figura 31. Esquema hidráulico de control UTM-30.

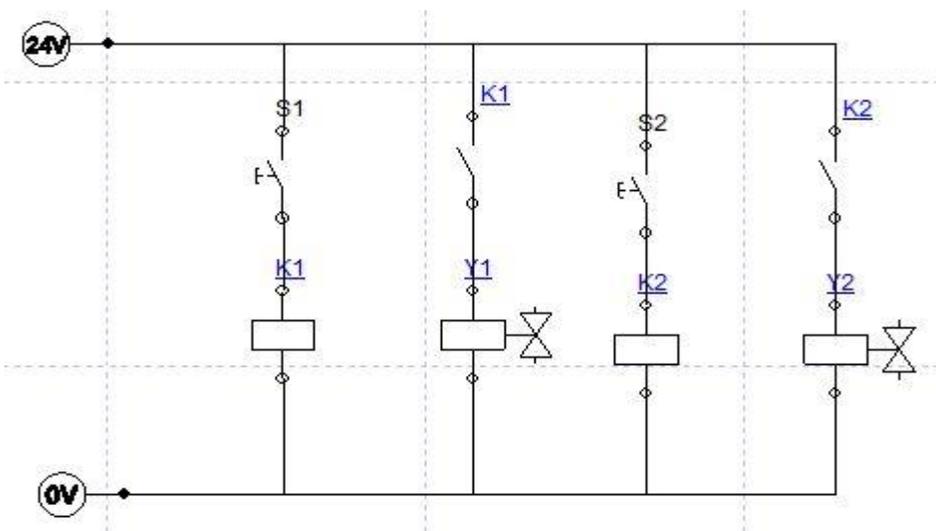


Figura 32. Esquema hidráulico de potencia UTM-30.

2.8 Base de alojamiento del Cilindro Hidráulico

2.8.1 Diseño de la base

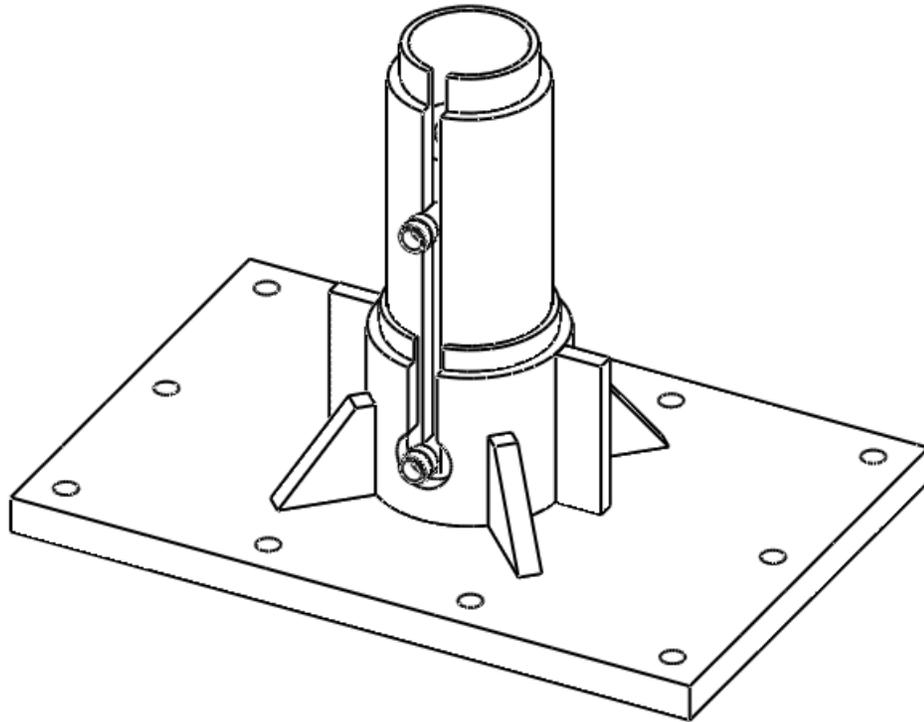


Figura 33. Base de alojamiento del Cilindro Hidráulico YG-50200S.

2.8.2 Diseño de la estructura cilíndrica de alojamiento y refuerzo del cilindro de doble efecto

La geometría para el diseño de la estructura, se basa en la geometría del cilindro de doble efecto. Se debe considerar el alojamiento de las dos conexiones de avance existentes en el costado del cilindro, por lo cual se realizó una ranura que permita el deslizamiento del cilindro hacia el interior de la estructura. Las dimensiones se las detalla en la lámina UTM30-BS-L1-0A y UTM30-BS-L2-0A ubicadas en los anexos del trabajo escrito.

2.8.3 Propiedades mecánicas del acero Mecaplus 470

“La barra perforada de acero Mecaplus 470 proviene de las acerías Vallourec & Mannesmann, de Francia, principales productores europeos de barras perforadas de alta calidad”

(El Acero Webnet Soluciones, n.d, p. 33). Las barras perforadas importadas por el Almacén El Acero contienen un bajo porcentaje de aleaciones no ferrosas lo cual le brinda al material las siguientes especificaciones:

- Una alta amplitud a la hora de ser maquinado.
- Una alta resistencia a la fatiga.
- Posee características homogéneas de procesamiento térmico.
- Posee la característica elevada en cuanto a la soldabilidad del material.
- El peso es reducido por metro cuadrado de material.

Para el diseño y el maquinado de las piezas cilíndricas de la base del cilindro se consideró una barra perforada Mecaplus 470 cementable, material que se utiliza de manera general para la elaboración de bocines, pistas, para empatar funda de eje trasero de los automotores, columnas de taladros, ejes estriados huecos, anillos, etc.

ANÁLISIS TÍPICO %							
	C	Si	Mn	V	P	S	Al
MECAPLUS 470	0.16 - 0.22	0.10 - 0.50	1.30 - 1.70	0.08 - 0.15	≤ 0.030	0.015 - 0.050	≤ 0.010

PROPIEDADES MECÁNICAS:	
<i>Resistencia a la Tracción</i>	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	40 - 47
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	55 - 62
Elongación, A5	17
Dureza de suministro, HB	215

Figura 34. Análisis típico y propiedades mecánicas de la barra de acero Mecaplus 470.

Fuente: (El Acero Webnet Soluciones, p. 33)

Tabla5
Tratamiento Térmico acero Mecaplus 470.

Normalizado	900-920 grados Celsius. Enfriamiento al aire.
Alivio de tensiones	500-600 grados Celsius. Mantenimiento durante dos horas. Luego enfriamiento en el horno al aire libre.
Temple y revenido	900-920 grados Celsius en agua y luego revenido a 500 grados Celsius por una hora.
Cementación	800-950 grados Celsius. Temperatura de endurecimiento 780-830 grados Celsius. Enfriamiento en aceite.
Durezas logradas	58-60 HRC.
Revenido	Entre 150 y 200 grados Celsius.

Fuente: (El Acero Webnet Soluciones, p. 33)

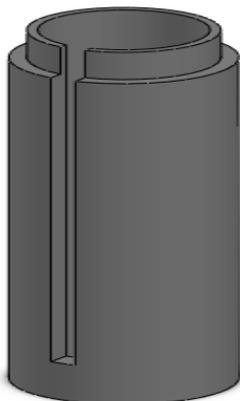
Al momento de seleccionar las barras perforadas se tuvo en cuenta el stock que nos ofrecía el mercado a nivel nacional, para eso se recurrió al almacén El Acero, que nos brindó el catalogo para barras perforadas ubicado en los anexos del documento, el distribuidor únicamente contaba con dos barras perforadas con las siguientes medidas:

Tabla6
Medidas de barras perforadas y su uso en el maquinado de piezas.

	Peso
Diám.Ext. x Diám.Int. (mm)	Pieza a ser maquinada con cada (kg/m) barra perforada.

Camisa interna

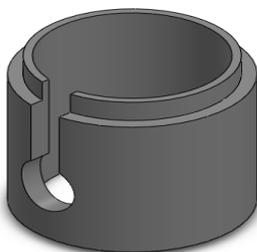
160x95



110.9

Camisa externa

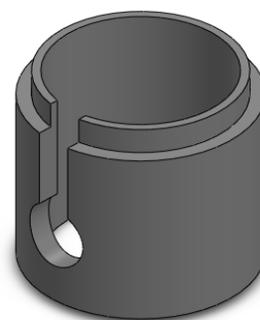
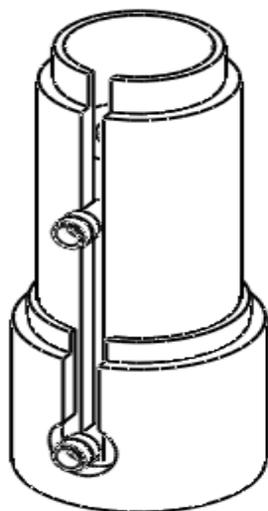
200x150



120.7

Tabla7

Piezas de geometría cilíndrica que alojan a cilindro de doble efecto.



2.9 Diseño de las formas geométricas planas utilizadas en el maquinado para la base del cilindro hidráulico de doble efecto

Para el diseño y el maquinado de las piezas planas de la base del cilindro se consideró el acero ASTM A36 por su relación costo beneficio, más sus propiedades mecánicas óptimas a ser utilizadas en la elaboración de piezas con geometría plana. Las dimensiones se las detalla en la lámina UTM30-BS-L1-0A y UTM30-BS-L3-0A ubicadas en los anexos del trabajo escrito.

2.10 Propiedades químicas y mecánicas del acero ASTM A36

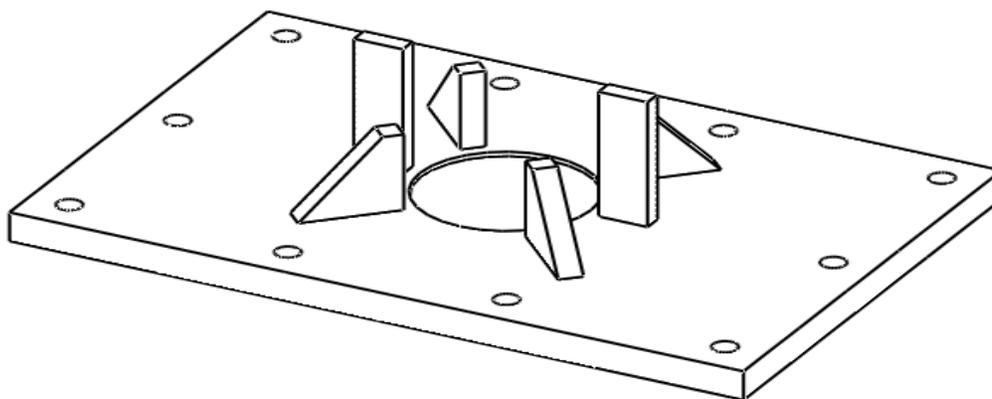


Figura 35. Piezas con geometría plana que conforman la base del cilindro de doble efecto.

Los nervios y la placa base de geometría plana serán construidos con acero ASTM A36, ya que este tipo de aleación de acero es el más utilizado para el maquinado de componentes de la construcción, vigas, estructuras, bases, columnas y elementos de acabado.

Tabla 8
Propiedades Químicas del acero ASTM A36.

Elemento	Mínimo	Máximo
$C^{(2)}$	----	0.260%
$Mn^{(1),(2)}$	----	----

P	----	0.04%
S	----	0.05%
$Si^{(1)}$	----	0.40%
$Cu^{(3)}$	0.200%	----

Fuente: (“Ternium Placa A36,” 2011, p. 1)

Tabla9
Propiedades Mecánicas ASTM A36.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	$2e^{11}$	$\frac{N}{m^2}$
Coefficiente de Poisson	0.26	$\frac{N}{D}$
Módulo cortante	$7.93e^{10}$	$\frac{N}{m^2}$
Densidad de masa	7850	$\frac{kg}{m^3}$
Límite de tracción	$400e^6$	$\frac{N}{m^2}$
Límite de compresión	----	$\frac{N}{m^2}$
Limite elástico	$250e^6$	$\frac{N}{m^2}$

Fuente: (SolidWorks, 2016)

CAPÍTULO III

3 RESULTADOS

3.1 Resultados al evaluar la máquina donada a la facultad

La máquina universal para ensayos de materiales donada a los laboratorios de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, tiene la función de evaluar materiales a través de ensayos destructivos, con fines de estudio científico para los estudiantes de la carrera de ingeniería en mecatrónica.

El objeto de evaluar o realizar un perfil inicial de la máquina de ensayos destructivos de materiales, es el de verificar que los datos proporcionados por el sustento teórico correspondan a los datos a evaluar en la estructura de la máquina y sus componentes como son: conjunto bomba-motor, el cilindro hidráulico de doble efecto, válvula de control manual, mangueras, estructura y accesorios en general.

3.2 Máquina universal de ensayos destructivos para materiales

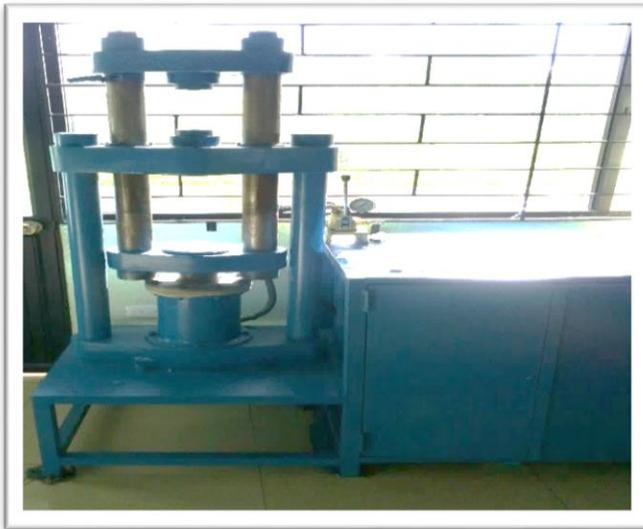


Figura 36. Máquina de ensayos destructivos para materiales ubicada en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

Se trasladó la máquina que se encontraba ubicada en los laboratorios de la facultad, a un taller mecánico especializado, ya que en los laboratorios no se cuenta con el espacio físico adecuado para trabajar con este tipo de máquinas y tampoco se disponía de la herramienta necesaria para realizar el despiece mecánico y el análisis de cada uno de los elementos.

3.3 Cilindro doble efecto implementado en la máquina universal de ensayos



Figura 37. Cilindro hidráulico de doble efecto, desmontado de la máquina de ensayos con materiales, donada a la facultad.

Partiendo de los datos especificados en el marco teórico del trabajo entregado a la facultad, el autor propone la construcción de un cilindro de doble efecto capaz de soportar una fuerza máxima de 490 KN, para posteriormente ser instalado en la estructura mostrada en la figura 37.

Se procedió a verificar el estado actual del cilindro hidráulico, y se pudo observar varias inconsistencias las cuales se van a detallar a continuación:

Al momento de desmontar el cilindro de la estructura se pudo observar una fisura en la base del cilindro, por lo que al momento de poner en marcha la máquina, se generaba una pérdida considerable de presión.

Luego se pudo constatar que, en una de las tapas del cilindro, se encontraba ubicado un cojinete que presentaba desgaste y había que sustituirlo por otro nuevo.



Figura 38. Tapa de cilindro que aloja cojinete.

El cilindro como tal necesitaba ser sustituido por un nuevo elemento, no se encontró evidencia alguna que demostrara que el cilindro de doble efecto construido por el autor, fuese capaz de soportar los 490KN que en un inicio fueron calculados.

El trabajo escrito carece de algún tipo de análisis estructural, no existe evidencia de que el autor haya utilizado algún tipo de software de análisis de elementos finitos o de que se haya construido utilizando cualquier tipo de ensayo controlado; tampoco se detalla el material con el que fue construido el cilindro y no existe un factor de seguridad. El autor no creyó pertinente realizar el diseño de las conexiones desde el cilindro hacia las mangueras; no se encontró evidencia

alguna donde se especifique el grosor adecuado de las mangueras para que puedan soportar la presión máxima generado por el sistema hidráulico.

3.4 Motor y bomba de aceite



Figura 39. Base que aloja el motor y se ensambla con la bomba de aceite.

En este apartado se pudo constatar más inconvenientes, y la improvisación a la hora de seleccionar elementos, así como soluciones poco ortodoxas las mismas que quedan fuera de cualquier diseño previo antes de la selección de cada uno de los elementos. Se puede observar en la figura 39, que para unir el motor a la estructura y a la bomba de aceite se utiliza puntos de suelda, los mismos que no se encuentran detallados en el marco teórico de la tesis y tampoco existe el diseño y el análisis correspondiente.

La potencia del motor la calculan en función del caudal y el rendimiento volumétrico de la bomba de aceite, datos que no se pueden verificar en una ficha técnica en la bomba, en alguno de

sus elementos, o en un anexo al marco teórico de la tesis, por consiguiente, los cálculos ubicados en el marco teórico no son los correctos.



Figura 40. Componentes de la bomba de aceite.

El autor tampoco creyó pertinente hacer mención del tipo de lubricante a ser utilizado para el funcionamiento tanto de la bomba como para el accionamiento del cilindro de doble efecto; en la figura 41 se puede observar el lubricante, pero se desconoce su tipo y propiedades



Figura 41. Depósito de aceite de la bomba.

