



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**AUTORES: CARRERA ESPÍN CRISTIAN IVÁN
CEPEDA PAREDES WILLIAM EDUARDO**

**TEMA: “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE
UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS, CON
ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA DE
TREN DE RODAJE; PARA LA EMPRESA PROYECTOS
MECÁNICOS KBM EL RASTRO”**

DIRECTOR: ING. CARVAJAL, MIGUEL

CODIRECTOR: ING. ROCHA, JUAN

LATACUNGA, DICIEMBRE 2014

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
CERTIFICADO

ING. CARVAJAL NARANJO MIGUEL ALBERTO

ING. ROCHA HOYOS JUAN CARLOS

CERTIFICAN

Que el trabajo “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS, CON ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA DE TREN DE RODAJE; PARA LA EMPRESA PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO” realizado por CARRERA ESPÍN CRISTIAN IVÁN y CEPEDA PAREDES WILLIAM EDUARDO, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE. Debido a que el proyecto es de suma importancia como modelo para implementar la metodología de calidad y optimizar el trabajo en la Industria Automotriz. Si recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (PDF). Autorizan a CARRERA ESPÍN CRISTIAN IVÁN y CEPEDA PAREDES WILLIAM EDUARDO que lo entregue al Ing. Juan Castro, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Diciembre del 2014

Ing. Carvajal Naranjo Miguel
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Rocha Hoyos Juan
CODIRECTOR DE PROYECTO

UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS – ESPE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Carrera Espín Cristian Iván
Cepeda Paredes William Eduardo

DECLARO QUE:

El proyecto de grado “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PRESA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS, CON ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA DE TREN DE RODAJE; PARA LA EMPRESA PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO”, ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Diciembre del 2014

Carrera E. Cristian I.
CC. 050298588-0

Cepeda P. William E.
CC. 050350233-8

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
AUTORIZACIÓN

Yo, Carrera Espín Cristian Iván y Cepeda Paredes William Eduardo

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS, CON ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA DE TREN DE RODAJE; PARA LA EMPRESA PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Diciembre del 2014

Carrera E. Cristian I.
CC. 050298588-0

Cepeda P. William E.
CC. 050350233-8

DEDICATORIA

A Dios, por haberme entregado el regalo más grande del mundo, el don de la vida y permitirme día a día disfrutarla a plenitud; por darme una familia tan linda y ejemplar.

A mi fortaleza, mi razón de ser mis padres Guido Carrera y Nelly Espín, quienes fueron el pilar fundamental para alcanzar mis metas que siempre estuvieron incondicionalmente en todo instante.

A mi abuelita Aida Carrera porque ella fue mi apoyo en los momentos más difíciles de mi vida y mi carrera, que con su amor y comprensión invaluable logre superarlo, su incansable espera para ella mi respeto y amor, mi sacrificio y trabajo, para ella la consecución de mi carrera..

A mis tíos Paco, Franklin y Sandra que son ejemplos de perseverancia para alcanzar todas las metas establecidas a lo largo de la vida, así como la humildad y la responsabilidad. A mis hermanos Karen y Alex y mis familiares por su apoyo incondicional en todas las circunstancias de la vida, por nunca dejarme solo. Por estar a mi lado siempre y demostrarme que con la unión familiar todo es posible.

A mis amigos y compañeros por el apoyo mutuo y los momentos compartidos.

Para todos porque este trabajo sea la prueba más clara que con sacrificio, dedicación y amor propio todas las metas se pueden cumplir, que nada es fácil pero tampoco imposible, que si nos proponemos somos capaces de alcanzar grandes logros.

CRISTIAN IVÁN CARRERA ESPÍN

DEDICATORIA

*Para la persona que me enseñó a ser quien soy,
quien compartió todos mis logros dedico la presente
por su apoyo en los momentos difíciles a mi padre,
a quien por su infinito apoyo y que con sus consejos
contribuyo a que no pierda el rumbo a mi madre,
por su cariño y consejos sinceros a mis abuelitos,
por su apoyo incondicional y comprensión a mi esposa,
y a mis angelitos, mis hijas por su cariño sincero.*

WILLIAM CEPEDA

AGRADECIMIENTO

Agradezco a ti Dios por bendecirme para llegar hasta donde he llegado, por brindarme salud y sabiduría necesaria para la culminación de este trabajo.

Gracias a mis padres Guido Carrera y Nelly Espín por su esfuerzo, trabajo y amor apoyándome moral y económicamente durante toda mi vida, así como también agradezco a mi abuela Aida Carrera y mis hermanos Karen y Alex por estar siempre a mi lado en las buenas y las malas.

Un agradecimiento especial a la Facultad de Ingeniería Automotriz de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sus autoridades y profesores. Al Ingeniero Miguel Carvajal, Director de Tesis y al Ingeniero Juan Rocha, Codirector; quienes con sus conocimientos, experiencia, paciencia, motivación y que desinteresadamente nos apoyaron en el proceso del proyecto y haberme dado la oportunidad de terminar mis estudios con éxito y ser un profesional.

Son muchas las personas que han formado parte de mi vida profesional a las que me encantaría agradecerles su amistad, consejos, apoyo, ánimo y compañía en los momentos más difíciles de mi vida. Algunas están aquí conmigo y otras en mis recuerdos y en mi corazón, sin importar en donde estén quiero darles las gracias por formar parte de mí, por todo lo que me han brindado y por todas sus bendiciones.

CRISTIAN IVÁN CARRERA ESPÍN

AGRADECIMIENTO

A creador de todas las cosas por permitirme
cumplir con mis objetivos,
a mis padres por su cariño fiel,
a mis abuelitos mil gracias por su apoyo sincero,
a mi esposa por su paciencia,
a mis angelitos por alegrarme cada día con su sonrisa,
a mis hermanos agradezco por su comprensión,
a mis tíos por sus consejos,
al director de mi tesis Ing. Miguel Carvajal por su guía
en el desarrollo del proyecto,
al codirector de mi tesis Ing. Juan Rocha por su apoyo
para el cumplimiento del presente proyecto.
A la empresa que KBM "El Rastro" por abrir sus puertas
y prestarnos la confianza para realizar el proyecto.

WILLIAM CEPEDA

RESUMEN

En la actualidad el mantenimiento de maquinaria pesada y equipo caminero exige cada vez niveles más altos de calidad en sus trabajos por ende el equipo a utilizarse deben brindar un servicio de calidad alto para que esta se impregne en lo solicitado por el cliente. La empresa PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO tiene una gran importancia para la prestación de servicios de remoción de pines de maquinaria pesada y equipo caminero, sin embargo necesita de una actualización y una aplicación de calidad que tenga una metodología de mejora continua para que siempre esté en constante progreso. El diseño, construcción y la implementación de este sistema electrohidráulico, en el cual existirá un trabajo adecuado en la extracción y colocación de pines de maquinaria pesada y equipo caminero, de tal manera que el cliente quede complacido con el trabajo realizado. En el proyecto se contempla una etapa previa de diseño la cual será realizada antes de la construcción de la máquina para evaluar el comportamiento de los materiales sometidos a una carga de 25 toneladas, con los resultados que arrojó este análisis tuvimos un panorama claro para poder realizar la construcción de la prensa con los materiales y aditamentos adecuados para satisfacer las necesidades de la empresa. Luego de terminada la construcción se procedió a las pruebas y evaluación de la máquina para determinar la eficiencia de la misma, regular los sistemas hidráulicos para obtener el mejor desempeño de la máquina.

PALABRAS CLAVE:PRENSA HIDRÁULICA, TREN DE RODAJE, MAQUINARIA PESADA, ACCESORIO, ELECTROHIDRÁULICO.

ABSTRACT

Currently maintenance of heavy machinery and road equipment requires ever higher levels of quality in their work therefore the equipment to be used must provide high quality service for this customer is impregnated in the request. "PROYECTOSMECÁNICOS KBM EL RASTRO" has great importance for the provision of pin removal of heavy machinery and road equipment, but needs an update and a quality application that has a continuous improvement methodology to always be in steady progress. The design, construction and implementation of the electro-hydraulic system , in which there will be an adequate job in the removal and placement of pins of heavy machinery and road equipment , so that the customer is pleased with the work done. The project prior design stage which will be conducted prior to construction of the machine to evaluate the behavior of materials under a load of 25 tons, with the results that I throw this analysis had a clear picture is contemplated to perform the construction of the press with the right materials and hardware to meet the needs of the company. After construction is completed we proceeded to the testing and evaluation of the machine to determine the efficiency of it, regulate hydraulic systems for the best performance of the machine.

KEY WORDS: HYDRAULIC PRESS, UNDERCARRIAGE, HEAVY MACHINERY, ACCESSORY, ELECTRO-HYDRAULIC.

ÍNDICE GENERAL

PORTADA	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
CERTIFICADO	ii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO.....	vii
AGRADECIMIENTO.....	viii
RESUMEN.....	ix
ABSTRACT	x
ÍNDICE DE FIGURAS	xx
ÍNDICE DE TABLAS	xxvii
PRESENTACIÓN	xxix
CAPÍTULO I	1
INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN	2
1.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.4. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO.....	2
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	3
1.6. OBJETIVOS.....	3
1.6.1. OBJETIVO GENERAL:.....	3
1.6.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	4
1.7. METAS.....	4
1.8. HIPÓTESIS.....	4
1.9. VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN	5

1.9.1.	VARIABLE INDEPENDIENTE	5
1.9.2.	VARIABLE DEPENDIENTE.....	5
CAPÍTULO II	6
	FUNDAMENTOS TEÓRICO	6
2.1.	PRINCIPIO DE PASCAL	6
2.2.	PRENSA HIDRÁULICA	6
2.3.	TIPOS DE PRENSAS.....	7
2.3.1.	MECÁNICAS	8
2.3.2.	HIDRÁULICAS	8
2.3.3.	TIPOS DE PRENSAS HIDRÁULICAS	9
a.	PRENSAS HIDRÁULICAS DE BANCO	9
b.	PRENSAS HIDRÁULICAS DE PIE	9
c.	PRENSAS HIDRÁULICAS MOTORIZADAS.....	10
2.5.	TIPOS DE TRABAJO DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS.....	11
2.5.1	PUNZADO	11
2.5.2	CORTE	12
2.5.3	DOBLADO	12
2.5.4	CURVADO	12
2.6.	COMPONENTES HIDRÁULICOS.....	13
2.6.1	TANQUE HIDRÁULICO	13
a.	LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS PARA TANQUES	13
2.7.	BOMBAS HIDRÁULICAS	13
2.7.1	FUNCIONES	13
2.7.2.	FACTORES DE EVALUACIÓN Y SELECCIÓN.....	14
a.	CAPACIDAD	14
b.	PRESIÓN.....	14

c.	VELOCIDAD DE IMPULSIÓN	15
d.	EFICIENCIA.....	15
e.	CARACTERÍSTICAS DE FLUIDO	15
f.	CONFIABILIDAD	16
g.	TAMAÑO Y PESO	16
h.	ADAPTABILIDAD AL CONTROL.....	16
i.	VIDA DE SERVICIO	16
j.	COSTOS.....	16
2.8.	BOMBAS DE ENGRANAJES.....	17
2.9.	VÁLVULAS.....	18
2.9.1.	FUNCIÓN	18
2.9.2.	TIPOS DE VÁLVULAS	19
a.	VÁLVULA ANTIRRETORNO	19
b.	VÁLVULA DE RETENCIÓN.....	20
c.	VÁLVULA DIRECCIONAL	20
d.	VÁLVULAS DIRECCIONALES DE CORREDERA DE MANDO DIRECTO	21
e.	VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO	21
f.	VÁLVULA DE CONTROL DE FLUJO CON CARRETE	22
g.	VÁLVULAS DE CONTROL DE PRESIÓN	22
h.	VÁLVULAS DE REDUCCIÓN DE PRESIÓN.....	23
2.9.3.	LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS Y ATENCIÓN TÉCNICA PARA LAS VÁLVULAS	24
a.	FALLAS EN LAS VÁLVULAS	24
b.	CAUSAS DE FALLAS EN LAS VÁLVULAS	24
c.	SEÑALES DE FALLA	25
d.	OPCIONES DE SERVICIO	25

2.10. CILINDROHIDRÁULICO	25
2.10.1. FUNCIÓN	25
2.10.2. CILINDRO DE DOBLE EFECTO	25
2.10.3. CILINDRO TELESCÓPICO DE DOBLE EFECTO.....	26
2.10.4. LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS Y ATENCIÓN TÉCNICA DE CILINDROS.....	26
a. FALLAS EN LOS CILINDROS	27
b. CAUSAS DE FALLAS EN LOS CILINDROS	27
c. SEÑALES DE FALLAS.....	27
2.11. TUBERÍAS Y MANGUERAS	27
2.11.1. FLUJO LAMINAR	28
2.11.2. PRESIÓN HIDRÁULICA	28
2.11.3. PÉRDIDA DE PRESIÓN	29
2.11.4. MANGUERASHIDRÁULICAS.....	29
2.11.5. CONSTRUCCIÓN DE MANGUERA.....	29
2.11.6. TIPOS DE MANGUERAS	30
2.12. CONEXIONES Y ACOPLAMIENTOS	30
2.12.1. CONEXIONES.....	30
2.12.2. ACOPLAMIENTOS.....	31
a. REBORDEADOS.....	31
b. TIPO TORNILLO	31
c. DE COLLAR	31
2.12.3. ACOPLAMIENTOS REUTILIZABLES.....	32
2.12.4. BRIDAS	32
2.12.5. ANILLOS DE SELLOS	32
2.12.6. CONECTORES ROSCADOS	33

2.12.7. TIPOS DE CONECTORES ROSCADOS	33
a. DE ROSCA AMERICANA.....	33
b. DE ROSCA ALEMANA.....	34
c. DE ROSCA FRANCESA	35
2.12.8. LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS Y ATENCIÓN TÉCNICA PARA TUBERÍAS	36
a. FALLAS EN LAS TUBERÍAS.....	36
b. SEÑALES DE FALLA	36
c. OPCIONES DE SERVICIO	36
d. SELECCIÓN DE LA MANGUERA CORRECTA.....	37
2.13. MANÓMETRO.....	37
2.13.1. SÍMBOLO	37
2.14. COMPONENTES ELÉCTRICOS	38
2.14.1. MOTOR ELÉCTRICOTRIFÁSICO	38
a. FUNCIONAMIENTO.....	38
b. EL ESTATOR	38
c. EL ROTOR.....	39
d. LOS ESCUDOS.....	39
2.14.2. BREAKER DE SEGURIDAD.....	39
2.14.3. CABLES DE CONEXIÓN ELÉCTRICA.....	40
2.15. ESTRUCTURA DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO.....	41
2.15.1. CRUCETA DE TRANSMISIÓN	41
2.15.2. CAJA REDUCTORA.....	41
2.16. PERNOS.....	42
2.16.1. CARGA MÁXIMA DE UN PERNO GRADO 8	43
2.17. MALLA PERFORADA.....	43

2.18. SOLDADURA	44
2.18.1. ELECTRODO 7018 AGA.....	45
2.18.2. APLICACIONES	45
2.18.3. DATOS TÉCNICOS	45
2.19. PINTURA ELECTROSTÁTICA INDUSTRIAL	46
2.19.1. SECTOR INDUSTRIAL	46
CAPITULO 3	48
DISEÑO Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS.....	48
3.1. INTRODUCCIÓN.....	48
3.2. PARÁMETROS DE DISEÑO	49
3.3. DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA	51
3.3.1. DISEÑO ESTRUCTURAL	51
a. DISEÑO DE VIGAS.....	51
CARGA SOPORTADA	51
b. COLUMNAS	52
RELACIÓN DE ESBELTEZ	53
CONSTANTE DE COLUMNA.....	54
CARGA CRÍTICA.....	55
CARGA ADMISIBLE	56
CARGA APLICADA.....	56
3.3.2. CÁLCULO DE LA UNIDAD DE POTENCIA HIDRÁULICA	58
a. CALCULO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	58
ÁREA DEL PISTÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO	58
PRESIÓN NECESARIA PARA GENERAR 25 TONELADAS.....	59
POTENCIA HIDRÁULICA REQUERIDA BASADA EN LA	
PRESIÓN EJERCIDA POR EL PISTÓN	61