3.5 Vigas fijas y móviles



Figura 42. Esquema del diseño utilizado para las vigas fijas y columnas de la estructura.

Tomando las medidas de las vigas fijas y el ancho de la máquina se obtuvo la siguiente información de la estructura:

Ancho 500mm y de alto un total de 2000mm; no se pudo establecer cuál era el desplazamiento de la carrera del vástago del cilindro de doble efecto ya que se consideró que la maquina no estaba en condiciones de ser puesta en marcha una vez más; tampoco se pudo obtener el dato exacto de la velocidad a la cual se desplazaba el vástago del cilindro con carga y sin carga.

Otra observación con respecto a la maquina donada a la facultad es que la bomba es accionada por una válvula de control manual, y para el presente proyecto se requiere un accionamiento de tipo solenoide con la final de poder implementar un sistema HMI y poder monitorear y adquirir las señales necesarias como: la velocidad de desplazamiento del vástago del cilindro, las fuerzas tanto de compresión como de tracción del sistema, la visualización de la curva característica de deformación del material hasta su punto de ruptura, entre otros. Otro dato curioso es que en la investigación de la tesis donada a la facultad no existe un manual de instalación de los

equipos, así tampoco de un manual de manteniendo preventivo o correctivo de la máquina; la máquina carece de un tablero de control, así como de un botón de paro de emergencia; la estructura con la que cuenta actualmente la máquina es de un solo cuerpo, lo cual dificulta al operario para dar un mantenimiento preventivo y correctivo.

Después de haber realizado el levantamiento inicial del equipo, se llegó a la conclusión de que la máquina en las condiciones actuales, no podría aportar ningún beneficio a un estudiante de ingeniería, por lo que se procedió a dar de baja el equipo y se tomó la decisión de construir un nuevo equipo partiendo de cero, con la finalidad de que la nueva máquina cumpla con los requerimientos mínimos necesarios a la hora de realizar ensayos con materiales.

3.6 Maquinado de la base

3.6.1 Cepillado de las piezas

Se realizó la operación mecánica, con la finalidad de que haya un desprendimiento de viruta y de remover imperfecciones que trae el material por defecto. Se utilizó una maquina cepilladora para producir una superficie plana horizontal y vertical como se muestra en la figura 43.



Figura 43. Piezas de geometría plana salidas de la cepilladora.

3.6.2 Maquinado de la camisa externa que alojará cilindro hidráulico

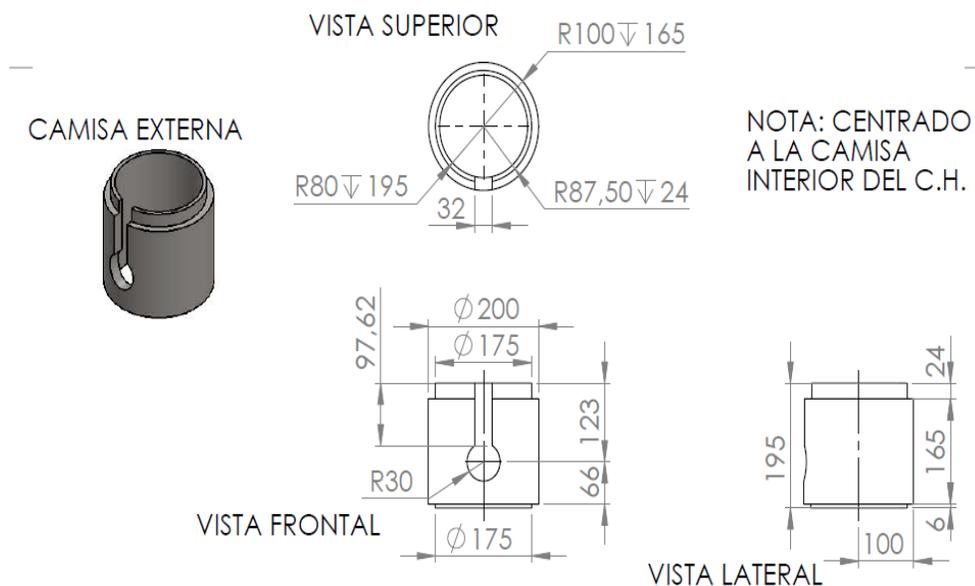


Figura 44. Medidas de camisa externa, planos elaborados en SolidWorks.



Figura 45. Maquinado de camisa externa



Figura 46. Camisa externa terminada.

3.6.3 Maquinado de la placa base

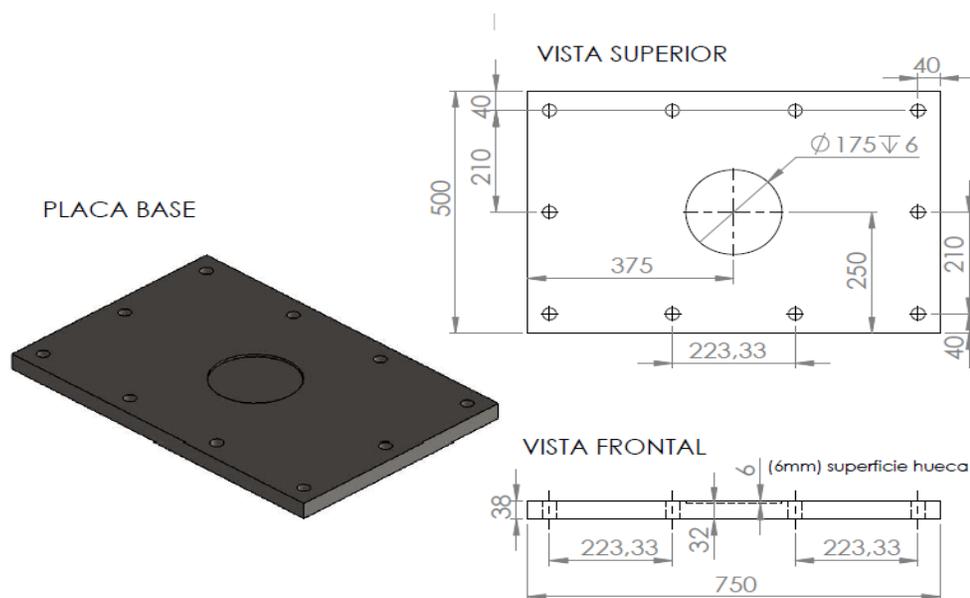


Figura 47. Planos de la placa base.

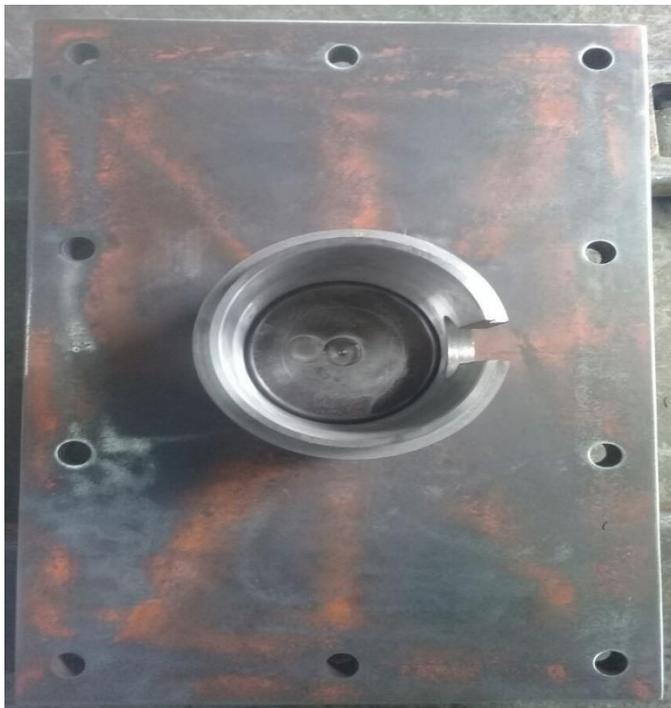
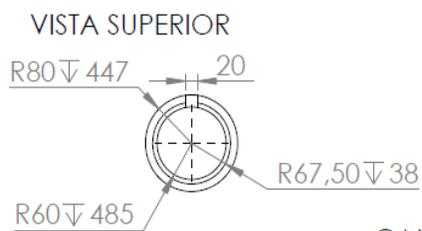
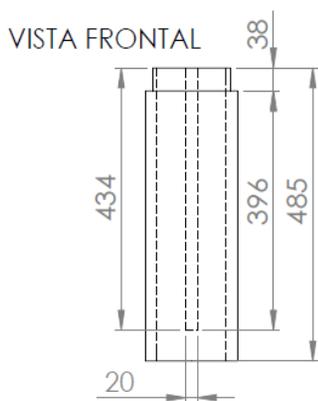


Figura 48. Placa base terminada.

3.6.4 Maquinado de la camisa interna que alojará cilindro hidráulico



CAMISA INTERNA C. H.



NOTA:
CENTRAR CON LA
CAMISA EXTERNA

CENTRAR CON PLACAS
SUPERIOR E INFERIOR
DEL BLOQUE - BASE

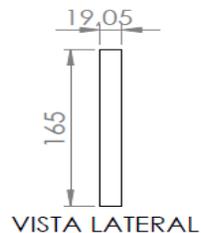
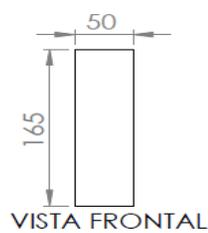
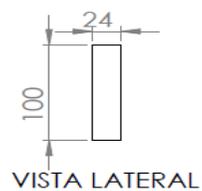
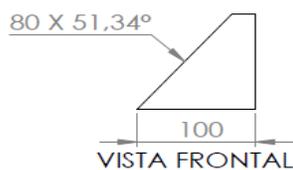
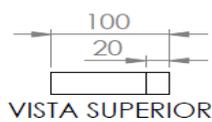
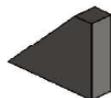
Figura 49. Planos de la camisa interna que alojará el cilindro hidráulico.



Figura 50. Camisa interna terminada y nervios de refuerzo.

ESCALA: 1:5

NERVIO_1



NERVIO_2



Figura 51. Planos de los nervios de refuerzo.

3.7 Soldadura de los elementos que conforman la base del cilindro



Figura 52. Soldadura de todos los elementos que conforman la base del cilindro.

El tipo de soldadura que se empleó en el proceso fue el de tipo MIG (Metal Inert Gas), este tipo de soldadura opera manteniendo un arco de electrodo de hilo tubular sobre las piezas que conforman la base de alojamiento del cilindro hidráulico. El arco y la soldadura se encuentran respaldados por un gas inerte. El electrodo a usar se suministra de manera continua por una pistola de soldadura. Un factor importante a tener en cuenta sobre este tipo de soldadura, es que la pérdida de material es reducida aumentando así la productividad en la empresa metalúrgica.



Figura 53. Soldadura de nervios, camisa externa e interna a la placa base.



Figura 54. Soldadura de tapas de refuerzo de la base.

Una vez concluida la fase de soldadura de los nervios, camisa externa e interna sobre la placa base, se procede a la fijación de los refuerzos externos de la base como se observa en la

figura 54, los refuerzos externos cumplirán la misión de reforzar la estructura base y de proteger los bocines que alojan a los pilares de la estructura principal. Se observa un orificio de forma ovalada, este orificio sirve para manipular la manguera que va desde el cilindro de doble efecto hasta la bomba hidráulica, de esta manera se puede acoplar y desacoplar el cilindro tanto de la base como de la bomba hidráulica al momento de la instalación o al momento de dar el respectivo mantenimiento al sistema hidráulico de la UTM-30.

A continuación, en la figura 55, se observa la base desde una vista lateral, permitiendo apreciar otro pequeño orificio; este orificio cumple la función de dar acceso a un pequeño graseo que se encuentra ubicado en la parte lateral del bocín interno de la base.



Figura 55. Vista lateral de la base terminada.

3.7.1 Instalación del cilindro hidráulico en la base



Figura 56. Cilindro alojado en la base terminada.

La instalación del cilindro se la hizo en el taller de Macusa, el cilindro entra en la camisa interior con un ajuste deslizante con ± 1 un milímetro de tolerancia, la figura 56 muestra el cilindro dentro de la camisa interna y con los debidos acoples de las mangueras ya instaladas.

Para poder ingresar de forma práctica y fácil el cilindro consta de un accesorio que permite levantarlo desde el vástago y poder insertarlo en la camisa interna de la base. Es importante recalcar que el cilindro podrá desacoplarse de la base con la finalidad de poder ser reemplazado cuando haya cumplido su vida útil, gracias a este pequeño accesorio que se atornilla en un pequeño agujero roscado que tiene el vástago.

Como indica el fabricante, los acoples de las mangueras deberán ser ajustadas a mano, ya que estos acoples son del tipo quick connector, facilitando así la instalación entre el cilindro y la bomba, como se muestra a continuación en la figura 57.



Figura 57. Instalación entre la bomba y el cilindro hidráulico.

3.8 Simulación de la base de alojamiento del cilindro hidráulico

3.8.1 Análisis de convergencia de elementos finitos

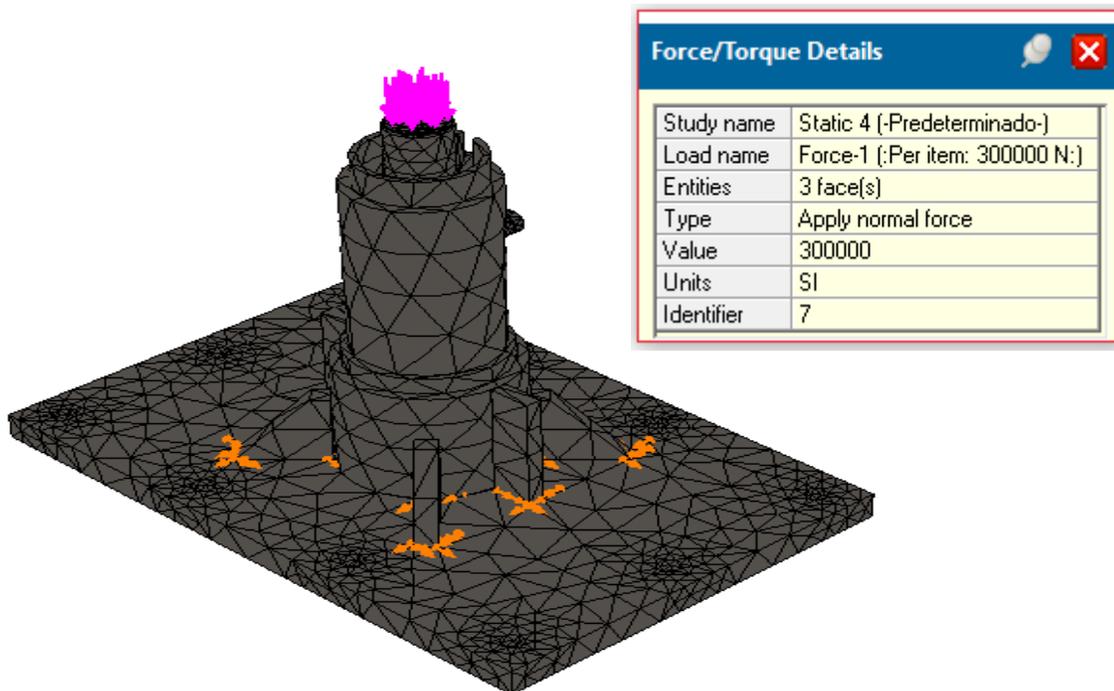


Figura 58. Mallado en el análisis de convergencia de elementos finitos.

Tabla10

Material del émbolo del cilindro de doble efecto a ser sometido al análisis de elementos finitos.

Name:	Strenx Performance Steel (Acero inoxidable)
Yield strength:	1100 MPa
Tensile strength:	1250 MPa
Elastic modulus:	205000 MPa
Poisson's ratio:	0.32
Mass density:	7850 kg/m ³
Shear modulus:	8e+010 N/m ²

3.8.2 Resultados del análisis de convergencia

Tabla 11

Mallas detalladas de los tres análisis de elementos finitos.