CÁLCULO DE LA TUBERÍA.....	62
b. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	64
TIEMPOS DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.....	64
3.3.3. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS.....	66
a. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA PRIMARIA.....	66
b. FUERZA APLICADA A LA ESTRUCTURA.....	67
c. INFORMACIÓN DE MALLA DE LA ESTRUCTURA.....	67
d. ESTUDIO DE TENSIÓN DE VON MISES DE LA ESTRUCTURA	68
e. ESTUDIO DE DESPLAZAMIENTO DE LA ESTRUCTURA	69
f. FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA	71
g. DIAGRAMA DE CONVERGENCIA DE LA ESTRUCTURA	73
h. ESTUDIO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL SOMETIDA A FATIGA	73
PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA	73
DAÑO ACUMULADO EN LA ESTRUCTURA	75
ANÁLISIS DE LA CURVA SN	77
i. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL ACCESORIO	79
j. FUERZA APLICADA AL ACCESORIO	79
k. INFORMACIÓN DE MALLA DEL ACCESORIO.....	80
l. ESTUDIO DE TENSIÓN DE VON MISES DEL ACCESORIO.....	81
m. ESTUDIO DE DESPLAZAMIENTO DEL ACCESORIO	82
n. FACTOR DE SEGURIDAD DEL ACCESORIO	83
o. DIAGRAMA DE CONVERGENCIA	84
p. ESTUDIO DEL ACCESORIO SOMETIDO A FATIGA	85
PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA	85

DAÑO ACUMULADO DEL ACCESORIO	86
ANÁLISIS DE LA CURVA SN	88
CAPÍTULO 4	91
CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICA	91
4.1. PARÁMETROS DE DISEÑO	91
4.1.1. DISEÑO MECÁNICO E HIDRÁULICO.....	91
4.1.2. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....	91
4.2. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO	91
4.2.1. CONSTRUCCIÓN DE TRAVESAÑOS Y PARTE SUPERIOR DE LA PRENSA HIDRÁULICA.....	92
4.2.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MESA SOPORTE DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS	97
4.2.3. CONSTRUCCIÓN DE LOS SOPORTES INFERIORES DE LA PRENSA HIDRÁULICA.....	104
4.2.4. CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA	108
4.2.5. CONSTRUCCIÓN DE ACCESORIOS Y ELEMENTOS ADICIONALES LA PRENSA HIDRÁULICA	113
4.2.6. CONSTRUCCIÓN DE SOPORTES PARA ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS	118
4.2.7. LIMPIEZA Y PINTADO DE LA ESTRUCTURA; ASÍ COMO ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA	124
4.2.8. ARMADO DE LA ESTRUCTURA; ASÍ COMO ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA	127

CAPÍTULO 5	133
PRUEBAS Y PRESUPUESTOS	133
5.1. PRUEBAS.....	133
5.1.1. PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO	134
5.1.2. PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE RETORNO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO	135
5.1.3. PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA Y RETORNO DEL VÁSTAGO DEL ACCESORIO	137
5.1.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS PRUEBAS	138
5.2. PRESUPUESTO, ANÁLISIS DE COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO	140
5.2.1. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	142
a. MATERIALES DIRECTOS:	142
b. COSTOS DE MODIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA:.....	143
c. COSTOS INDIRECTOS.	143
d. COSTO TOTAL DE LA INVESTIGACIÓN.	144
e. CÁLCULO DEL COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL PROYECTO.	144
f. BENEFICIOS ECONÓMICOS TOTALES.....	148
g. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	149
h. COMPARACIÓN DE RESULTADOS.....	149
CONCLUSIONES.....	152
RECOMENDACIONES	155
BIBLIOGRAFÍA.....	156
NETGRAFÍA.....	158
ANEXOS.....	160

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2. 1 PRINCIPIO DE PASCAL	6
FIGURA 2. 2 PRENSA HIDRÁULICA	7
FIGURA 2. 3 GATO HIDRÁULICO	7
FIGURA 2. 4 PRENSAS MECÁNICAS	8
FIGURA 2. 5 PRENSAS HIDRÁULICAS	9
FIGURA 2. 6 PRENSA HIDRÁULICA DE BANCO	9
FIGURA 2. 7 PRENSA HIDRÁULICA DE PIE	10
FIGURA 2. 8 PRENSA HIDRÁULICA MOTORIZADA	10
FIGURA 2. 9 USO PRENSA HIDRÁULICA	10
FIGURA 2. 10 PRENSA PUNZADO	11
FIGURA 2. 11 PRENSA PUNZADO	12
FIGURA 2. 12 PRENSA DOBLADO	12
FIGURA 2. 13 PRENSA DE CURVADO	12
FIGURA 2. 14 TANQUE HIDRAULICO	13
FIGURA 2. 16 BOMBA HIDRAULICO	14
FIGURA 2. 17 BOMBA DE ENGRANAJES	17
FIGURA 2. 18 FUNCIONAMIENTO BOMBA DE ENGRANAJES	18
FIGURA 2. 19 COMPONENTES BOMBA DE ENGRANAJES	18
FIGURA 2. 20 VÁLVULA ANTIRRETORNO	19
FIGURA 2. 21 VÁLVULA DE RETENCIÓN	20
FIGURA 2. 22 VÁLVULA DIRECCIONAL	20
FIGURA 2. 23 VÁLVULA DIRECCIONAL DE CORREDERA DE MANDO DIRECTO	21
FIGURA 2. 24 SIMBOLOGÍA VÁLVULA DIRECCIONAL	21
FIGURA 2. 25 VÁLVULA DE CONTROL DE FLUJO	21
FIGURA 2. 26 VÁLVULA DE CONTROL DE FLUJO	22
FIGURA 2. 27 VÁLVULA DE CONTROL DE FLUJO CON CARRETE	22
FIGURA 2. 28 VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN	23
FIGURA 2. 29 FUNCIONAMIENTO VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN	23
FIGURA 2. 30 VÁLVULA DE REDUCCIÓN DE PRESIÓN	24
FIGURA 2. 31 SIMBOLOGÍA	24

FIGURA 2. 32 CILINDRO HIDRÁULICO	25
FIGURA 2. 33 CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO	26
FIGURA 2. 34 CILINDRO TELESCÓPICO DE DOBLE EFECTO.....	26
FIGURA 2. 35 MANGUERAS HIDRÁULICAS	29
FIGURA 2. 36 CONSTITUCIÓN MANGUERAS HIDRÁULICAS.....	30
FIGURA 2. 37 ACOPLAMIENTO REBORDEADO	31
FIGURA 2. 38 ACOPLAMIENTO TIPO TORNILLO.....	31
FIGURA 2. 39 ACOPLAMIENTO TIPO COLLAR	32
FIGURA 2. 40 ANILLOS DE SELLOS.....	32
FIGURA 2. 41 ROSCA AMERICANA.....	33
FIGURA 2. 42 ROSCA AMERICANA JIC 37°.....	33
FIGURA 2. 43 SELLO ANULAR DE SUPERFICIE	34
FIGURA 2. 44 NPSM.....	34
FIGURA 2. 45 NPTF.....	34
FIGURA 2. 46 SERIE DIN 3901/3902.....	35
FIGURA 2. 47 SERIE DIN 7631/7647.....	35
FIGURA 2. 48 ROSCA MILIMÉTRICA.....	35
FIGURA 2. 49 MANÓMETRO	37
FIGURA 2. 50 SÍMBOLO MANÓMETRO.....	37
FIGURA 2. 51 MOTOR ELÉCTRICO TRIFÁSICO	38
FIGURA 2. 52 COMPONENTES MOTOR ELÉCTRICO	39
FIGURA 2. 53 BREAKER DE SEGURIDAD	40
FIGURA 2. 54 CONDUCTOR ELÉCTRICO.....	40
FIGURA 2. 55 CONDUCTOR ELÉCTRICO VARIOS HILOS	41
FIGURA 2. 56 CARDÁN.....	41
FIGURA 2. 57 CAJA REDUCTORA.....	42
FIGURA 2. 58 PERNOS.....	43
FIGURA 2. 59 PERNOS GRADO 8	43
FIGURA 2. 60 LÁMINA PERFORADA.....	44
FIGURA 2. 61 ARCO ELÉCTRICO.....	44
FIGURA 2. 62 SOLDADURA.....	45
FIGURA 2. 63 ELECTRODO 7018	45
FIGURA 2. 64 PINTURA ELECTROSTÁTICA INDUSTRIAL	46
FIGURA 2. 65PINTURA ELECTROSTÁTICA INDUSTRIAL PRENSA	47

FIGURA 3. 1 PESO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.....	49
FIGURA 3. 2 CENTRO DE GRAVEDAD PRENSA	50
FIGURA 3. 3 DISEÑO DE VIGAS EN LA PRENSA.....	51
FIGURA 3. 4 CARGAS APLICADAS EN LA PRENSA.....	52
FIGURA 3. 5 CONSTANTE K	53
FIGURA 3. 6 SALIDA DEL CILINDRO HIDRÁULICO	64
FIGURA 3. 7 REPOSO CILINDRO HIDRÁULICO.....	65
FIGURA 3. 8 RETORNO DEL CILINDRO HIDRÁULICO	66
FIGURA 3. 9 FUERZA APLICADA 25 TONELADAS.....	67
FIGURA 3. 10 MALLA DE SOLIDO	67
FIGURA 3. 11 ESFUERZO MÁXIMO.....	68
FIGURA 3. 12 DESPLAZAMIENTO UNITARIO DEL SOLIDO.....	69
FIGURA 3. 13 FACTOR DE SEGURIDAD.....	71
FIGURA 3. 14 DIAGRAMA DE CONVERGENCIA	73
FIGURA 3. 15 AMPLITUD DE CARGAS CÍCLICAS.....	74
FIGURA 3. 16 TEORÍA DE CORRECCIÓN DE TENSIÓN MEDIA	75
FIGURA 3.17 DAÑO ACUMULADO ESCALA 1 VS. 100	75
FIGURA 3.18 VIDA TOTAL CICLOS SOPORTADOS ESCALA 1 VS. 100.....	76
FIGURA 3. 19 FACTOR DE SEGURIDAD EN FATIGA	77
FIGURA 3.20 CURVA SN DE LA ESTRUCTURA.....	77
FIGURA 3. 21 SENSIBILIDAD A FATIGA DE LA ESTRUCTURA	78
FIGURA 3. 22 FUERZA APLICADA 5.5 TONELADAS.....	79
FIGURA 3. 23 MALLA ACCESORIO	80
FIGURA 3. 24 ESFUERZO MÁXIMO.....	81
FIGURA 3. 25 DESPLAZAMIENTO UNITARIO DEL SOLIDO.....	82
FIGURA 3. 26 FACTOR DE SEGURIDAD.....	83
FIGURA 3. 27 DIAGRAMA DE CONVERGENCIA	84
FIGURA 3. 28 AMPLITUD DE CARGAS CÍCLICAS AL ACCESORIO	85
FIGURA 3. 29 TEORÍA DE CORRECCIÓN DE TENSIÓN MEDIA PARA EL ACCESORIO	86
FIGURA 3.30 DAÑO ACUMULADO ESCALA 1 VS. 100	86

FIGURA 3.31 VIDA TOTAL CICLOS SOPORTADOS	
ESCALA 1 VS. 100.....	87
FIGURA 3. 32 FACTOR DE SEGURIDAD DEL ACCESORIO	
EN FATIGA	88
FIGURA 3.33 CURVA SN ACCESORIO.....	88
FIGURA 3. 34 SENSIBILIDAD A FATIGA DEL ACCESORIO.....	89
FIGURA 4. 1 ELECCIÓN DE MATERIALES.....	92
FIGURA 4. 2 MEDICIÓN PERFIL IPN	92
FIGURA 4. 3 MEDICIÓN PLANCHAS ASTM A36.....	92
FIGURA 4. 4 CORTE PERFIL IPN.....	93
FIGURA 4. 5 CORTE PLANCHAS ASTM A36	93
FIGURA 4. 6 PERFILES IPN Y PLANCHAS ASTM A36 CORTADAS.....	93
FIGURA 4. 7 ELIMINACIÓN REBABAS	94
FIGURA 4. 8 UBICACIÓN DE PERFORACIONES	94
FIGURA 4. 9 PERFORACIÓN PLANCHAS ASTM A36	95
FIGURA 4. 10 PERFORACIÓN PERFILES IPN.....	95
FIGURA 4. 11 UBICACIÓN PERFILES IPN Y PLANCHAS ASTM A36.....	95
FIGURA 4. 12 AJUSTE DE PERNOS.....	96
FIGURA 4. 13 PARTE SUPERIOR ARMADA	96
FIGURA 4. 14 PERFIL UPN200.....	97
FIGURA 4. 15 CORTE PERFIL UPN200.....	98
FIGURA 4. 16 SUELDA DE PLANCHAS ASTM A36	98
FIGURA 4. 17 REFUERZOS PERFIL UPN200	98
FIGURA 4. 18 ELIMINACIÓN DE REBABAS	99
FIGURA 4. 19 SOPORTE DE LA MESA DE TRABAJO.....	99
FIGURA 4. 20 MEDICIÓN PARA PERFORACIÓN	100
FIGURA 4. 21 PERFORACIÓN PERFIL UPN200	100
FIGURA 4. 22 MEDIDA DE PROFUNDIDAD PERFIL IPN	100
FIGURA 4. 23 MEDIDA ALTURA PERFIL IPN.....	101
FIGURA 4. 24 PERFORACIÓN PERFIL IPN.....	101
FIGURA 4. 25 SOPORTE DE MESA DE TRABAJO ARMADA.....	102
FIGURA 4. 26 MESA DE TRABAJO	102
FIGURA 4. 27 SOPORTE MÓVIL Y MESA DE TRABAJO	103
FIGURA 4. 28 DESARMADO MESA DE TRABAJO.....	104

FIGURA 4. 29 PERFIL UPN160.....	104
FIGURA 4. 30 ELIMINACIÓN DE REBABAS PERFIL UPN160.....	105
FIGURA 4. 31 UBICACIÓN PERFIL IPN CON EL PERFIL UPN160	105
FIGURA 4. 32 SOLDADURA DE PERFIL IPN CON PERFIL UPN160	105
FIGURA 4. 33 SOPORTES DE LA PRENSA	106
FIGURA 4. 34 PERFORACIÓN DEL PERFIL UPN160.....	106
FIGURA 4. 35 UBICACIÓN DE PERNOS.....	106
FIGURA 4. 36 SOLDADURA PLANCHA ASTM A36.....	107
FIGURA 4. 37 PARTE INFERIOR ARMADA	107
FIGURA 4. 38 PLANCHA ASTM A36 DE 5/8 IN.....	108
FIGURA 4. 39 CORTE PLANCHA ASTM A36 DE 5/8 IN.....	108
FIGURA 4. 40 SOLDADURA Y RECTIFICACIÓN DE PLANCHA ASTM A36 DE 5/8 IN.....	109
FIGURA 4. 41 SOLDADURA TUBO REDONDO.....	109
FIGURA 4. 42 ROSCA VÁSTAGO DEL PISTÓN	110
FIGURA 4. 43 CILINDRO DE DOBLE EFECTO ENCAMISADO	110
FIGURA 4. 44 PASADOR SOPORTE CILINDRO	111
FIGURA 4. 45 CORTE BASES DE REFUERZO	111
FIGURA 4. 46 ORIFICIO DE BASES DE REFUERZO.....	112
FIGURA 4. 47 PASADOR Y BASES DE REFUERZO.....	112
FIGURA 4. 48 REFORZADO Y ENCAMISADO CILINDRO	112
FIGURA 4. 49 CUERPO DEL ACCESORIO.....	113
FIGURA 4. 50 SOPORTE CILINDRO DE 3IN	114
FIGURA 4. 51 BASE PARA EL VÁSTAGO	114
FIGURA 4. 52 SOPORTES DEL ACCESORIO	114
FIGURA 4. 53 ACCESORIO TERMINADO	115
FIGURA 4. 54 TORNEADO DEL ACOPLA.....	115
FIGURA 4. 55 ROSCA ACOPLA	115
FIGURA 4. 56 ACOPLA TERMINADO.....	116
FIGURA 4. 57 UBICACIÓN SELLO CAT	116
FIGURA 4. 58 SOLDAMOS SELLO CAT.....	116
FIGURA 4. 59 SELLO CAT TERMINADO	117
FIGURA 4. 60 DESBASTE BASES.....	118
FIGURA 4. 61 PERFORACIÓN BASE BOMBA HIDRÁULICA.....	118