Mallas utilizadas para el análisis

Mesh Details		Mesh Details		Mesh Details	
Study name	Static 4 (-Predeterminado-)	Study name	Static 3 (-Predeterminado-)	Study name	Static 2 (-Predeterminado-)
Mesh type	Solid Mesh	Mesh type	Solid Mesh	Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Curvature-based mesh	Mesher Used	Curvature-based mesh	Mesher Used	Curvature-based mesh
Jacobian points	4 points	Jacobian points	4 points	Jacobian points	4 points
Max Element Size	0.0584397 m	Max Element Size	0.0433915 m	Max Element Size	0.0292199 m
Min Element Size	0.0116879 m	Min Element Size	0.0086783 m	Min Element Size	0.00584397 m
Mesh quality	High	Mesh quality	High	Mesh quality	High
Total nodes	23276	Total nodes	27860	Total nodes	36198
Total elements	13065	Total elements	15753	Total elements	20624
Maximum Aspect Ratio	47.454	Maximum Aspect Ratio	70.442	Maximum Aspect Ratio	37.908
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	78.2	Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	85.3	Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	89.8
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	2.64	Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	2.21	Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	1.06
% of distorted elements (Jacobian)	0	% of distorted elements (Jacobian)	0	% of distorted elements (Jacobian)	0

Tabla 12

Resultados de los análisis de tensiones de Von Mises en las tres simulaciones

	Static #4	Static #3	Static #2
Name	Stress	Stress	Stress
Type	Von Mises Stress	Von Mises Stress	Von Mises Stress
Min	0 N/m ²	0 N/m ²	0 N/m ²
	Node: 1	Node: 1	Node: 1
Max	6.22818e+008 N/m ²	6.14375e+008 N/m ²	6.15048e+008 N/m ²
	Node: 21207	Node: 26928	Node: 33757

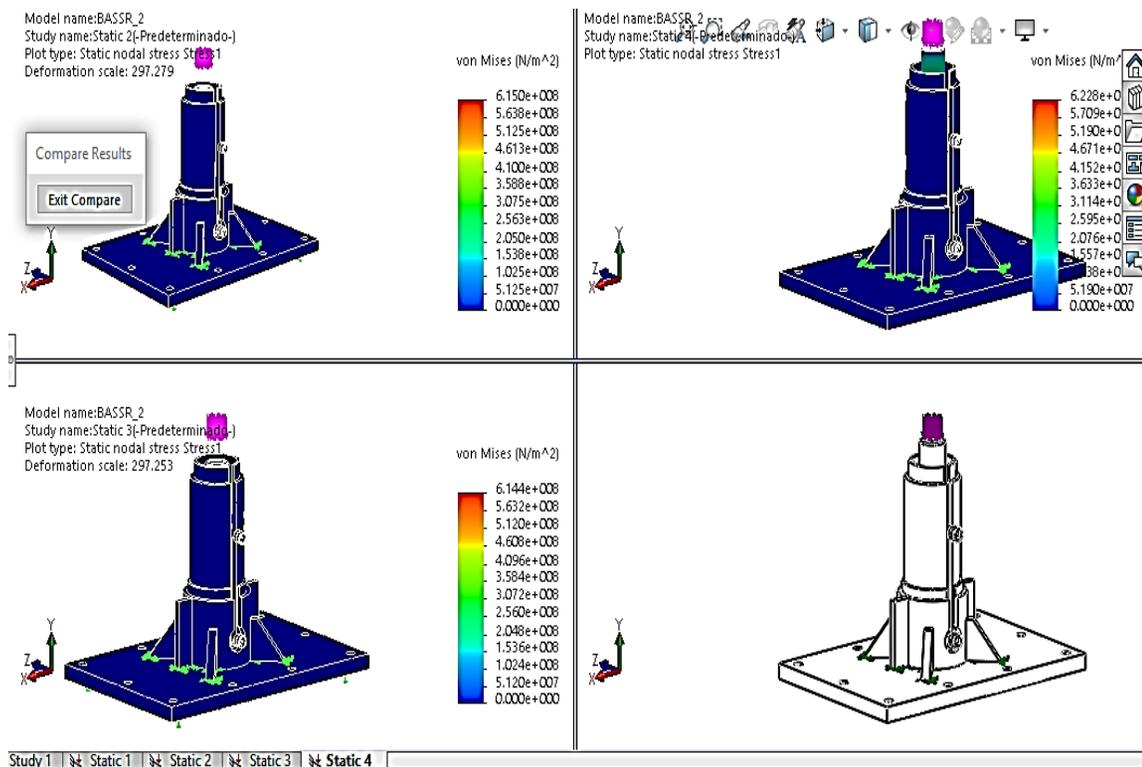


Figura 59. Comparación entre los tres análisis de variación de tensiones.

Tabla 13

Resultados de los análisis de desplazamientos en las tres simulaciones

	Static #4	Static #3	Static #2
Name	Displacement	Displacement	Displacement
Type	URES:ResultantDisplacement	URES:ResultantDisplacement	URES:ResultantDisplacement
Min	0 mm	0 mm	0 mm
	Node: 1	Node: 1	Node: 1
Max	0.252058 mm	0.252355 mm	0.252294 mm
	Node: 21143	Node: 25779	Node: 33665

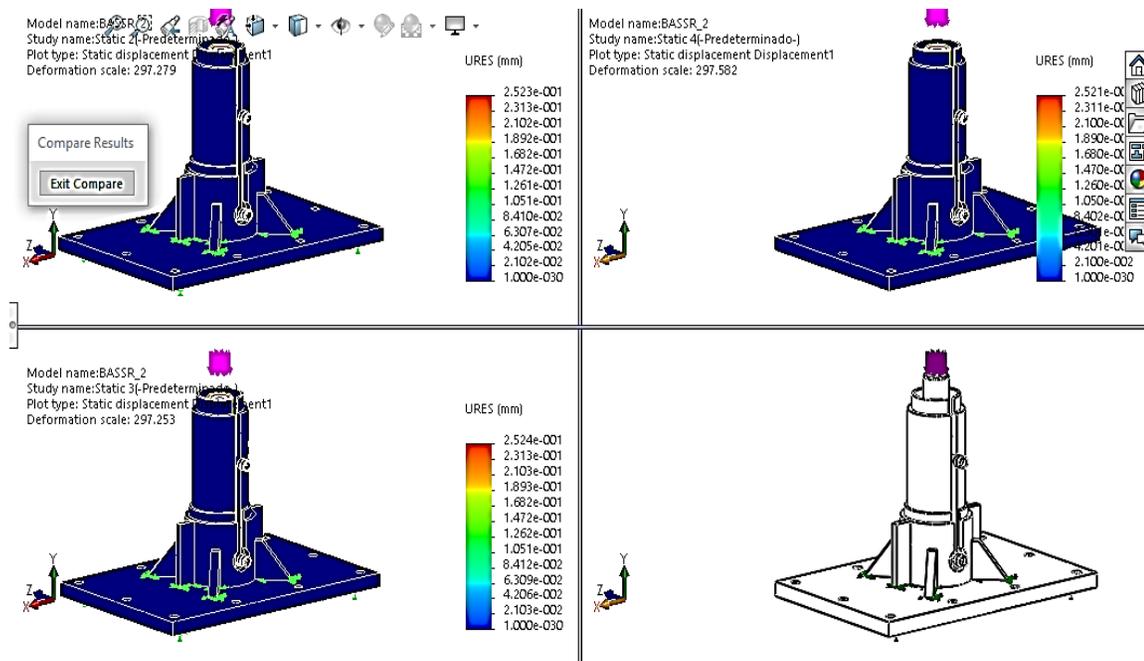


Figura 60. Comparación entre los estudios de desplazamientos.

Tabla 14

Resultados de los análisis de deformaciones unitarias en las tres simulaciones

	Static #4	Static #3	Static #2
Name	Strain	Strain	Strain
Type	ESTRN: Equivalent Strain	ESTRN: Equivalent Strain	ESTRN: Equivalent Strain
Min	0	0	0
	Element: 1	Element: 1	Element: 1
Max	0.002674	0.00241589	0.002394
	Element: 12199	Element: 14972	Element: 14972

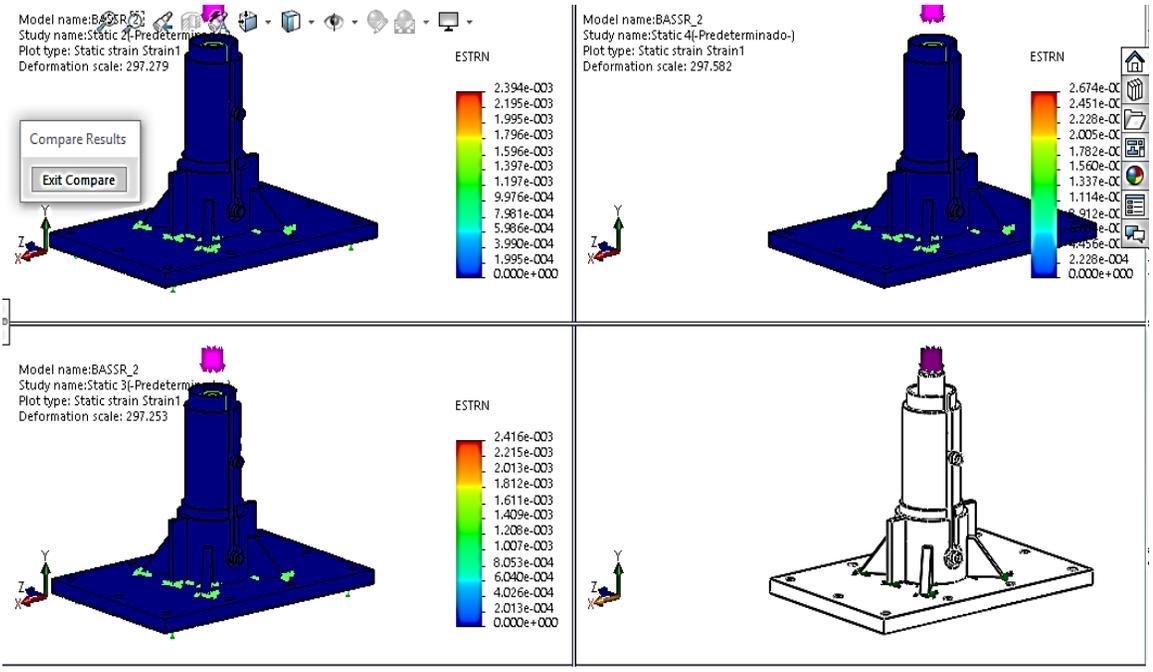


Figura 61. Comparativa entre estudios de análisis de deformación unitaria.

Tabla 15
Resultados de los análisis de factor de seguridad en las tres simulaciones

	Static #4	Static #3	Static #2
Name	Factor of Safety	Factor of Safety	Factor of Safety
Type	Automatic	Automatic	Automatic
Min	1.7661	1.790	1.788
	Node: 33757	Node: 26928	Element: 1
Max	3	3	3
	Node: 1	Node: 1	Node: 1

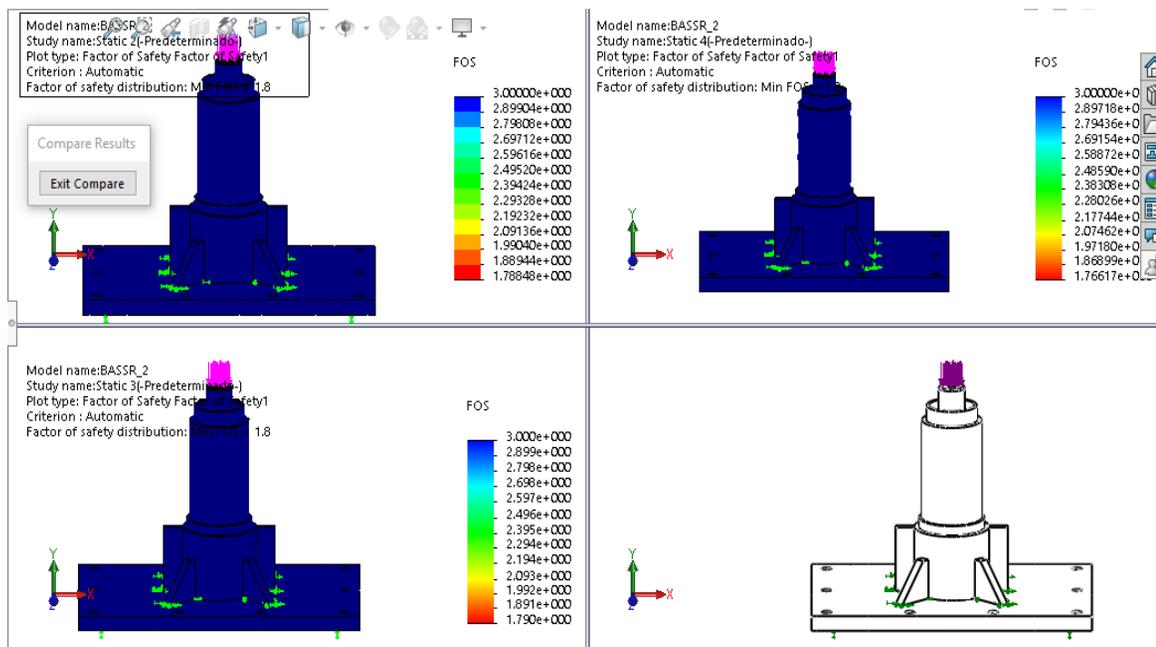


Figura 62. Comparativa de análisis de factor de seguridad.

3.8.3 Detalles de la elaboración de estudios estáticos realizados, tomando como ejemplo el estudio estático # 4

3.8.3.1 Resultados de Von Mises

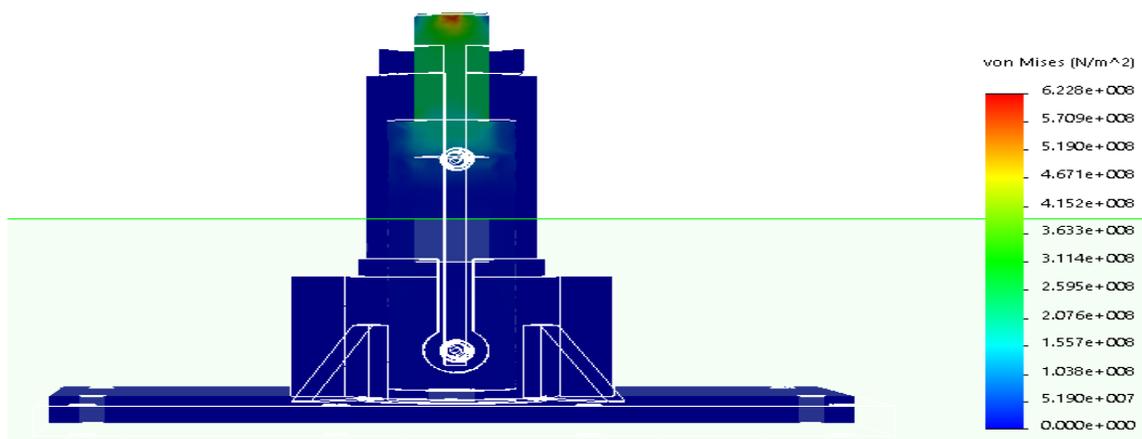


Figura 63. Corte transversal en análisis de Von Mises.

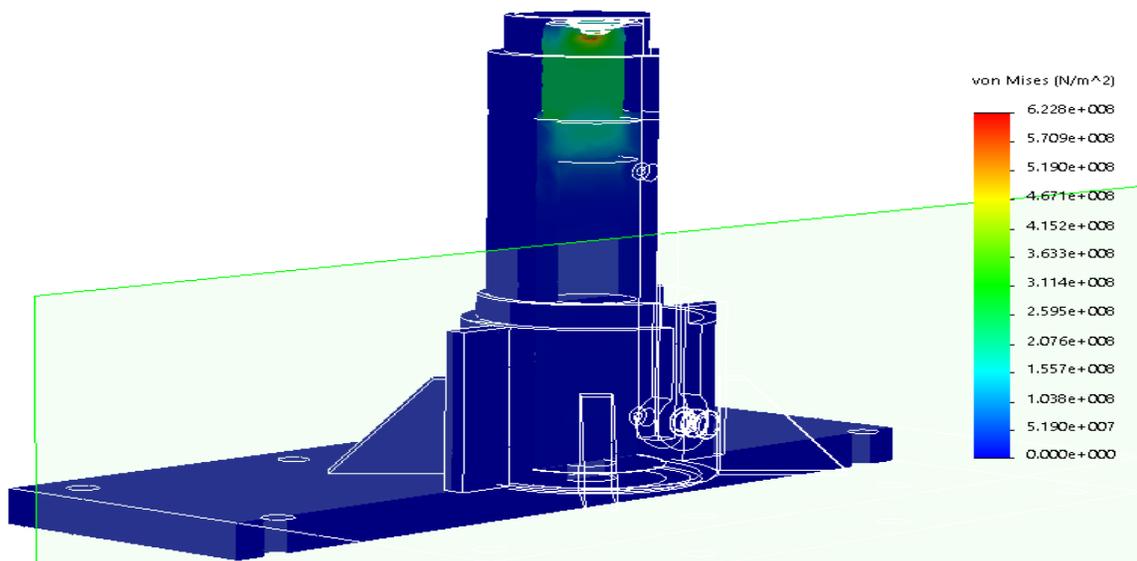


Figura 64. Resultado deformado en el análisis de Von Mises.

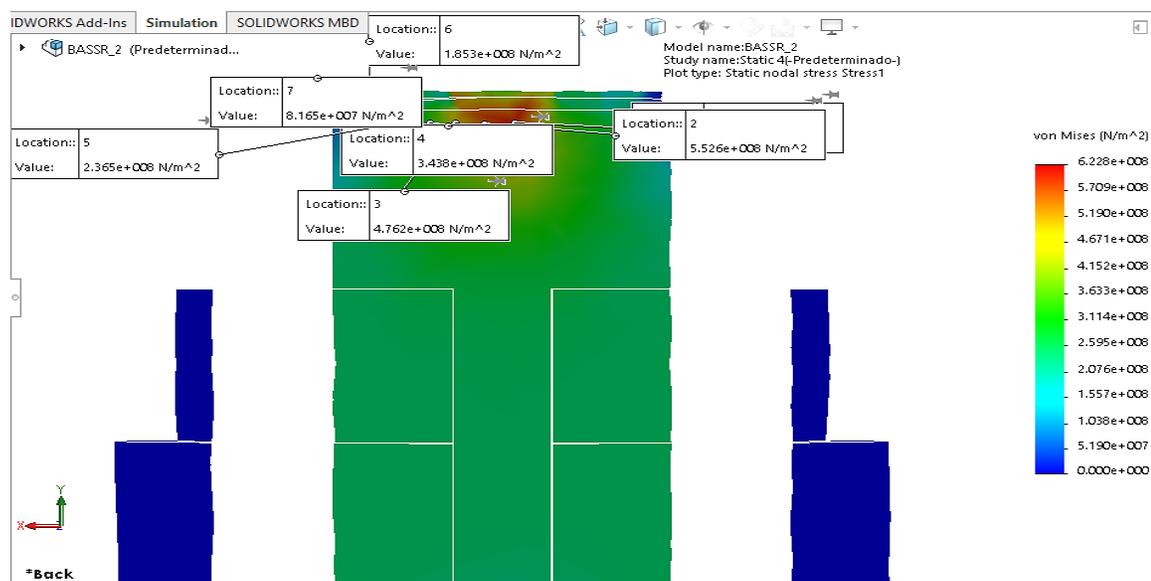


Figura 65. Variación de las tensiones en el resultado estático de tensión nodal.