FIGURA 4. 62 BASE BOMBA HIDRÁULICA	119
FIGURA 4. 63 CORTE PERFIL IPN.....	119
FIGURA 4. 64 SOLDADURA DE BASES EN EL PERFIL IPN	119
FIGURA 4. 65 PERFORACIÓN DE PLANCHA ASTM A36 DE ½ IN	120
FIGURA 4. 66 CONSTRUCCIÓN DE SOPORTE ASTM A36 DE ½ IN ...	120
FIGURA 4. 67 BASE TERMINADA	120
FIGURA 4. 68 SOPORTE PALANCA DE MANDO HIDRÁULICO	121
FIGURA 4. 69 SOPORTE MANDO HIDRÁULICO	121
FIGURA 4. 70 SOPORTE TANQUE HIDRÁULICO.....	122
FIGURA 4. 71 PERFORACIÓN PARA PRISIONERO.....	122
FIGURA 4. 72 CARDAN Y CHAVETEROS	122
FIGURA 4. 73 MALLA PERFORADA R5T8.....	123
FIGURA 4. 74 PULVERIZADO Y LIMPIEZA DE ELEMENTOS.....	124
FIGURA 4. 75 SECADO DE ELEMENTOS	124
FIGURA 4. 76 FONDO GRIS	125
FIGURA 4. 77 SECADO FONDO GRIS.....	125
FIGURA 4. 78 PINTURA AMARILLO SEÑAL RAL1003.....	125
FIGURA 4. 79 ELEMENTOS CON PINTURA NEGRO SEÑAL RAL9004	126
FIGURA 4. 80 MESA DE TRABAJO CON PINTURA NEGRO SEÑAL RAL9004	126
FIGURA 4. 81 ELEMENTOS CON PINTURA NARANJA BRILLANTE RAL2005	126
FIGURA 4. 82 SECADO DE PINTURA.....	127
FIGURA 4. 83 CONEXIÓN Y AISLAMIENTO DE CABLES	128
FIGURA 4. 84 COLOCACIÓN DE MANGUERA CORRUGADA	128
FIGURA 4. 85 MONTAJE DE ELEMENTOS	129
FIGURA 4. 86 MANGUERA DE 1320 PSI TANQUE MANDO HIDRÁULICO	129
FIGURA 4. 87 MANGUERA DE 290 PSI TANQUE BOMBA HIDRÁULICO.....	129
FIGURA 4. 88 MANGUERA DE 330 PSI BOMBA MANDO HIDRÁULICO-CILINDRO.....	130

FIGURA 4. 89 MANGUERAS CONECTADAS EN EL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO.....	130
FIGURA 4. 90 ACOPLES RÁPIDOS Y MANÓMETRO DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO.....	131
FIGURA 4. 91 SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO.....	131
FIGURA 4. 92 ACEITE HIDRAULICO.....	131
FIGURA 4. 93 PRENSA Y ACCESORIO COMPLETO.....	132
FIGURA 5. 1 REMOCIÓN DE PINES DE CADENA.....	134
FIGURA 5. 2 TIEMPO DE REMOCIÓN DE PINES DE CADENA.....	135
FIGURA 5. 3 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PREOCESO DE REMOCION DE PINES.....	136
FIGURA 5. 4 TIEMPO DE SALIDA DE VASTAGO ACCESORIO.....	137
FIGURA 5. 5 TIEMPO DE SALIDA DEL VÁSTAGO.....	138
FIGURA 5. 6 TIEMPO DE RETORNO DEL VÁSTAGO	138
FIGURA 5. 7 TIEMPO DE SALIDA DEL VÁSTAGO DEL ACCESORIO.....	139
FIGURA 5. 8 TIEMPO DE RETORNO DEL VÁSTAGO DEL ACCESORIO.....	139
FIGURA 5. 9 COMPARACIÓN DE TIEMPO DEL VÁSTAGO	139
FIGURA 5. 10 COMPARACIÓN DEL TIEMPO DEL ACCESORIO.....	140
FIGURA 5. 11 CONSUMO ENERGÉTICO MENSUAL DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO.....	146
FIGURA 5. 12 COMPARACIÓN DE GASTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	150
FIGURA 5. 13 PORCENTAJE DE AHORRO.....	151

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2. 1 FALLAS DE TUBERÍAS Y CONEXIONES	36
TABLA 2. 2 DIÁMETROS Y AMPERAJES ELECTRODO.....	46
TABLA 3. 1 PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	66
TABLA 3. 2 INFORMACIÓN MALLA.....	68
TABLA 3. 3 TENSIÓN VON MISES	69
TABLA 3. 4 DESPLAZAMIENTOS.....	70
TABLA 3. 5 FACTOR DE SEGURIDAD.....	71
TABLA 3. 6 PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA	74
TABLA 3.7 PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	79
TABLA 3. 8 INFORMACIÓN MALLA ACCESORIO.....	80
TABLA 3. 9 TENSIONES ACCESORIO.....	81
TABLA 3. 10 DESPLAZAMIENTOS DEL ACCESORIO	82
TABLA 3. 11 FACTOR DE SEGURIDAD.....	83
TABLA 3.12 PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA	85
TABLA 4. 1 DIAGRAMA DE PROCESOS TRAVESAÑOS Y PARTE SUPERIOR.....	96
TABLA 4. 2 DIAGRAMA DE PROCESOS MESA SOPORTE	103
TABLA 4. 3 DIAGRAMA DE PROCESOS SOPORTE INFERIOR	107
TABLA 4. 4 DIAGRAMA DE PROCESOS SOPORTE DEL CILINDRO DE 25 TONELADAS	113
TABLA 4. 5 DIAGRAMA DE PROCESOS ACCESORIO Y ELEMENTOS ADICIONALES.....	117
TABLA 4. 6 DIAGRAMA DE PROCESOS DE SOPORTES	123
TABLA 4. 7 DIAGRAMA DE PROCESOS DE LIMPIEZA Y PINTADO.....	127
TABLA 4. 8 DIAGRAMA DE PROCESOS DE ARMADO DE LA PRENSA	132
TABLA 5. 1 PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA VÁSTAGO.....	134
TABLA 5. 2 PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE RETORNO VÁSTAGO	135
TABLA 5. 3 PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA VÁSTAGO DEL ACCESORIO	137

TABLA 5. 4 PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE RETORNO DEL VÁSTAGO DEL ACCESORIO	137
TABLA 5. 5 CONDICIONES INICIALES PARA EL ANÁLISIS.	141
TABLA 5. 6 COSTOS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO MENSUAL	141
TABLA 5. 7 COSTOS DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO MENSUAL	141
TABLA 5. 8 COSTOS ANUAL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.....	141
TABLA 5. 9 COSTOS ANUAL DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO. ...	141
TABLA 5. 10 COSTOS ANUAL DE MANTENIMIENTO Y PRODUCCIÓN.....	141
TABLA 5. 11COSTOS ANUAL DE PRODUCCIÓN	142
TABLA 5. 12 DESGLOSE DE LOS MATERIALES DIRECTOS PARA LA CONVERSIÓN.....	142
TABLA 5. 13 DESGLOSE DE LOS MATERIALES DE IMPLEMENTACIÓN.....	143
TABLA 5. 14 COSTOS INDIRECTOS.....	144
TABLA 5. 15 COSTO TOTAL DE LA INVESTIGACIÓN.....	144
TABLA 5. 16 COSTOS DE CONSUMO ELÉCTRICO	147
TABLA 5. 17 COSTOS ANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	147
TABLA 5. 18 COSTOS ANUAL DE MANO.....	147
TABLA 5. 19 COSTOS DE OPERACIÓN	147
TABLA 5. 20 COSTOS DE TOTAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	147
TABLA 5. 21 VARIACIÓN INFLACIÓN ANUAL.....	148
TABLA 5. 22 BENEFICIOS ECONÓMICOS TOTALES (USD), AL REMOVER 12 PINES DIARIOS	148
TABLA 5. 23 COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS.....	150

PRESENTACIÓN

El proyecto, "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS, CON ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA DE TREN DE RODAJE; PARA LA EMPRESA PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO" relaciona diversos conocimientos obtenidos durante el transcurso de nuestra formación académica.

Estimando que este sistema electrohidráulico cumpla de forma correcta la remoción de pines de maquinaria pesada y equipo caminero, satisfaciendo las necesidades de la empresa mediante la optimización de costos y tiempo.

El capítulo 1, presenta el análisis metodológico del problema a resolver.

El capítulo2, marco teórico y definición de términos estructurado para desarrollar el sistema electrohidráulico.

El capítulo3, diseño de los elementos hidráulicos, mecánicos, eléctricos del sistema electrohidráulico.

El capítulo 4, construcción del sistema electrohidráulico.

El capítulo 5, análisis de resultados y presupuestos.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

En el siglo XVII, en Francia, el matemático y filósofo Blaise Pascal comenzó una investigación referente al principio mediante el cual la presión aplicada a un líquido contenido en un recipiente se transmite con la misma intensidad en todas direcciones. Gracias a este principio se pueden obtener fuerzas muy grandes utilizando otras relativamente pequeñas. La prensa hidráulica fue inventada por el industrial inglés Joseph Bramah (1749-1814), esta prensa conseguía presiones relativamente pequeñas y no era utilizable para la deformación de metales. Fueron los hermanos Perier quienes, años más tarde desarrollaron la máquina de Bramah permitiendo alcanzar presiones más altas de 70 Kg/cm^2 , haciendo apta para trabajos más duros como el acuñado de monedas o la deformación de plomo. Sin embargo, la aplicación de la prensa hidráulica para el trabajo del hierro no se produce hasta mediados del siglo XIX, especialmente tras de la aparición del modelo desarrollado por el austriaco Haswell. (Waganoff, 2010)

Durante los últimos años ha habido un crecimiento en el uso de prensas hidráulicas, sustituyendo la prensa mecánica y otros métodos no adecuados para la realización de la remoción de pines de cadena de tren de rodaje.

Dentro de las diferentes formas de montaje y desmontaje de pines sobresalían tres métodos comunes los cuales provocaban una deformación y esfuerzo inadecuado del pin de cadena, y tocaba remplazarlos necesariamente; estos métodos eran: Montaje y desmontaje mecánico (martillo y casquillo de impacto), por inducción de calor (placa de calentamiento, aparato inductivo de calor y baño de aceite) y por prensado mecánico.

1.2. PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

En el país no hay la facilidad para aplicaciones especiales en maquinaria pesada como es la extracción de pines de cadenas del tren de rodaje, la cual ha provocado la pérdida de dinero y tiempo en los propietarios de las mismas.

1.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Al realizar el diseño y construcción de un sistema electrohidráulico con un accesorio innovador para este tipo de aplicaciones se dotará a la empresa una herramienta muy eficiente para poder reducir los tiempos de mantenimiento de maquinaria pesada; así como la reducción de esfuerzos y deformaciones en los pines.

Esto se debe a que las prensas hidráulicas son máquinas más rápidas y más confiables, debido al mejoramiento de la tecnología que estas han experimentado, de tal manera esta realizará un movimiento deslizante lineal el cual empuja o comprime el pin de cadena; a diferencia de una prensa mecánica que realiza un golpe directo hacia el pin de cadena.

Esta característica es la causa de las inherentes ventajas de operación como son: Carrera lenta y controlada, habilidad para ejercer toda su presión a lo largo de la carrera, proporcionar un ajuste infinito de número de golpes y longitud de carrera, es una herramienta indispensable para operaciones de extrusión y embutición profunda. Por último cabe decir que el equipo es más compacto, menos ruidosa, más segura, costo de mantenimiento menor, presenta mayor flexibilidad y versatilidad, y proporcionan una mayor capacidad a menor costo.

1.4. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO

Se pretende construir un sistema electrohidráulico de 25 toneladas con un accesorio para extracción de pines de cadena de tren de rodaje que será

accionado desde la prensa principal y estará conectada a la misma con acoples de conexión rápida, además servirá para evitar deformaciones del pin de cadena y reutilizar el mismo componente, evitando costos innecesarios en el remplazó del pin.

Se aplicarán los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Automotriz en el diseño del circuito hidráulico, mecánico y estructural del sistema electrohidráulico para que sea de utilidad para la empresa. La construcción se dará en base a la simulación de elementos finitos en los sistemas mecánicos para optimización de recursos.

1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Es necesario el diseño y construcción de esta herramienta para mejorar la calidad del servicio en mantenimiento de la empresa en la cual será implementada; será de gran utilidad ya que reducirá los tiempos y costos en el mantenimiento de maquinaria pesada así como la reutilización de componentes. Considerando la simulación en elementos finitos, para generar un diseño adecuado.

El presente proyecto será de gran importancia puesto que en la región centro donde será implementado un sistema electrohidráulico existe alta demanda de mantenimiento de maquinaria pesada y equipo caminero, en la actualidad se realizan proyectos importantes de obras públicas y privadas en la región lo cual provoca un amplio mercado para el mantenimiento de los mismos.

1.6. OBJETIVOS

1.6.1. OBJETIVO GENERAL:

Construir una prensa hidráulico de 25 toneladas con un accesorio para remoción de pines de cadena de tren de rodaje, para obtener deformaciones

y tensiones mínimas en el pin de desacople de cadena logrando alargar la vida útil del tren de rodaje.

1.6.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Establecer condiciones de diseño: parámetros, ergonomía del equipo, que comprendan eficiencia y mantenimiento.
- Analizar entre varios diseños de máquinas el más eficiente y menos costoso, en base a la simulación de elementos finitos.
- Seleccionar los elementos y componentes adecuados para el funcionamiento de la prensa hidráulica.
- Diseñar los circuitos hidráulicos y eléctricos requeridos para la operación de la prensa hidráulica.
- Diseñar la prensa hidráulica en base a generar su trabajo y experimentar en el pin de la cadena una deformación igual a cero.
- Realizar el montaje de la prensa hidráulica.
- Implementar y poner a punto la prensa hidráulica.
- Evaluar en base a la simulación por elementos finitos la factibilidad del sistema electrohidráulico.

1.7.METAS

Con el diseño, construcción e implementación de este sistema electrohidráulico se va a obtener un servicio de calidad en la empresa "Proyectos Mecánicos KBM El Rastro Salcedo – Cotopaxi – Ecuador", en el cual existirá un trabajo adecuado en la extracción y colocación de pines de maquinaria pesada y equipo caminero, de tal manera que el cliente quede complacido con el trabajo realizado.

1.8.HIPÓTESIS

El diseño, construcción e implementación de una prensa hidráulica aportará con una herramienta útil y eficiente para el desarrollo del

mantenimiento de maquinaria pesada en la empresa "Proyectos Mecánicos KBM El Rastro Salcedo – Cotopaxi – Ecuador".

1.9. VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN

1.9.1. VARIABLE INDEPENDIENTE

Construcción de una prensa hidráulica con accesorio para remover pines de cadena de tren de rodaje.