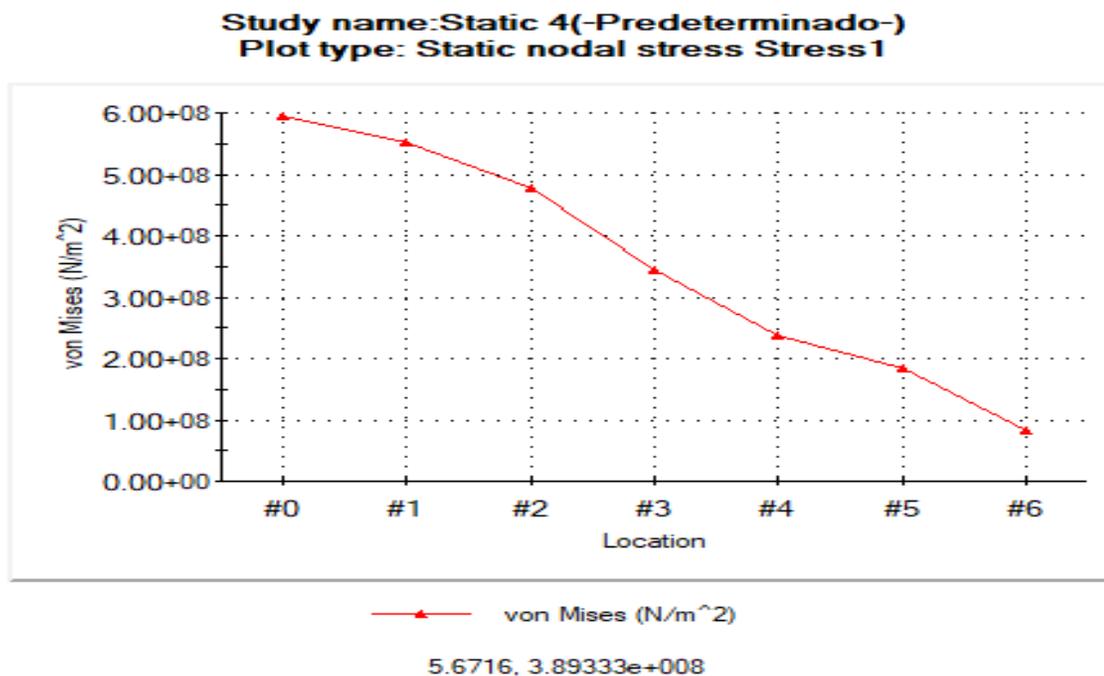


Figura 66. Versión ampliada de la variación de las tensiones.

3.8.3.2 Análisis de desplazamientos

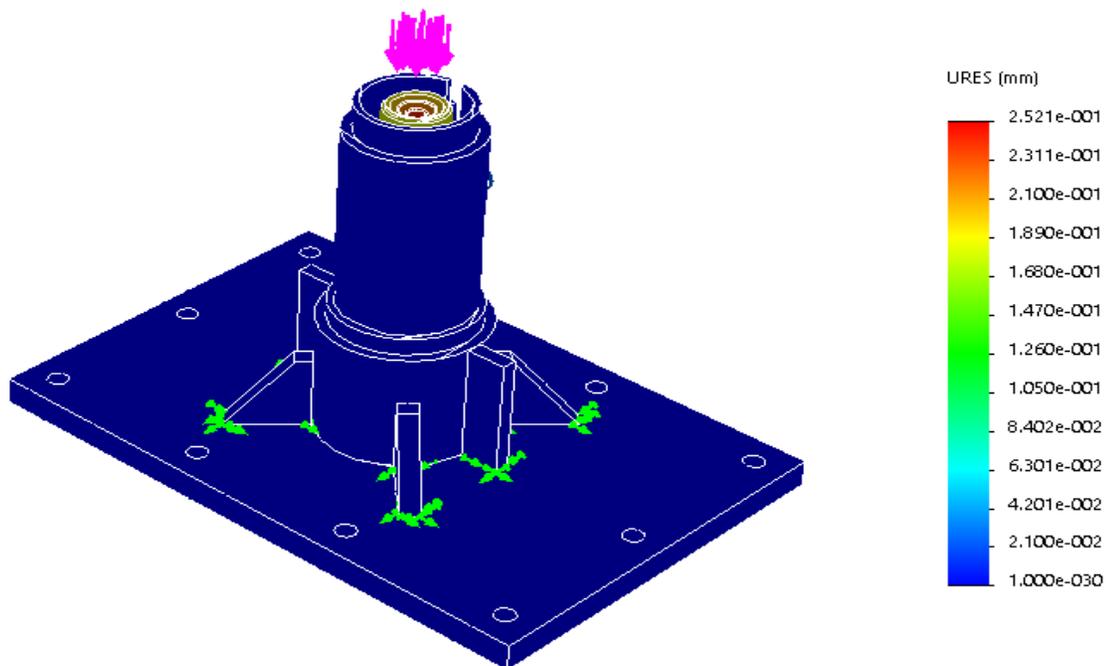


Figura 67. Resultados del análisis de desplazamientos.

Tabla16
Desplazamiento resultante máximo y mínimo.

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant	0 mm	0.252058 mm
	Displacement	Node: 1	Node: 21143

3.8.3.3 Análisis del factor de seguridad

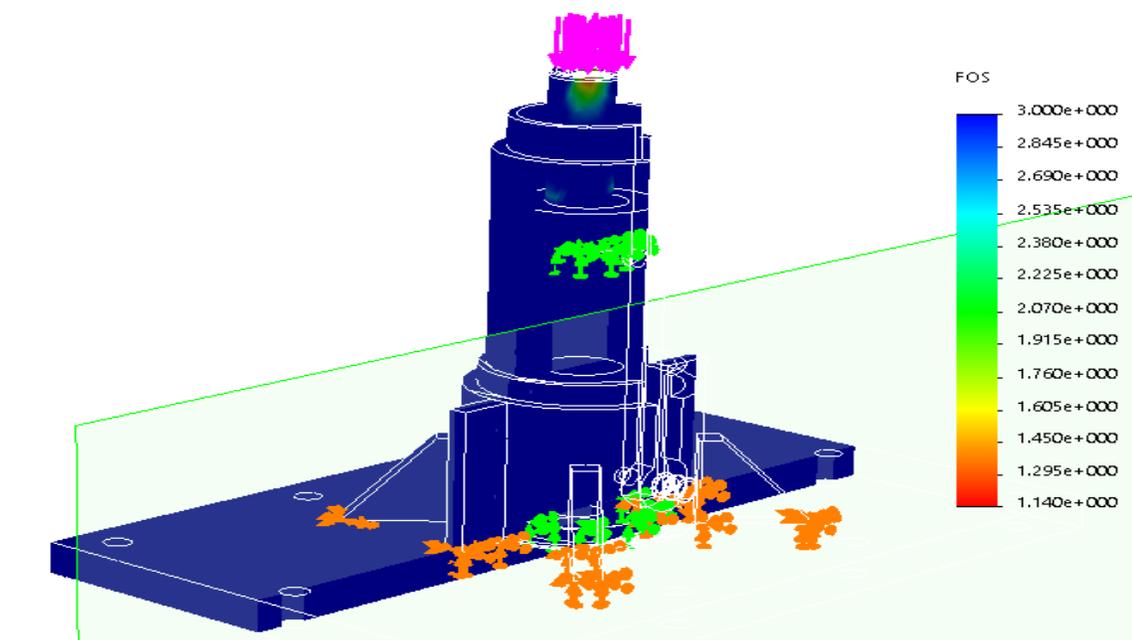


Figura 68. Corte transversal en el análisis del factor de seguridad.

Tabla17
Factor de seguridad mínimo y máximo

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	1.13998	3
		Node: 21207	Node: 1

3.8.3.4 Análisis de deformación unitaria

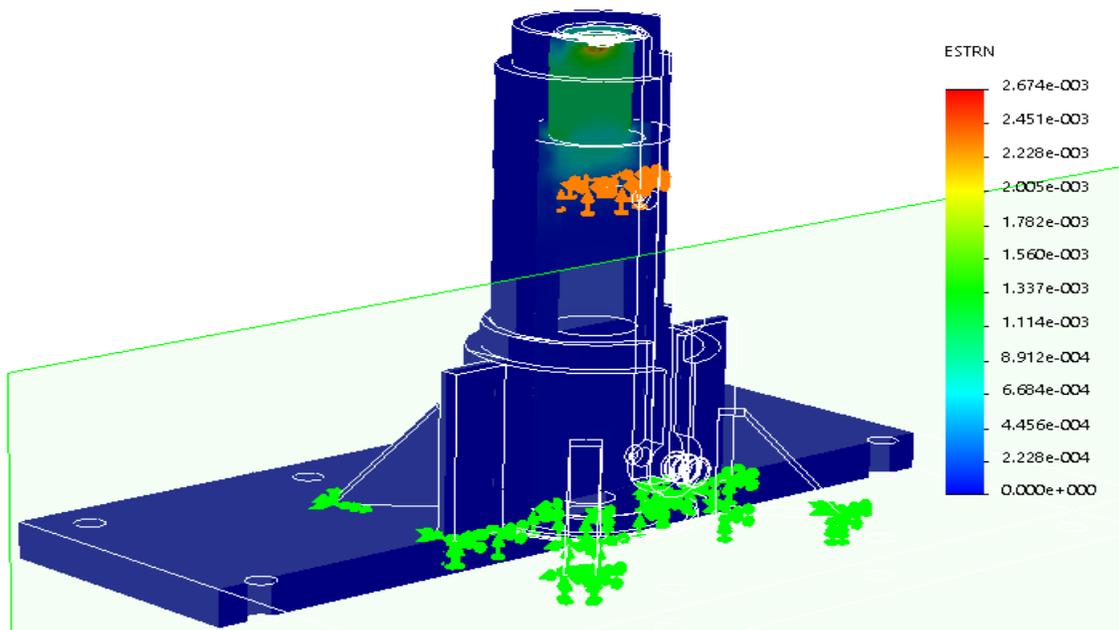


Figura 69. Corte transversal en el análisis de deformación unitaria.

Tabla 18
Resultados del análisis de deformación unitaria.

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent	0	0.00239718
	Strain	Element: 1	Element: 12199

CAPITULO IV

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- La máquina estudiada en la situación inicial no cumple con los requerimientos de una máquina UTM-30, en tamaño, capacidad y seguridad, por tal motivo se procedió a construir una nueva máquina de ensayos universales.
- La determinación de la capacidad máxima del sistema hidráulico se la realizó basado en el ensayo crítico por compresión de cilindros de hormigón, según la norma Técnica Ecuatoriana INEN 1573:2010, la cual nos proporciona las medidas de las probetas normalizadas para ensayos a compresión, se estimó los 485.234 kN como capacidad máxima a soportar por el cilindro de doble efecto, por lo que se procedió a seleccionar un cilindro de 50 Ton.
- Se implementó un sistema hidráulico con un cilindro de doble efecto operado por una bomba de tipo solenoide, ya que este tipo de bombas on/off están acondicionadas para ser utilizadas en sistemas controlados por HMI.
- El sistema hidráulico se montó en el sistema definitivo UTM-30; en el capítulo dos, figura 22, se detallaron los parámetros mínimos que debía cumplir el sistema. El sistema provisional no cumplía con estas especificaciones y adicional generaba inseguridad al operario a la hora de poner en marcha la máquina, por tal motivo fue dado de baja.
- Se realizó un análisis de convergencia utilizando software de elementos finitos, se tomó tres tamaños de malla diferentes para el análisis estático de convergencia. En los tres análisis se pudo observar resultados similares y muy cercanos uno con respecto del otro tanto en el análisis de Von Mises, análisis de desplazamientos, factor de seguridad y

deformación unitaria; se consideraron tres tamaños de malla a la hora de la simulación, una malla por default, una malla intermedia y la malla más fina que proporciona la configuración del programa, encontrando así un margen de error relativo del 0,58% entre las tres muestras.

4.2 Recomendaciones

- Por las dimensiones de la máquina y su peso, es recomendable ubicarla en un área específica que sea capaz de albergarla y que brinde el espacio necesario y suficiente para que los estudiantes de ingeniería puedan manipular sin ningún inconveniente los equipos.
- Los equipos serán capaces de tener una vida útil de 10 años, se recomienda antes de manipular los equipos leer el manual de operación, ya que es muy importante tener en cuenta que los equipos del sistema hidráulico fueron adquiridos en el extranjero debido a la diferencia sustancial en cuanto a los costos elevados que se manejan a nivel nacional.
- Se deben realizar ensayos sin sobrepasar la capacidad máxima del equipo, para así salvaguardar la seguridad de los estudiantes que estén realizando ensayos con la UTM30.
- Se recomienda implementar un sistema de control que sea capaz de variar la velocidad de avance y retroceso del cilindro hidráulico
- Lo más recomendable fue trabajar con análisis de convergencia de elementos finitos, para de esta manera poder encontrar el margen de error.

Bibliografía:

- [1] Barreiro, P. S. (2010). *Cómo Estructurar Un Informe Técnico Como Un Verdadero Ingeniero*, (1), 4–5. Retrieved from <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1408/course/section/1805/tema10-comoEstructurarUnInformeTecnico.pdf>
- [2] Bosch Rexroth. (2002). Hydraulic cylinders. *October*, (2), 1–72. <https://doi.org/10.1016/B978-075066276-5/50005-X>
- [3] El Acero Webnet Soluciones. (n.d.). BARRA PERFORADA, 33. Retrieved from http://www.elacero.com.ec/archivos/pdf/ACERO_MECAPLUS470.pdf
- [4] EZ-Tools USA, L. (n.d.). ELECTRIC DRIVEN HYDRAULIC PUMP OPERATION AND. *ELECTRIC DRIVEN HYDRAULIC PUMP OPERATION*, (1), 1–9. Retrieved from https://ez-tools.eu/Electric-Driven-Hydraulic-Pump-Double-acting-solen#page_artdet_tabs
- [5] IMCOSA. (2013). Valvulas de solenoide, 82–95. Retrieved from <http://www.imcosamex.com/nueva/wp-content/uploads/2013/07/funcionan-valvulas-solenoides.pdf>
- [6] INEN-1573. (2002). NTE INEN 1573:2010. Hormigón de Cemento Hidráulico. Determinación de la Resistencia a la Compresión de Especímenes Cilíndricos de Hormigón de Cemento Hidráulico. *Nte Inen*, 1(Primera Edición), 5. Retrieved from <http://normaspdf.inen.gob.ec/pdf/nte/1573.pdf>

- [7] Jingqing, D., Shiqiao, G., & Shaohua, N. (2010). New Idea for Hydraulic Testing Machine with Stress and Strain Rates Controlled and its Realization. *2010 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*, 768–772. <https://doi.org/10.1109/ICICTA.2010.454>
- [8] Lázan, I. A. V. (2014). *Simulación con SolidWorks Análisis estático lineal*. (E. MACRO, Ed.) (Primera Ed). Lima.
- [9] Normalización, I. E. de. (1989). *Dibujo-Tecnico-mecanico-Inen.pdf*. Quito.
- [10] Pvt., F. I. & E. (n.d.). Universal Testing Machine. Maharashtra, India. Retrieved from www.fuelinstrument.com
- [11] Ricardo Solorzano. (206AD). Principios Ingenieriles Básicos: Motores Hidráulicos. Retrieved April 14, 2018, from <http://www.hydraulicspneumatics.com/blog/principios-ingenieriles-b-sicos-motores-hidr-ulicos>
- [12] Solé, A. C. (2012). *Neumática e Hidráulica*. (S. A. MARCOMBO, Ed.). España. Retrieved from https://www.mendeley.com/research-papers/neumática-e-hidráulica-1/?utm_source=desktop&utm_medium=1.17.11&utm_campaign=open_catalog&userDocumentId=%7Ba8f8ec3e-8b7f-4856-a754-e96572057428%7D
- [13] Tapia, P. (Universidad A. N. L. (n.d.). Tablas de Materiales.
- [14] Technologies, E. C. (2014). Catálogo General del Productos Válvulas, Controles y Protectores del Sistema, 148. Retrieved from <http://www.emersonclimate.com/es-LA/Documents/pdfs/Catalogo-Latinoamerica-2014.pdf>

- [15] Ternium Placa A36. (2011), 2011. Retrieved from <https://terniumcomprod.blob.core.windows.net/terniumcom20/2016/06/Hoja-Tecnica-Placa-A36.pdf>
- [16] ThyssenKrupp. (2010). TK ThyssenKrupp Aceros y Servicios S . A ., 1–5. Retrieved from <http://www.thyssenkrupp.cl/archivos/34CrNiMo6.pdf>
- [17] U.S. Army Materiel Command. (1976). ENGINEERING DESIGN HANDBOOK. hydraulic fluids. Retrieved from <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/884519.pdf>
- [18] Vaughan, T. H. and N. (1996). *THE HYDRAULIC HANDBOOK* (9th Edition, Vol. 3). Oxford: Elsevier Advanced Technology. Retrieved from [http://opac.vimaru.edu.vn/edata/EBook/Hydraulic Handbook.pdf](http://opac.vimaru.edu.vn/edata/EBook/Hydraulic%20Handbook.pdf)
- [19] Vickmex. (n.d.). Manual de Hidráulica Industrial. México: VICKERS.
- [20] William, D., & Callister, J. (1995). *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Reverté,.
- [21] Zhao, S., Liu, B., Ren, Y., & Han, J. (2010). The Design of Measurement and Control System to WJ-10 Universal Tension and Compression Testing Machine Based on C8051F020 and Virtual Instrument. *Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), 2010 International Conference on*, 3, 833–836. <https://doi.org/10.1109/ICMTMA.2010.620>

ANEXOS

Anexo 1 Manual de mantenimiento**BOMBA HIDRÁULICA ELÉCTRICA B-630B-I****MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**

INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD

¡LEA ESTAS INSTRUCCIONES CUIDADOSAMENTE! EL INCUMPLIMIENTO DE ESTAS INSTRUCCIONES PUEDE RESULTAR EN LESIONES PERSONALES GRAVES

MÁQUINA EN FUNCIONAMIENTO



- **LEA LAS INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN**
- **USE LA PROTECCION ADECUADA PARA OJOS, CARA Y PIES**
- **INSPECCIONE LA HERRAMIENTA DIARIAMENTE PARA TRABAJAR EN CONDICIONES SEGURAS**
- **VERIFIQUE QUE TODOS LOS PROTECTORES ESTÁN EN EL LUGAR Y TODOS LOS DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD ESTÁN TRABAJANDO CORRECTAMENTE**
- **NO UTILICE LA HERRAMIENTA CON CUALQUIER PROTECTOR DE SEGURIDAD QUITADO O UTILIZANDO JOYERÍA**
- **NUNCA PONGA NINGUNA PARTE DE SU CUERPO BAJO O CERCA DE PIEZAS EN MOVIMIENTO**
- **NUNCA UTILICE HERRAMIENTA SOBRE LA PRESIÓN ESPECIFICADA**
- **NO EXCEDA LAS LIMITACIONES DE RENDIMIENTO RECOMENDADAS**

Introducción

El propósito principal de este manual es proporcionar información sobre el funcionamiento, servicio y mantenimiento de la línea estándar de herramientas y unidades de potencia HYDRAFORE. Por lo tanto, este manual debe dirigirse a las manos del departamento de servicio o mantenimiento. El manual detalla los procedimientos generales de mantenimiento para este equipo hidráulico que también se aplican a la mayoría de las herramientas hidráulicas especialmente diseñadas. También incluye información suplementaria (es decir, avisos de seguridad, dibujos, literatura de servicio de componentes de apoyo, etc.), con respecto a herramientas o unidades de potencia específicas. Usted encontrará que sus herramientas de HYDRAFORE son de una construcción simple y rugosa, requiriendo muy poco mantenimiento. Cuando la necesidad de servicio se haga necesaria, aplique buenos principios mecánicos, maneje las piezas cuidadosamente, y asegúrese de que estén limpias y no estén estropeadas o cortadas cuando estén ensambladas. Al pedir piezas de repuesto, ordenar por número y descripción, para minimizar los errores en el llenado de pedidos. Si requiere más información o ayuda de servicio, llame a su representante local o directamente a la fábrica donde sus llamadas o cartas recibirán atención inmediata.

Descripción y funcionamiento de la unidad

La configuración básica de las unidades de potencia HYDRAFORE se ajusta generalmente a las normas CE. El depósito es una carcasa de acero soldada de dos piezas con una cubierta de acero. El depósito sirve como base para la unidad de potencia; el bloque colector y la válvula están montados en la parte superior del depósito para facilitar el mantenimiento. Todas las unidades de potencia se envían listos para el servicio con la excepción del gancho eléctrico entrante.

Operación

El fluido es dirigido al cilindro hidráulico por una válvula de control que es puesta en movimiento por un interruptor de disparo. Cuando se acciona, fluye fluido desde el depósito y las cavidades de bombeo. El fluido entonces es bombeado en el bloque del colector. Desde allí, el fluido es dirigido por la válvula de control al cilindro hidráulico y se impide que fluya de nuevo al tanque. De este modo se permite que la bomba acelere y acumule presión para el funcionamiento. Cuando el interruptor está en el modo no activado, el fluido es libre de pasar de la presión al tanque, por lo tanto, no hay exceso de acumulación de calor. Si el conmutador permanece activado una vez finalizado el trabajo, la válvula de alivio del cartucho se abriría a su presión de ajuste (normalmente 700 bar o 10.000 psi) y la bomba mantendrá la presión hasta que se suelte el interruptor. **NOTA:** No sostenga el gatillo en la posición cerrada por más tiempo de lo necesario. Al mantener el gatillo en la posición cerrada, el motor puede pararse y calentar el fluido hidráulico innecesariamente. Suelte el gatillo tan pronto como se complete la operación para evitar daños a la unidad de potencia.

Instalación

El equipo HYDRAFORE debe ser operado en su área de trabajo con las siguientes consideraciones:

Proximidad al área de trabajo

Las mangueras minimizadas o tuberías, asegurarán los requisitos del ciclo del equipo. Las líneas de presión largas ralentizarán el ciclo del equipo debido a la necesidad de presurizar y despresurizar el equipo conectado y las unidades de potencia. NOTA: Las mangueras o tuberías más largas y un mayor número de accesorios (codos, tees, etc.) darán como resultado un tiempo de ciclo más largo. También se recomienda que las longitudes de la manguera de más de 5 metros no se utilicen a menos que sean aprobadas por la fábrica. Limitar la instalación de la manguera flexible a esa longitud, lo cual asegurará adecuadamente la maniobrabilidad del equipo dentro de los límites del área de trabajo. Proteja la presión contra daños físicos. La manguera o tubería de conexión no debe ser sometida al abuso físico de camiones, vehículos, abrasión de arrastrar sobre pisos ásperos, objetos afilados, etc. Para aplicaciones más severas y / o seguridad adicional de la ráfaga de manguera, se recomienda que el uso de HYDRAFORE cubiertas de mangueras de seguridad. La accesibilidad a la unidad de potencia es de primordial importancia para asegurar una observación de rutina adecuada y la disponibilidad del personal de mantenimiento para la verificación periódica.

Proteja el equipo de temperaturas extremas. La exposición a temperaturas extremadamente bajas causará dificultades con la bomba y con la puesta en marcha diaria del equipo. El fluido hidráulico se volverá más viscoso y rígido. El flujo en la bomba o a través de la válvula y las mangueras será lento hasta que el líquido haya acumulado cierto calor de fricción. El uso de un

intercambiador de calor puede ser necesario para enfriar el fluido hidráulico si la temperatura ambiente excede los 109,4 ° F o los 43 ° C. Consulte las recomendaciones de la fábrica.

Asegúrese de que el depósito de la unidad de potencia esté lleno de fluido hidráulico compatible con los sellos de la herramienta y la unidad de potencia.

Filtrado de fluidos

Se recomienda que, para una vida larga y un rendimiento óptimo, proteja la bomba de partículas extrañas en el medio del fluido. El fluido que se coloca en esta unidad de potencia debe ser filtrado al menos 10 micras antes de ser puesto en el depósito

Sangrado del equipo

PRECAUCIÓN: Nunca avance el cilindro a su posición extrema durante este procedimiento, ya que la acumulación de presión máxima podría causar un flujo de aceite a alta presión, que podría ser expulsado de la conexión. El racor que conecta la manguera al cilindro debe estar lo suficientemente suelto como para permitir que escape aire. Esto se logra agrietando el accesorio suelto y haciendo circular la herramienta hasta que una fina corriente de aceite escapa de la conexión. Tenga en cuenta que el aceite es de un color blanco lechoso y normalmente contiene burbujas de aire visibles. La herramienta debe ser accionada de modo que el cilindro sólo se extienda brevemente y luego se devuelva. Continúe este procedimiento hasta que la corriente de aceite se vuelva clara y libre de burbujas de aire.

Operación de tiempo frío

Cuando las herramientas HYDRAFORE y las unidades de potencia se utilizan con una temperatura próxima a la congelación, el cilindro de la herramienta puede tardar en volver debido a la viscosidad del aceite. Si es esencial que la herramienta funcione bajo estas condiciones extremas, se pueden tomar las siguientes medidas:

1. Comprobar que el muelle está en buenas condiciones (es decir, no roto)
2. Mantenga la manguera razonablemente libre de torceduras y curvas y eliminar la mayor cantidad posible de accesorios, especialmente aquellos accesorios que cambian la dirección del flujo de aceite (es decir, codos, tees, etc.).
3. Inicie la unidad de potencia antes de la operación para permitir el período de calentamiento.
4. Puede usarse un aceite con menor viscosidad (consulte las recomendaciones de la fábrica)

NOTA: Recuerde que los tiempos de retorno del cilindro están proporcionados directamente a la cantidad de fuerza necesaria para forzar el retorno del aceite a través de la manguera al tanque. Por ejemplo, una manguera de 5 metros permitirá el retorno del aceite de nuevo al depósito de la bomba más fácilmente que una manguera de 10 metros debido al aumento en el área de fricción de la pared.

Líquido hidráulico

El fluido hidráulico en su herramienta HYDRAFORE tiene que cumplir con tres tareas; transferencia de energía, lubricación y enfriamiento. Por lo tanto, es extremadamente importante que el fluido adecuado se seleccione para un rendimiento óptimo de la herramienta. En la selección de fluidos deben tenerse en cuenta las características de temperatura de viscosidad. Preferiblemente, deben usarse fluidos con bajo cambio de viscosidad con cambio de temperatura; también se recomienda un fluido con buena resistencia al corte y medios de calidad de lubricación de aditivos HD o EP. Para mantener la caída de presión baja en instalaciones exteriores de frío, especialmente fluidos delgados, se debe usar el grupo 36 de viscosidad ISO. Fluidos para uso externo durante todo el año o en edificios no calentados, el grupo de viscosidad ISO 46 es

usualmente adecuado. Los fluidos gruesos, tales como el grupo de viscosidad 68, se utilizan principalmente en habitaciones cerradas y en edificios donde las temperaturas ambientes son extremadamente altas. Dado que la vida y la eficiencia de los fluidos a altas temperaturas disminuyen, la temperatura máxima no debe exceder los 176 °F ni los 80 °C. Si es necesario utilizar fluidos resistentes al fuego debido a lugares peligrosos, los fluidos de éster de fosfato no pueden utilizarse, consulte a la fábrica para obtener fluidos alternativos. NOTA: Cuando se utilicen fluidos resistentes al fuego, será necesario pedir unidades equipadas con sellos compatibles con estos fluidos.

Recomendaciones de fluidos

Application	ISO Viscosity Group/Grade
Continuous cold temperatures	32
Most all applications	46
Continuous high temperatures	68

Cuando las temperaturas ambientes varían mucho, HYDRAFORE recomienda el uso de un elemento calefactor o intercambio de calor dependiendo del aceite que se esté utilizando y las variaciones de temperatura. Para casi todas las aplicaciones se debe usar el grupo de viscosidad 46. Si las temperaturas son extremas o varían mucho, consulte con su distribuidor local de aceite, departamento de ingeniería o fábrica directamente.

Filtro de fluidos

Muchas de las piezas en unidades HYDRAFORE tienen superficies acabadas de precisión trabajando juntas. La contaminación como ácido, agua, arena, etc. en el fluido hidráulico dañará la máquina y la necesidad de reparaciones. Manipule todo el líquido en recipientes limpios y filtre el fluido que se va a utilizar al menos 10 micras antes de usarlo, para proteger la herramienta HYDRAFORE y la unidad de potencia de partículas extrañas en el medio fluido. Se recomienda

que para una vida larga y un rendimiento óptimo, el fluido utilizado sea filtrado a por lo menos 10 micrones antes de ser puesto en el depósito de la unidad de potencia.

Mantenimiento

Diariamente se debe comprobar el nivel de aceite en el depósito y llénelo si es necesario. Mensual se debe revisar las mangueras por daños y / o fugas. Inspeccionar el sistema para ver si hay fugas de fluido hidráulico; HYDRAFORE recomienda cambiar aceite hidráulico cada 40 horas de servicio.

Parámetros técnicos

Model	Function	Working pressure (Bar)	Current (L/min.)	Voltage (Volt)	Motor power (kw)	Oil capacity (L)	Weight (kg)
B-630A	Single acting, manual valve operation	630	0.6	380/220	0.75	8	29
B-630B	Double acting, manual valve operation	630	0.6	380/220	0.75	8	30
B-630C	Single acting, manual valve operation	630	2.5	380/220	0.75	8	30
B-630E	Single acting, solenoid valve operation (foot pedal)	630	2.5	380/220	0.75	8	33
B-630D	Single acting, solenoid valve operation (remote)	630	2.5	220	0.7	4	13
B-700D	Single acting, solenoid valve operation (remote)	700	0.6	220	0.35	2	15

(EZ-Tools USA, n.d.)



Authorized Service and Workshop:

EZ-Tools USA, LLC
 Tel.: 973-882-5070
 E-mail: info@hydrafore.com
 Website: www.hydrafore.com



CILINDRO HIDRÁULICO YG-50200S



MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD

¡LEA ESTAS INSTRUCCIONES CUIDADOSAMENTE! EL INCUMPLIMIENTO DE ESTAS INSTRUCCIONES PUEDE RESULTAR EN LESIONES PERSONALES GRAVES

MÁQUINA EN FUNCIONAMIENTO



LEA LAS INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN

USE LA PROTECCION ADECUADA PARA OJOS, CARA Y PIES

INSPECCIONE LA HERRAMIENTA DIARIAMENTE PARA TRABAJAR EN

CONDICIONES SEGURAS

VERIFIQUE QUE TODOS LOS PROTECTORES ESTÁN EN EL LUGAR Y

TODOS LOS DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD ESTÁN TRABAJANDO

CORRECTAMENTE

NO UTILICE LA HERRAMIENTA CON CUALQUIER PROTECTOR DE

SEGURIDAD QUITADO O UTILIZANDO JOYERÍA

NUNCA PONGA NINGUNA PARTE DE SU CUERPO BAJO O CERCA DE

PIEZAS EN MOVIMIENTO

NUNCA UTILICE HERRAMIENTA SOBRE LA PRESIÓN ESPECIFICADA

NO EXCEDA LAS LIMITACIONES DE RENDIMIENTO RECOMENDADAS

Instrucciones Importantes De Seguridad

Es necesario leer y comprender este Manual de Operación y Mantenimiento cuando utilice Cilindros Hidráulicos. El uso de piezas de repuesto que no sean auténticas de HYDRAFORE puede resultar en peligros para la seguridad, disminución del rendimiento de la herramienta, mayor mantenimiento y puede invalidar la garantía.

¡Seguridad Primero!

Lea todas las instrucciones, advertencias y precauciones antes de cada operación. ¡Cumpla con las precauciones de seguridad para evitar lesiones personales o daños al equipo mientras usa esta herramienta! Ni HYDRAFORE, ni sus distribuidores son responsables de daños a la herramienta causados por operaciones inseguras y / o defectuosas. El incumplimiento de las siguientes precauciones y advertencias podría causar daños al equipo y lesiones personales.

El letrero PRECAUCIÓN se utiliza para indicar procedimientos y prácticas de operación o mantenimiento correctos para evitar daños o destrucción del equipo u otra propiedad.

El signo ADVERTENCIA indica un peligro potencial que requiere procedimientos o prácticas correctas para evitar lesiones personales.

El signo DANGER sólo se usa cuando su acción o falta de acción puede causar lesiones graves o incluso la muerte.

ADVERTENCIA: Use equipo protector personal adecuado cuando utilice un equipo hidráulico.

ADVERTENCIA: Manténgase alejado de las cargas soportadas por el sistema hidráulico. Un cilindro, cuando se utiliza como un dispositivo de elevación de carga, nunca debe ser utilizado como un dispositivo de sujeción de carga. Después de elevar o bajar la carga, se debe bloquear siempre mecánicamente.

ADVERTENCIA: Utilice únicamente piezas rígidas para sostener las cargas. Seleccione cuidadosamente los bloques de acero o de madera que son capaces de soportar la carga. Nunca utilice un cilindro hidráulico como cala o espaciador en ninguna aplicación de elevación o de prensado.

PELIGRO: Para evitar lesiones personales, mantenga las manos y los pies alejados del cilindro y la pieza de trabajo durante el funcionamiento.