1.9.2. VARIABLE DEPENDIENTE

Remoción de pines de cadena de tren de rodaje para el mantenimiento de maquinaria pesada.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICO

2.1. PRINCIPIO DE PASCAL

La presión aplicada sobre un fluido confinado en un recipiente, se transmite íntegramente en todas las direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando estas fuerzas perpendicularmente sobre las paredes del recipiente contenedor. El principio de Pascal es la base en la que se apoya el funcionamiento de las máquinas hidráulicas: la prensa, el freno, la grúa, el ascensor, el gato. Lo ilustra la Figura 2.1. (Wilson & Buffa, 2003)

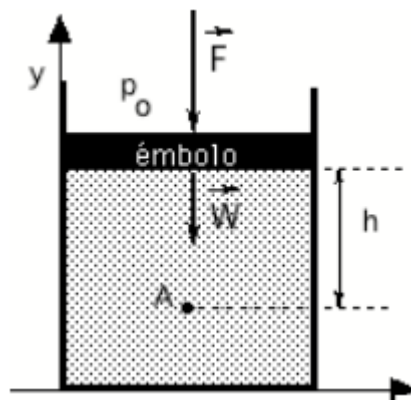


Figura 2. 1 Principio de Pascal
Fuente: Wilson J. & Buffa A., 2003

Donde:

p_0 = Presión ejercida por la atmósfera.

F = Fuerza externa.

W = Peso del émbolo.

2.2. PRENSA HIDRÁULICA

La figura 2.2 representa una prensa hidráulica en la que un fluido llena un circuito, que consta de dos cuellos de diferente sección cerrados con sendos émbolos (pistones) ajustados, capaces de desplazarse dentro de los tubos (cilindros). Si se ejerce una fuerza (F_1) sobre el pistón pequeño

(A1), la presión ejercida se transmite a todos los puntos del fluido dentro del recinto y produce fuerzas perpendiculares a las paredes.(Wilson J.D, 2003)

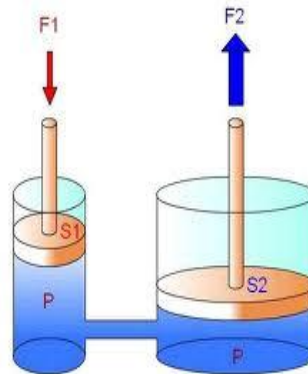


Figura 2. 2 Prensa hidráulica
Fuente: Wilson J.&Buffa A., 2003

El pistón grande es diez veces mayor que la del pequeño como se muestra la figura 2.3, entonces el módulo de la fuerza obtenida será diez veces mayor que la ejercida sobre el pistón pequeño. En este caso la fuerza se aplica sobre el pistón pequeño a través de una palanca. El mecánico tiene que hacer poca fuerza para mover el mecanismo, sin embargo tendrá que ejercerlo muchas veces para poder conseguir desplazar todo el volumen de líquido necesario.(Valera Negrete, 2013)

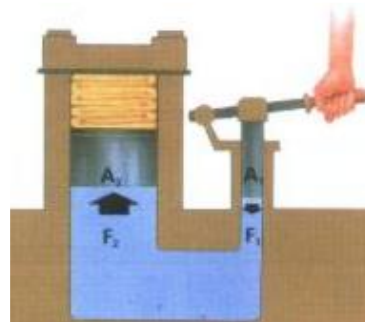


Figura 2. 3 Gato Hidráulico
Fuente: Wilson J., Buffa A., 2003

2.3. TIPOS DE PRENSAS

En relación a la fuente de energía, ya sea operada manualmente o con potencia. Las máquinas operadas manualmente se usan para trabajos en lámina delgada de metal, pero la mayor parte de maquinaria para producción se opera con potencia. Esta selección está enmarcada en

algunos factores tales como: los requerimientos de tamaño, fuerza, energía, velocidad, una mayor productividad y economía. Las prensas mecánicas como se muestra en la figura 2.4 son comúnmente usadas para embutir pero el uso de prensas hidráulicas se ha incrementado, y existen aplicaciones en las que estas ofrecen algunas ventajas por sobre sus similares mecánicas y en algunos casos la operación solo puede ser realizada por una prensa hidráulica.(Rivas T.J, 2000)

2.3.1. MECÁNICAS



Figura 2. 4Prensas Mecánicas
Fuente:www.asafmaquinarias.com

Las prensas mecánicas amplifican la fuerza ejercida sobre el mecanismo usando una serie de artefactos para incrementar el par ejercido y así obtener una alta presión donde sea requerida como se puede visualizar en la figura 2.4.Las variables se seleccionan de acuerdo a lo que se quiera producir, esta fuerza, al igual que la velocidad de transformación la determina el material y la geometría, en muchos casos éstos datos no se encuentran fácilmente, por lo que es recomendable darle cierta flexibilidad a la prensa.(Rivas T.J, 2000)

2.3.2. HIDRÁULICAS

Las prensas hidráulicas como se muestra en la figura 2.5 utilizan la presión hidrostática en contra de uno o más pistones para lograr la fuerza para trabajado mecánico necesario dependiendo de la aplicación para la cual se encuentre diseñada y los ciclos de trabajo a los que va a ser sometida la máquina.



Figura 2. 5 Prensas Hidráulicas
Fuente: www.asafmaquinarias.com

2.3.3. TIPOS DE PRENSAS HIDRÁULICAS

a. PRENSAS HIDRÁULICAS DE BANCO

Son aquellas prensas que se colocan arriba de un banco de trabajo como se indica en la figura 2.6, ya que carecen de base y requieren de un banco sobre el cual se deben colocar.



Figura 2. 6 Prensa Hidráulica de Banco
Fuente: www.asafmaquinarias.com

b. PRENSAS HIDRÁULICAS DE PIE

Son con base propia, no se colocan arriba de un banco de trabajo, debido a que vienen provistas con armazón o estructura para colocar directamente sobre el piso. Se deben empernar al piso como se muestra en la figura 2.7.



Figura 2. 7 Prensa Hidráulica de Pie
Fuente:www.asafmaquinarias.com

c. PRENSAS HIDRÁULICAS MOTORIZADAS

Como se muestra en la figura 2.8 son aquellas que vienen provistas con una central hidráulica motorizada, en lugar de una bomba manual.



Figura 2. 8 Prensa Hidráulica Motorizada
Fuente: www.asafmaquinarias.com

d. USOS DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS

Su función es la compresión vertical de piezas que varían en su tamaño. Normalmente son piezas difíciles de trabajar, por lo mismo que es necesario realizar un ajuste más fuerte.

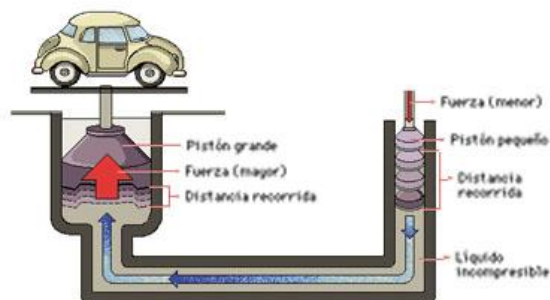


Figura 2. 9 Uso Prensa Hidráulica
Fuente: Duarte A. & Niño R., 2011

Las prensas hidráulicas no sólo ensamblan piezas, sino que también permite la extracción de las mismas sin mayor dificultad, lo que hace que los trabajos sean más fáciles y hechos en el menor tiempo posible. También, tanto en la industria aeronáutica como en la industria automotriz, es útil porque se usa para ensamblar amortiguadores, para juntar los frenos, para formación de diafragmas, colocación de bujes. Lo que se refiere al uso de mantenimiento mecánico, las prensas hidráulicas son utilizadas para extraer bujes o bien colocarlos, insertar o retirar piezas dentro de otras cuyos diámetros varían en décimas, por lo que insertarlo manualmente es un imposible. Es imprescindible controlar el nivel del líquido hidráulico, corroborar que las mangueras estén en óptimas condiciones. Generalmente las prensas son provistas con válvulas de alivio que se accionan cuando la presión supera la presión máxima, por lo que hay que verificar que la válvula esté también en óptimas condiciones.

2.5. TIPOS DE TRABAJO DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS

2.5.1 PUNZADO

Como se muestra en la figura 2.10., para insertar y extraer pines y bocines de una cadena, rueda guía rodillo, partes a presión del sistema automotriz como rodamientos en la caja de cambios, entre otros.