ADVERTENCIA: No exceda las clasificaciones del equipo. Nunca intente levantar una carga que pesa más que la capacidad del cilindro. La sobrecarga provoca fallas en el equipo y posibles lesiones personales. Los cilindros están diseñados para un max. presión de 700 bar [10,000 psi]. No conecte un gato o cilindro a una bomba con una clasificación de presión más alta.

PELIGRO: Nunca coloque la válvula de alivio a una presión más alta que la presión nominal máxima de la bomba. Una configuración más alta puede resultar en daños al equipo y / o lesiones personales. No quite la válvula de alivio.

ADVERTENCIA: La presión de servicio del sistema no debe exceder la presión nominal del componente de menor valor nominal del sistema. Instale el manómetro en el sistema para monitorear la presión de operación. Es su ventana a lo que está sucediendo en el sistema.

PRECAUCIÓN: Evite dañar la manguera hidráulica. Evite curvas y curvaturas agudas al conectar las mangueras hidráulicas. El uso de una manguera doblada causará severa contrapresión. Las curvaturas agudas y las torceduras dañarán internamente la manguera que conduce al fallo prematuro de la manguera. No deje caer objetos pesados sobre la manguera. Un impacto agudo puede causar daño interno a los hilos de alambre de la manguera. La aplicación de presión a una manguera dañada puede hacer que se rompa.

IMPORTANTE: No levante el equipo hidráulico por las mangueras ni los acopladores giratorios. Utilice la manija de transporte u otros medios de transporte seguros.

PRECAUCIÓN: Guarde el equipo hidráulico lejos de llamas y calor. El calor excesivo suavizará los empacados y los sellos, dando lugar a fugas de líquido. El calor también debilita los materiales de la manguera y los embalajes. Para un rendimiento óptimo, no exponga el equipo a temperaturas de 65 ° C [150 ° F] o más. Proteja las mangueras y los cilindros de las salpicaduras de soldadura.

PELIGRO: No manejar mangueras presurizadas. El escape de aceite bajo presión puede penetrar la piel, causando lesiones graves. Si se inyecta aceite bajo la piel, consulte a un médico de inmediato.

ADVERTENCIA: Utilice sólo cilindros hidráulicos en un sistema acoplado. Nunca utilice un cilindro con acopladores no conectados. Si el cilindro se sobrecarga extremadamente, los componentes pueden fallar catastróficamente causando lesiones personales graves.

ADVERTENCIA: Asegúrese de que la configuración está estable antes de levantar la carga. Los cilindros deben colocarse sobre una superficie plana que pueda soportar la carga. Cuando sea aplicable, use una base de cilindro para la estabilidad agregada. No suelde ni utilice el cilindro para fijar una base u otro soporte. Evite situaciones en las que las cargas no estén directamente centradas en el émbolo del cilindro. Las cargas fuera de centro producen una considerable presión sobre los cilindros y los émbolos. Además, la carga puede deslizarse o caerse, causando resultados potencialmente peligrosos. Distribuya uniformemente la carga sobre toda la superficie del sillín. Utilice siempre una silla de montar para proteger el émbolo.

IMPORTANTE: Los equipos hidráulicos sólo deben ser atendidos por un técnico hidráulico calificado.

ADVERTENCIA: Reemplace inmediatamente las piezas desgastadas o dañadas por piezas originales de HYDRAFORE. Las partes de calidad estándar se romperán causando lesiones personales y daños a la propiedad. Las piezas HYDRAFORE están diseñadas para encajar adecuadamente y soportar altas cargas.

Instalación

1. Hacer conexiones hidráulicas. Use una bomba con una válvula de liberación o una válvula de 3 vías y una manguera para cilindros de acción simple. Use una bomba con una válvula de 4 vías y dos mangueras para cilindros de doble efecto.

IMPORTANTE: Los cilindros de doble efecto deben tener ambos acopladores conectados. Apriete a mano completamente todos los acopladores. Las conexiones sueltas del acoplador bloquearán el flujo de aceite entre la bomba y el cilindro.

2. Retire el aire del cilindro como se muestra a continuación.



Cilindros de acción simple: Colocar el cilindro de modo que el émbolo esté apuntado hacia abajo y el cilindro más bajo que la bomba. Extienda y retraiga completamente el cilindro 2 o 3 veces.

Cilindros de doble efecto: Coloque el cilindro en su lado y coloque los acopladores hacia arriba. Extienda y retraiga completamente el cilindro 2 o 3 veces.

3. No permita que el émbolo gire al instalar los adaptadores. El daño al resorte puede resultar en la rotación del émbolo evitando la retracción. NOTA: Las roscas del collarín están dimensionadas para la capacidad total del cilindro cuando están totalmente acopladas a los accesorios. NOTA: El uso de accesorios de cilindro o extensiones reduce la capacidad en al menos el 50%.

4. Operación

Utilice la bomba hidráulica para avanzar y retraer el cilindro. Algunos cilindros de acción simple son de retorno por resorte, otros son de retorno de carga. La velocidad de retracción se ve afectada por la longitud de la manguera y otras restricciones en la línea. Los cilindros de doble efecto son accionados en ambas direcciones por la bomba. El anillo de tope del cilindro está diseñado para tomar la carga completa. Sin embargo, para reducir el desgaste del cilindro, utilice menos que la carrera completa cuando sea posible.

5. Mantenimiento

1. Use sólo aceite recomendado para HYDRAFORE con estos cilindros. El uso de cualquier otro aceite puede invalidar su garantía.

2. Utilice tapas anti polvo cuando los cilindros estén desconectados de la manguera. Mantenga el cilindro entero limpio para prolongar la vida del cilindro.

3. Guarde los cilindros en posición vertical para evitar la distorsión del sello.

6. Solución De Problemas

Estos cilindros deben ser reparados únicamente por Centros de Servicio Técnico HYDRAFORE Autorizados. Los cilindros de simple efecto son de resorte y requieren técnicas especiales de desmontaje para evitar lesiones personales.

Tabla19
Tabla de posibles causas de problemas en cilindros

PROBLEMA	CAUSA POSIBLE
El cilindro no avanzará.	Válvula de liberación de la bomba abierta.
	El acoplador no está totalmente apretado.
	El nivel de aceite en la bomba es bajo.
	Funcionamiento incorrecto de la bomba.
	La carga es demasiado pesada para el cilindro
Cilindro avanza a medio camino.	El nivel de aceite en la bomba es bajo.
	El acoplador no está totalmente apretado.
Cilindro avanza en chorros.	Cilindro saqueo vinculante.
	Aire en el sistema hidráulico.
	Unión del émbolo del cilindro.
El cilindro avanza más lento de lo normal.	Fugas de conexión.
	El acoplador no está totalmente apretado.
	Funcionamiento incorrecto de la bomba.
Cilindro avanza, pero no aguanta.	Sellos del cilindro con fugas.
	Funcionamiento incorrecto de la bomba. Fugas de conexión.
	Configuración incorrecta del sistema
	Sellos gastados o dañados.
El cilindro pierde aceite	Daño interno del cilindro.
	Perdida de conexión.

El cilindro no se retraerá o se retraerá más lento de lo normal.

Fuga de aceite de la válvula de alivio externo

La válvula de liberación de la bomba está cerrada.

El acoplador no está totalmente apretado.

Depósito de la bomba sobre lleno.

Manguera estrecha que restringe el flujo.

Resorte de retracción roto o débil.

Cilindro dañado internamente

El acoplador no está totalmente apretado.

Restricción en la línea de retorno.

Parámetros técnicos:

Cilindros de Doble efecto de la serie YGS

Model	Tonnage (ton)	Stroke (mm)	Recommended pump type	Closed height (mm)	Weight (kg)
YG-10250S	10	250	B-630B	405	12
YG-10350S	10	300	B-630B	455	13
YG-20250S	20	250	B-630B	405	15
YG-20300S	20	300	B-630B	455	17
YG-30200S	30	200	B-630B	390	19
YG-30300S	30	300	B-630B	490	24
YG-50200S	50	200	B-630B	390	29
YG-50300S	50	300	B-630B	490	36
YG-100200S	100	200	B-630B	390	52
YG-100300S	100	300	B-630B	490	58

HYDRAFORE[®]
POWER TOOLS

EZ-Tools USA, LLC
1275 Bloomfield Avenue
Building 5, Suite 26/B
Tel: 973-882-5070
info@hydrafore.com www.hydrafore.com

MECAPLUS 470
Barra perforada 

GENERALIDADES: Nuestra barra perforada proviene de las acerías Vallourec & Mannesmann, de Francia, principales productores europeos de barra perforada de alta calidad. El tubo mecánico que importamos es analizado con precisión y posee un bajo contenido de inclusiones no-metálicas que permiten obtener:

- Elevada y uniforme capacidad de maquinado.
- Elevada resistencia a la fatiga.
- Propiedades uniformes de tratamiento térmico.
- Elevada soldabilidad.
- Bajo peso por metro.

Acero microaleado de alta resistencia para aplicaciones más exigentes. A pesar de su alta resistencia, este acero puede ser mecanizado y soldado fácilmente con soldadura AWS E-7018. Puede también ser cementado, templado y sometido a revenido.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	V	P	S	Al
MECAPLUS 470	0.16 - 0.22	0.10 - 0.50	1.30 - 1.70	0.08 - 0.15	≤ 0.030	0.015 - 0.050	≤ 0.010

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Resistencia a la Tracción	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	40 - 47
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	55 - 62
Elongación, A5	17
Dureza de suministro, HB	215

APLICACIONES:

La barra perforada se puede utilizar en la fabricación de bocines, pistas, para empatar funda de eje trasero de los automotores, columnas de taladros, ejes estriados huecos, anillos, etc.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Normalizado: 900-920 °C. Enfriamiento al aire.

Alivio de tensiones: 550-600 °C. Mantenimiento durante 2 horas. Luego enfriamiento en el horno o al aire libre.

Temple y revenido: 900-920 °C en agua y luego revenido a 500 °C por una hora.

Cementación: 850-950 °C. Temperatura de endurecimiento 780-830 °C. Enfriamiento en aceite.

Durezas logradas: 58-60 HRC.

Revenido: Entre 150 y 200 °C.

MEDIDAS EN STOCK:

Diám. Ext. x Diám. Int. (mm)	Peso (kg/m)
30 x 15	5,4
30 x 20	4,4
35 x 20	6,4
40 x 20	8,8
40 x 25	7,5
45 x 30	8,7
50 x 30	11,9
50 x 35	9,9
55 x 30	16,1
55 x 40	11,7
60 x 35	17,3
65 x 35	21,4
65 x 40	19,2
70 x 40	23,6
70 x 45	21,1
70 x 55	14,6
75 x 45	25,8
75 x 50	22,8
75 x 60	15,8
80 x 40	32,6
80 x 45	30,1
80 x 50	27,3
85 x 45	35,3
85 x 55	29,4
90 x 50	38,1
90 x 55	35,1
95 x 50	44,1
95 x 55	40,8
95 x 60	37,3
100 x 60	43,6
100 x 65	39,7
100 x 80	26,3
105 x 55	53,7
105 x 65	46,3
110 x 60	57,1
110 x 80	40,1
110 x 90	29,3
115 x 65	60,6
115 x 80	47,5
120 x 70	64,1
125 x 70	71,9
125 x 90	52,1
130 x 110	35,4
130 x 75	75,7
140 x 75	93,2
140 x 85	83,3
150 x 85	102,1
160 x 95	110,9
170 x 125	90,9
180 x 130	105,5
200 x 150	120,7
210 x 170	120,3
230 x 190	135,8
250 x 150	281,2
250 x 170	241,1
250 x 190	194,9

Anexo 3 Material del vástago del cilindro de doble efecto

Strenx 1100

General Product Description

Strenx™ 1100 is a structural steel with a high yield strength at a minimum of 1100 MPa.

Typical applications include demanding load-bearing structures. Despite its strength, the material is surprisingly easy to weld and bend.

Strenx 1100 benefits include:

- Good weldability with excellent HAZ strength and toughness
- Exceptional consistency within a plate guaranteed by close tolerances
- High impact toughness which provides for good resistance to fractures
- Superior bendability and surface quality

Dimension Range

Strenx 1100 is available in plate thicknesses of 4 – 40 mm. Strenx 1100 is available in widths up to 3200 mm and lengths up to 14630 mm depending on thickness. More detailed information on dimensions is provided in the dimension program

Mechanical Properties

Thickness (mm)	Yield strength R _{p0.2} (min MPa)	Tensile strength R _m (MPa)	Elongation A ₅ (min %)
4.0- 4.9	1100	1250- 1550	8
5.0- 40.0	1100	1250- 1550	10

For transverse test pieces.

Impact Properties

Grade	Min transverse test, impact energy, Charpy V 10x10 mm tests specimens
Strenx 1100 E	27 J/-40°C
Strenx 1100 F	27 J/-60°C

Unless otherwise agreed, transverse impact testing according to EN 10 025-6 option 30 will apply. For thicknesses between 6- 11.9 mm, subsize Charpy V-specimens are used. The specified minimum value is then proportional to the cross-sectional area of the specimen compared to a full-size specimen (10 x 10 mm).

Chemical Composition (ladle analysis)

C *) (max %)	Si *) (max %)	Mn *) (max %)	P (max %)	S (max %)	Cr *) (max %)	Cu (max %)	Ni *) (max %)	Mo *) (max %)	B *) (max %)
0.21	0.50	1.40	0.020	0.005	0.80	0.30	3	0.70	0.005

The steel is grain-refined. *) Intentional alloying elements.

Maximum Carbon equivalent CET(CEV)

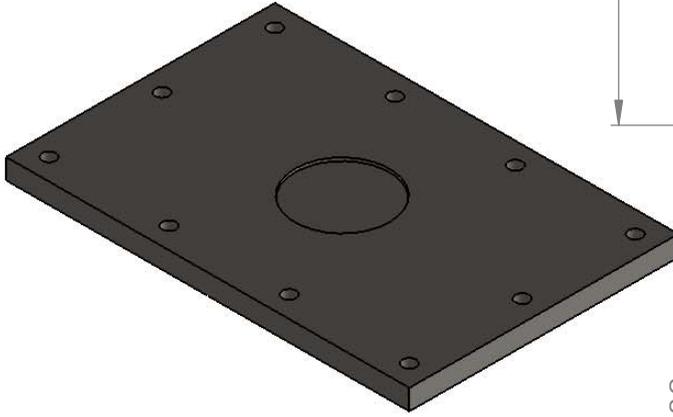
Thickness (mm)	4.0 - 4.9	5.0 - 7.9	8.0 - 14.9	15.0 - 40.0
1100 E CET(CEV)	0.37 (0.57)	0.38 (0.58)	0.39 (0.62)	0.42 (0.73)
1100 F CET(CEV)	-	0.40 (0.70)	0.40 (0.70)	0.42 (0.73)

$$CET = C + \frac{Mn + Mo}{10} + \frac{Cr + Cu}{20} + \frac{Ni}{40}$$

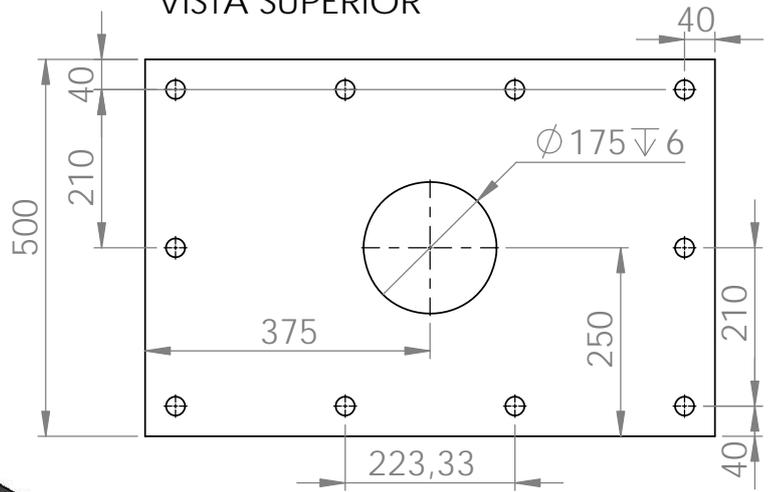
$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Cu + Ni}{15}$$

Anexo 4 Planos de la base

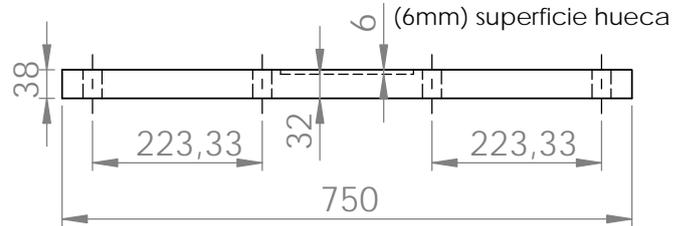
PLACA BASE



VISTA SUPERIOR



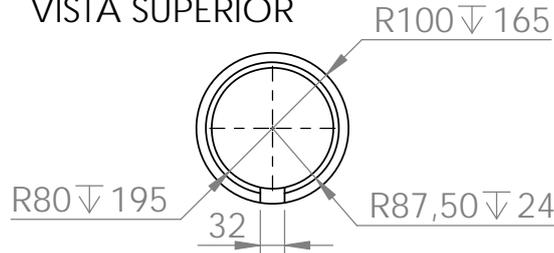
VISTA FRONTAL



CAMISA EXTERNA

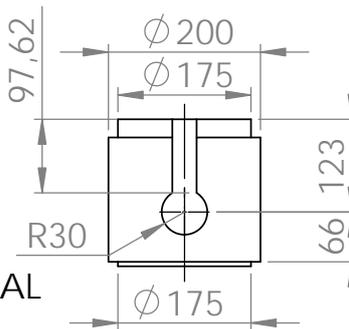


VISTA SUPERIOR

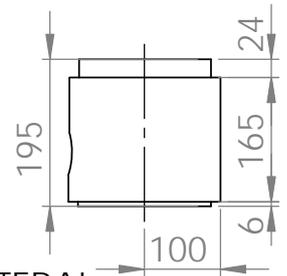


NOTA: CENTRADO A LA CAMISA INTERIOR DEL C.H.

VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB.

REVISIÓN: **A**

MATERIAL:

Acero A36, Acero 470 cementable

TÍTULO:

Base ELEMENTOS

N.º DE DIBUJO

UTM30-BS-L1-0A

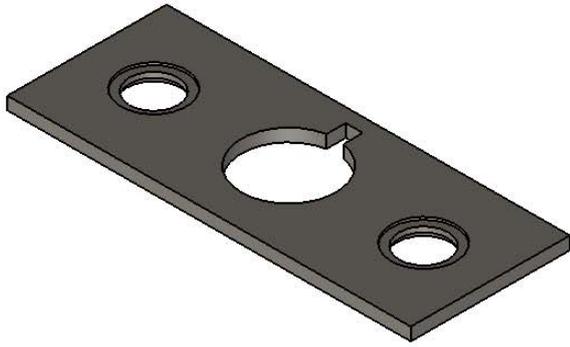
A4

FORMATO

ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs
	4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.	16/04/18
	3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.	
		08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.	16/04/18
	2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:	
		04/08/17	LANCHIMBA R.		
	1era	01/08/17	DIANA M.		
		31/07/17	DIANA M.		

ESCALA: 1:10

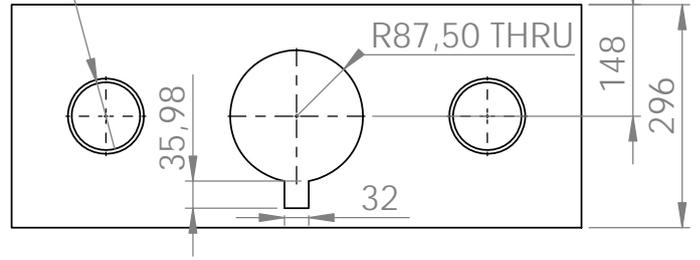
HOJA 1 DE 8



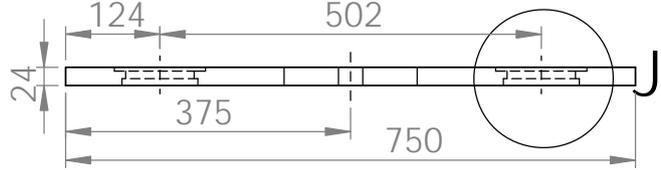
PLACA INFERIOR BLOQUE

$\phi 90 \text{ H8 } \begin{matrix} +0,05 \\ 0 \end{matrix} \nabla 10$

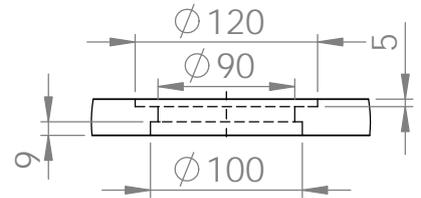
VISTA SUPERIOR



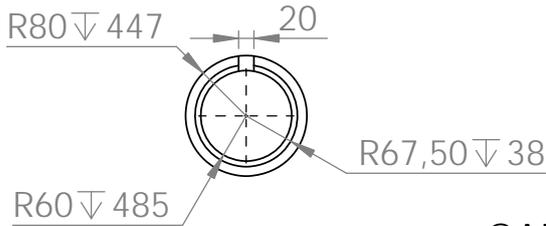
VISTA FRONTAL



DETAIL J
SCALE 1 : 5

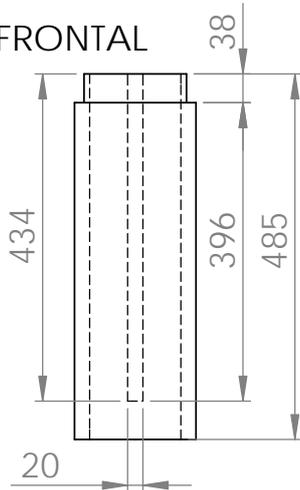


VISTA SUPERIOR



CAMISA INTERNA C. H.

VISTA FRONTAL



NOTA:
CENTRAR CON LA
CAMISA EXTERNA

CENTRAR CON PLACAS
SUPERIOR E INFERIOR
DEL BLOQUE - BASE



CARRERA DE
INGENIERÍA EN
MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB.

REVISIÓN: **A**

MATERIAL:

Acero A36, Acero 470 cementable

TÍTULO:

Base
ELEMENTOS

N.º DE DIBUJO

UTM30-BS-L2-0A

A4

FORMATO

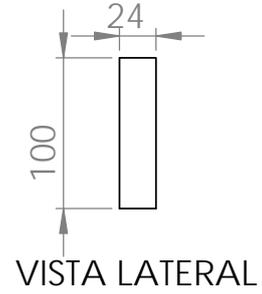
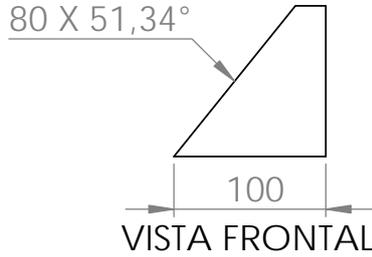
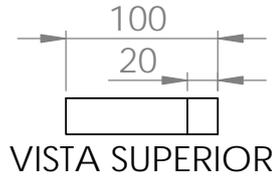
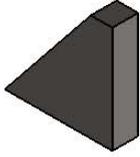
ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs
	4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.	16/04/18
	3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.	
		08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.	16/04/18
	2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:	
		04/08/17	LANCHIMBA R.		
	1era	01/08/17	DIANA M.		
		31/07/17	DIANA M.		

ESCALA: 1:10

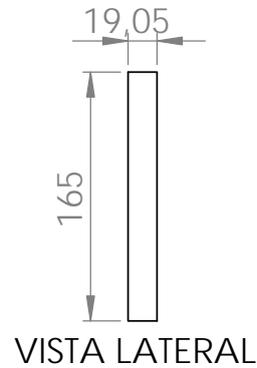
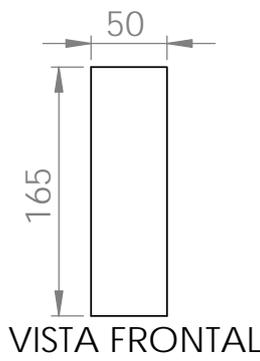
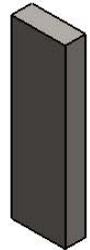
HOJA 2 DE 8

ESCALA: 1:5

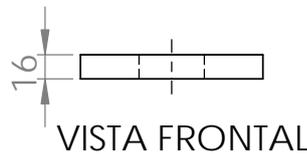
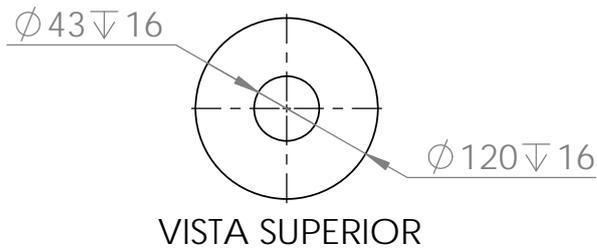
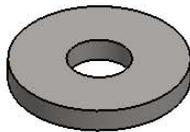
NERVIO_1



NERVIO_2



BARRA-ASCIENTO



CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB.

REVISIÓN: **A**

MATERIAL:

Acero A36, Acero 470 cementable

TÍTULO:

Base
ELEMENTOS

N.º DE DIBUJO

UTM30-BS-L3-0A

A4

FORMATO

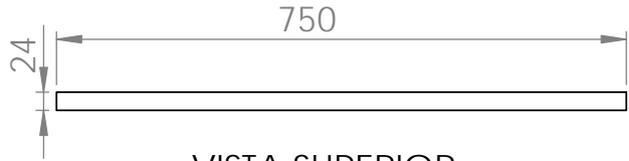
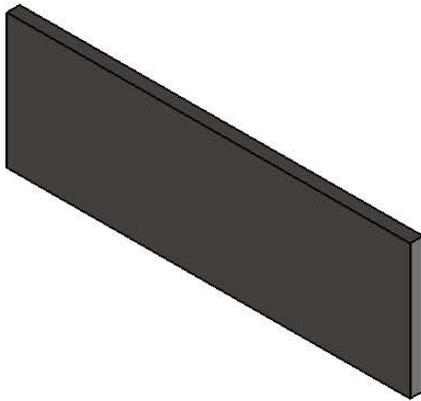
	FECHA	NOMBRE			
4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.	16/04/18	LANCHIMBA R.
3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.		
	08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.	16/04/18	ING. VÁSQUEZ C.
2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:		
	04/08/17	LANCHIMBA R.			
1era	01/08/17	DIANA M.			
	31/07/17	DIANA M.			
ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs

ESCALA: 1:10

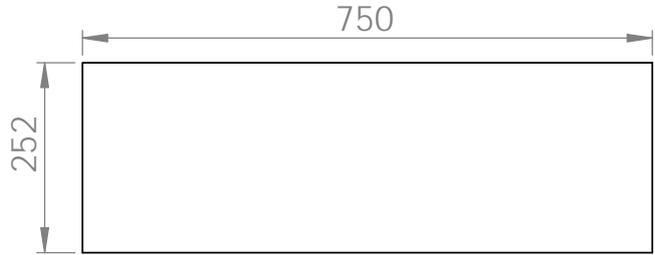
HOJA 3 DE 8

BASE_DM

PLACA_2 LATERAL BLOQUE

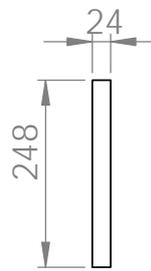
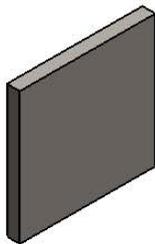


VISTA SUPERIOR

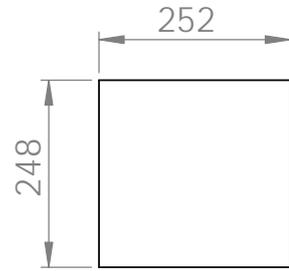


VISTA FRONTAL

PLACA_3 LATERAL BLOQUE



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



CARRERA DE
INGENIERÍA EN
MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB.

REVISIÓN: **A**

MATERIAL:

Acero A36, Acero 470 cementable

TÍTULO:

Base
ELEMENTOS

N.º DE DIBUJO

UTM30-BS-L4-0A

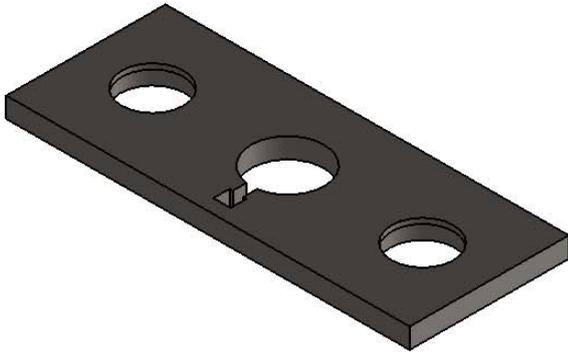
A4

FORMATO

ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs
	4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.	16/04/18
	3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.	
		08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.	16/04/18
	2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:	
		04/08/17	LANCHIMBA R.		
	1era	01/08/17	DIANA M.		
		31/07/17	DIANA M.		

ESCALA: 1:10

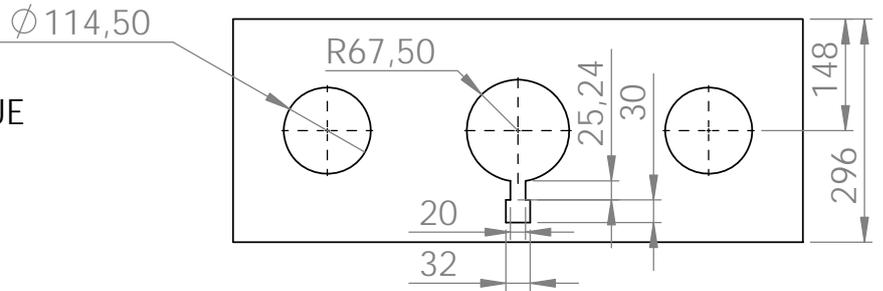
HOJA 4 DE 8



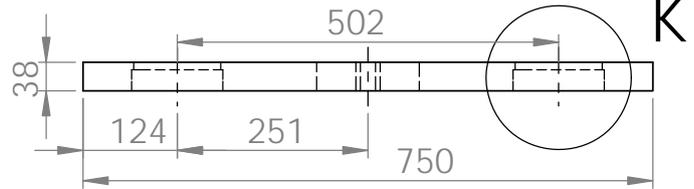
PLACA SUPERIOR BLOQUE

NOTA: CENTRADO
A LA CAMISA
INTERNA DEL C.H.

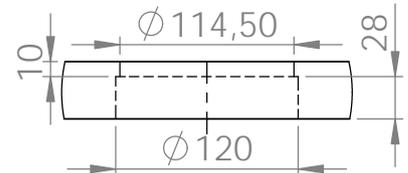
VISTA SUPERIOR



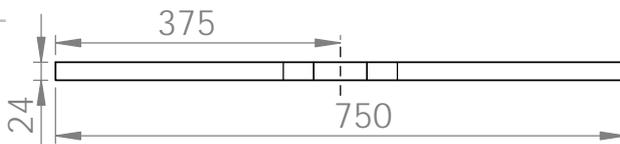
VISTA FRONTAL



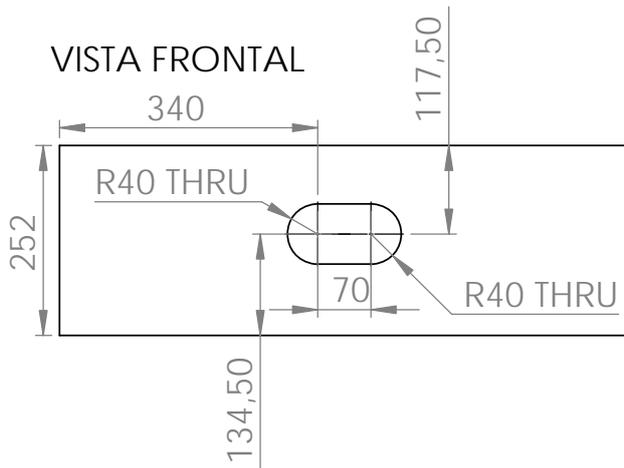
DETAIL K
SCALE 1 : 5



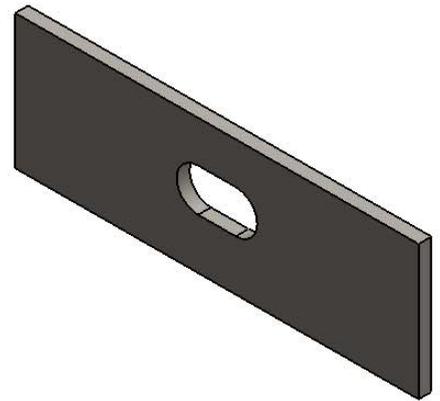
VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



PLACA_1 LATERAL BLOQUE



CARRERA DE
INGENIERÍA EN
MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB.

REVISIÓN: **A**

MATERIAL:

Acero A36, Acero 470 cementable

TÍTULO:

Base
ELEMENTOS

N.º DE DIBUJO

UTM30-BS-L5-0A

A4

FORMATO

ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs	FECHA	NOMBRE
	4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.		16/04/18	LANCHIMBA R.
	3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.			
		08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.		16/04/18	ING. VÁSQUEZ C.
	2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:			
		04/08/17	LANCHIMBA R.				
	1era	01/08/17	DIANA M.				
		31/07/17	DIANA M.				

ESCALA: 1:10

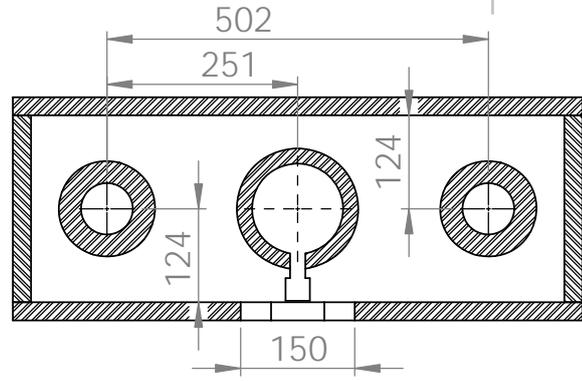
HOJA 5 DE 8

4 3 2 1

F

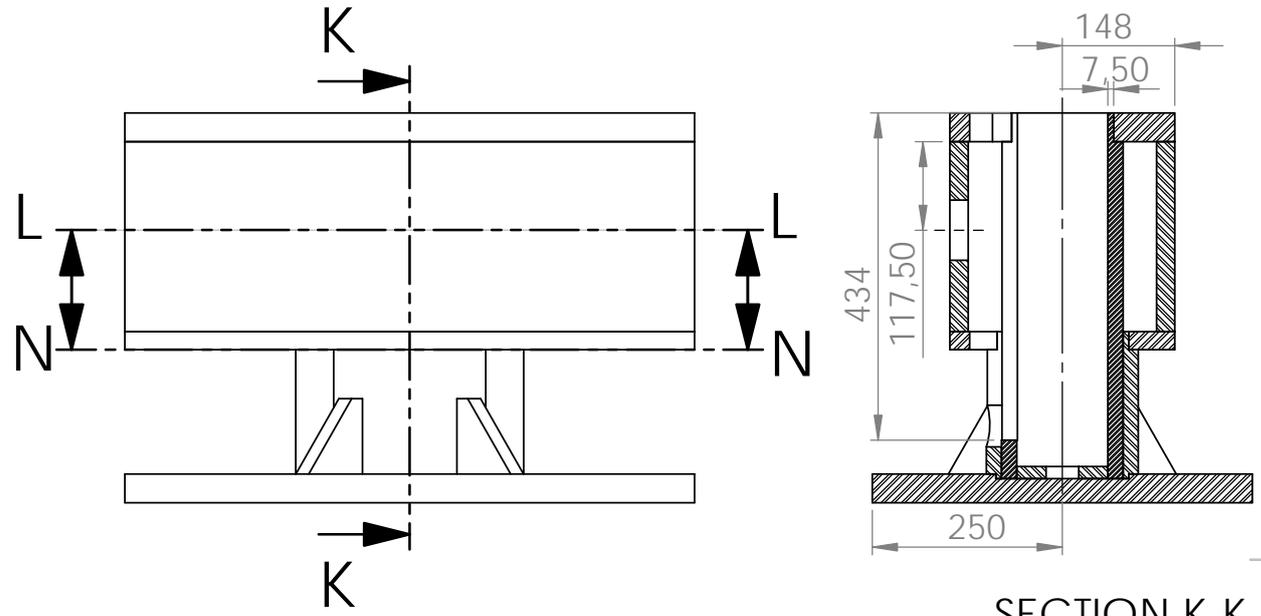
F

SECTION L-L
SCALE 1 : 10



E

E



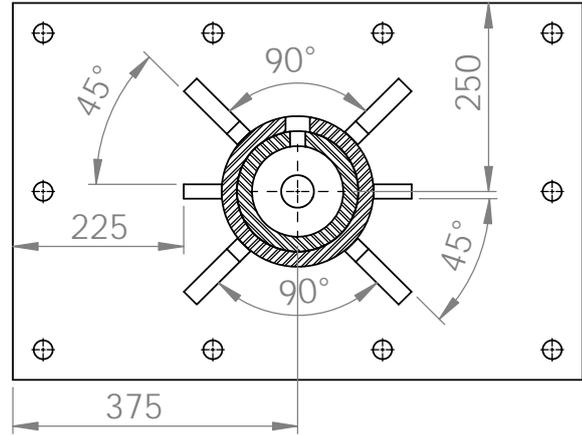
D

D

SECTION K-K
SCALE 1 : 10

C

C



B

B

SECTION N-N
SCALE 1 : 10



CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB. REVISIÓN: **A**
MATERIAL:
Acero A36, Acero 470 cementable

A

A

ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs
	4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.	16/04/18
	3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.	
		08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.	16/04/18
	2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:	
		04/08/17	LANCHIMBA R.		
	1era	01/08/17	DIANA M.		
		31/07/17	DIANA M.		

TÍTULO:
Base CORTES
N.º DE DIBUJO
UTM30-BS-L6-0A
FORMATO: **A4**
ESCALA: 1:10
HOJA 6 DE 8

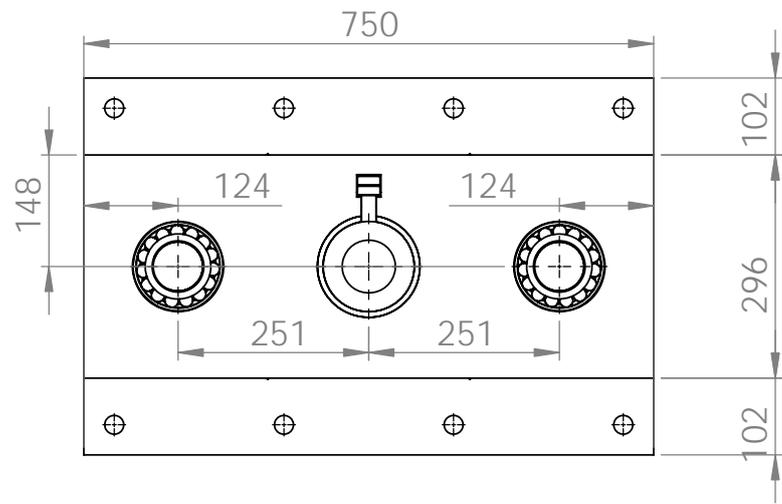
4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

VISTA SUPERIOR



E

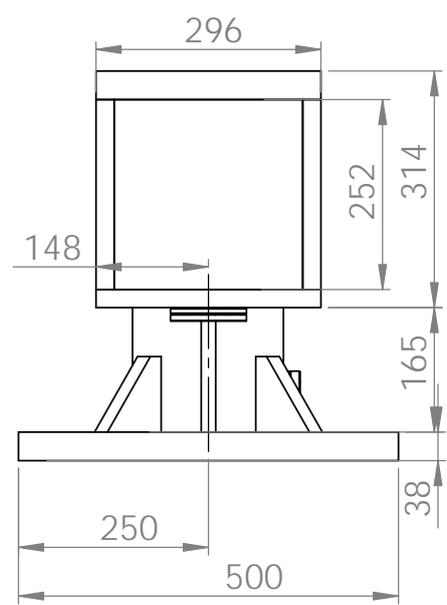
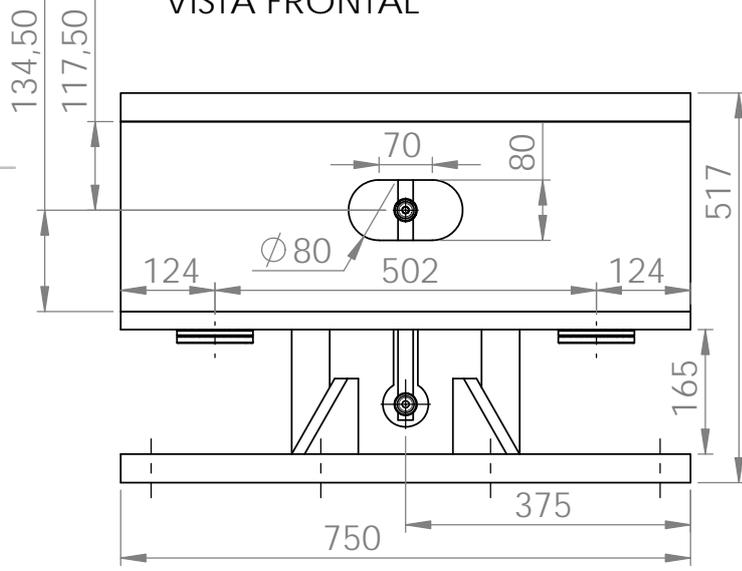
E

D

D

VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL



C

C

B

B



CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB. REVISIÓN: **A**
MATERIAL:
Acero A36, Acero 470 cementable

A

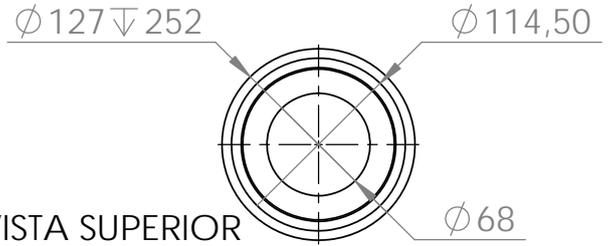
A

ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs
	4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.	16/04/18
	3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.	
		08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.	16/04/18
	2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:	
		04/08/17	LANCHIMBA R.		
	1era	01/08/17	DIANA M.		
		31/07/17	DIANA M.		

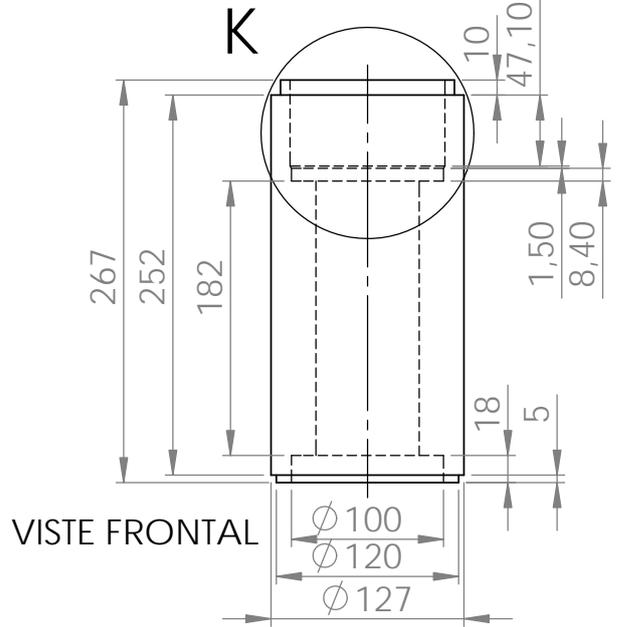
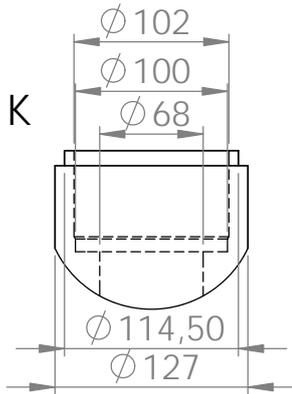
TÍTULO:
Base ENSAMBLE
N.º DE DIBUJO
UTM30-BS-L7-0A
FORMATO
A4
ESCALA: 1:10 HOJA 7 DE 8

4 3 2 1

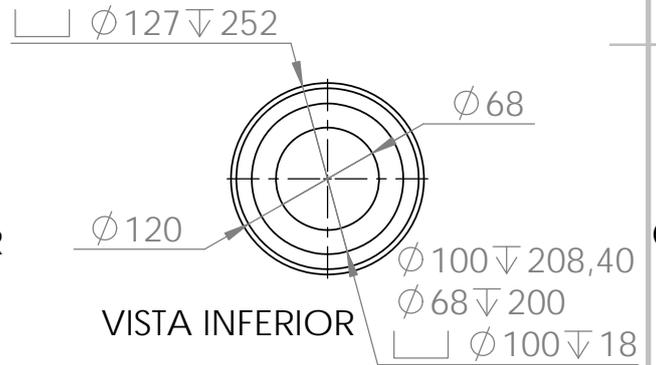
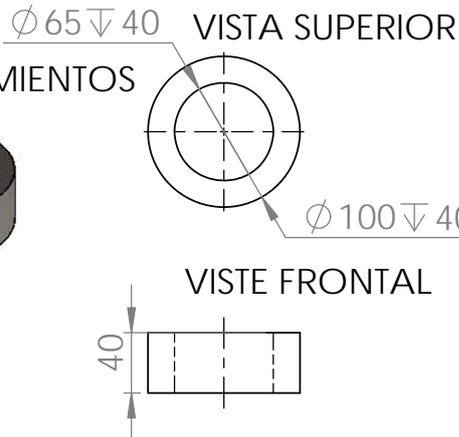
BOCIN EJES



DETAIL K



BOCIN RODAMIENTOS



NOTA: ESCALA 1:5
DETALLES DEL BOCIN- EJES



CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB.

REVISIÓN: **A**

MATERIAL:

Acero A36, AISI 4140

TÍTULO:

Base
ELEMENTOS

N.º DE DIBUJO

UTM30-CS-L1-0A

A4

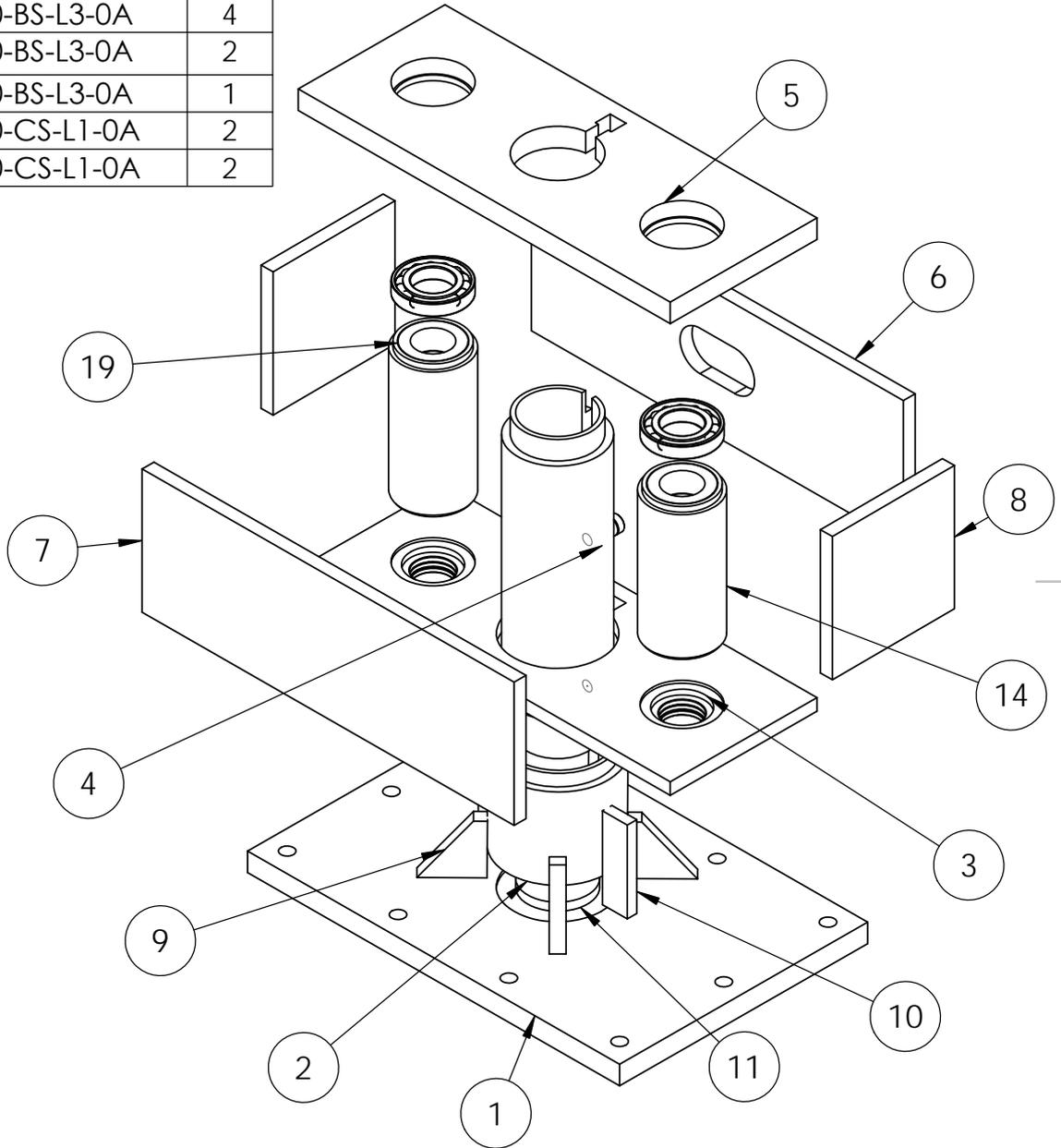
FORMATO

ED. MODIFIC. FECHA NOMBRE PESO: KGs

ESCALA: 1:10

HOJA 1 DE 8

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	UTM30-BS-L1-0A	1
2	UTM30-BS-L1-0A	1
3	UTM30-BS-L2-0A	1
4	UTM30-BS-L2-0A	1
5	UTM30-BS-L5-0A	1
6	UTM30-BS-L5-0A	1
7	UTM30-BS-L4-0A	1
8	UTM30-BS-L4-0A	2
9	UTM30-BS-L3-0A	4
10	UTM30-BS-L3-0A	2
11	UTM30-BS-L3-0A	1
14	UTM30-CS-L1-0A	2
19	UTM30-CS-L1-0A	2



CARRERA DE
INGENIERÍA EN
MECATRÓNICA



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACAB.

REVISIÓN: **A**

MATERIAL:

Acero A36, Acero 470 cementable

TÍTULO:

Base
VISTA EXPLOSIONADA

N.º DE DIBUJO

UTM30-BS-L8-0A

A4

FORMATO

ED.	MODIFIC.	FECHA	NOMBRE	PESO:	KGs	ESCALA:	HOJA 8 DE 8
	4ta	26/10/17	ALARCÓN A.	DIBUJ.	16/04/18	LANCHIMBA R.	
	3era	10/10/17	ALARCÓN A.	VERIF.			
		08/09/17	ALARCÓN A.	APROB.	16/04/18	ING. VÁSQUEZ C.	
	2da	16/08/17	LANCHIMBA R.	FIRMA:			
		04/08/17	LANCHIMBA R.				
	1era	01/08/17	DIANA M.				
		31/07/17	DIANA M.				