Figura 2. 10 Prensa Punzado
Fuente: www.gx.com.ar/prensas

2.5.2 CORTE

De chapas metálicas y partes automotrices como se indica a continuación en la figura 2.11.



Figura 2. 11 Prensa Punzado
Fuente: www.gx.com.ar/prensas

2.5.3 DOBLADO

En la figura 2.12 se muestra una prensa para enderezar ejes, chapas metálicas, diseños sobre tol.



Figura 2. 12 Prensa Doblado
Fuente: www.gx.com.ar/prensas

2.5.4 CURVADO

Para producción de silenciadores de escape y fabricación de tubos existe la prensa de curvado que se muestra en la figura 2.13.



Figura 2. 13 Prensa de Curvado
Fuente: www.gx.com.ar/prensas

2.6. COMPONENTES HIDRÁULICOS

2.6.1 TANQUE HIDRÁULICO

El principal objetivo es garantizar que el sistema hidráulico tenga siempre un amplio suministro de aceite como se indica en la figura 2.14, las paredes de los tanques disipan el calor que se acumula en el aceite hidráulico, y los deflectores de los tanques ayudan a separar el aire y a la condensación del aceite. Además, algunos contaminantes se asientan en el fondo del tanque, de donde se pueden extraer. (Avallone, 2010)

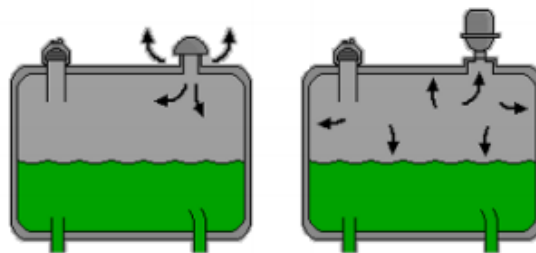


Figura 2. 14 Tanque Hidraulico
Fuente: Rexroth, 2012

a. LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS PARA TANQUES

El fallo de un tanque hidráulico es raro y por lo general es causado por daños externos. Las opciones de reparación son, por lo general, obvias y fáciles.

2.7. BOMBAS HIDRÁULICAS

2.7.1 FUNCIONES

Convierten la energía mecánica en energía hidráulica en forma de flujo de fluido, cuando el fluido hidráulico encuentra alguna resistencia, se crea presión. Como se muestra la figura 2.15 aunque las bombas no generan directamente presión hidráulica, deben diseñarse para proporcionar los requisitos de presión del sistema.



Figura 2. 15 Bomba Hidraulico
Fuente: Bawa H., 2007

2.7.2. FACTORES DE EVALUACIÓN Y SELECCIÓN

La eficiencia de las diversas bombas se evalúan tomando como base muchos factores, incluyendo: características físicas, características de funcionamiento y costo. Cuando se seleccione una bomba debe considerarse los siguientes factores: capacidad, presión, velocidad de impulsión, eficiencia, contabilidad, características del fluido, tamaño y peso, adaptabilidad al control, vida de servicio, costos de instalación y de mantenimiento.(Rexroth, 2012)

a. CAPACIDAD

La evaluación primaria de una bomba es su capacidad. También llamada régimen de descarga de flujo, o salida volumétrica. Usualmente, las evaluaciones de la capacidad de una bomba se indican a una presión atmosférica de entrada estándar, así como a temperaturas aproximadas del servicio del fluido.

b. PRESIÓN

Se basa en la habilidad de la bomba en resistir la presión sin un aumento considerable de escape interno ni producir daños en las piezas de la bomba. Las bombas están reguladas por la presión bajo las mismas condiciones (velocidad, temperatura y presión de entrada) en las que han sido evaluadas. La mayoría de las bombas de presión están evaluadas en presiones de 500, 1000, 1500, 2000, 3500 y 5000 PSI.(Rexroth, 2012)

c. VELOCIDAD DE IMPULSIÓN

La velocidad máxima segura de una bomba giratoria es limitada a la habilidad que la bomba tiene para evitar la cavitación y presiones altas en la salida. La mayoría de las bombas también requieren una velocidad de operación mínima. Frecuentemente las bombas están evaluadas a velocidades disponibles de los motores eléctricos de 1200 o 1800 rpm. También puede ser evaluada a otras velocidades diferentes a las del motor eléctrico. Por ejemplo, en las bombas hidráulicas del tipo de automóvil 2000 rpm y más altas. Algunas bombas industriales están evaluadas en velocidades hasta de 4000 rpm.(Rexroth, 2012)

d. EFICIENCIA

La presión que un sistema ejerce en la bomba hidráulica afecta directamente la evaluación de descarga de la bomba. A medida que aumenta la presión, la evaluación de flujo de la bomba disminuye. La cantidad de esta disminución varía según sea el tipo de bomba que se emplea.(Creus Solé, 2011)

EFICIENCIA VOLUMÉTRICA

Evaluación del régimen de descarga real en relación con su desplazamiento teórico.

EFICIENCIA DE CONJUNTO

Régimen de su salida de potencia hidráulica en relación con su entrada de potencia mecánica.

e. CARACTERÍSTICAS DE FLUIDO

La selección y evaluación de una bomba también se basa en el tipo de fluido que ha de bombearse y su viscosidad. Las consideraciones secundarias del fluido también incluyen densidad, formación de espuma, características de lubricación, oxidación y resistencia a la corrosión, temperatura y el efecto que causa sobre los sellos.

f. CONFIABILIDAD

Se determina por lo bien que las características de una bomba se comparan con los requisitos del sistema. La confiabilidad también puede determinarse por el tiempo que se emplea en su mantenimiento. Puntos tales como, por ejemplo, cuánto fluido se necesita, lo bien que el sistema está diseñado y se lo hace el mantenimiento, donde está ubicado la bomba y lo duradero que es, todo lo dicho está relacionado con la confiabilidad.(Creus Solé, 2011)

g. TAMAÑO Y PESO

Factores decisivos en la selección de una bomba, en muchas aplicaciones la bomba debe emplazarse dentro de una máquina donde el espacio es muy limitado. Algunas bombas tienen limitaciones en su aplicación (velocidad, fluidos, vida de funcionamiento, entre otros.).

h. ADAPTABILIDAD AL CONTROL

Debe controlarse para satisfacer los requisitos del sistema; los métodos que se usan para regular la descarga de la bomba incluyen los controles o ajustes hidráulicos, eléctricos, mecánicos y neumáticos. El régimen de fluido o capacidad de presión de una bomba puede ser controlado por la bomba, su motor impulsor, o algún aparato en el sistema.

i. VIDA DE SERVICIO

Está evaluada en horas de funcionamiento; el número de horas de funcionamiento depende del diseño y construcción de la bomba, así como la aplicación. Muchas bombas hidráulicas tienen una vida de servicio de 10.000 a 15.000 horas, o aproximadamente 1 a 4 años.

j. COSTOS

La bomba representa una consideración primaria, el costo de las conexiones entre tuberías, controles e instalación son también factores a considerar cuando se hace la selección. Además, deben considerarse los costos pertinentes a su mantenimiento, funcionamiento y remplazo.

2.8. BOMBAS DE ENGRANAJES

Como se muestra en la figura 2.16. Este es uno de los tipos más populares de bombas de caudal constante, sobre todo si es de engranajes exteriores. Se componen de dos piñones dentados acoplados que dan vueltas, con cierto juego, dentro de un cuerpo estanco. El piñón motriz esta enchavetado sobre el árbol de arrastre accionado generalmente por un motor eléctrico. Las tuberías de aspiración y salida van conectadas cada una por un lado, sobre el cuerpo de la bomba.(Creus Solé, 2011)



Figura 2. 16 Bomba de Engranajes
Fuente: Rexroth Bosch, 2012

A consecuencia del movimiento de rotación que el motor le provoca al eje motriz, este arrastra al engranaje respectivo el que a su vez provoca el giro del engranaje conducido (segundo engranaje). Los engranajes son iguales en dimensión y tienen sentido de giro opuesto. Con el movimiento de los engranajes como se indica en la figura 2.17, en la entrada de la bomba se origina presiones negativas; como el aceite que se encuentra en el depósito está a presión atmosférica, se produce una diferencia de presión, la que permite el traslado de fluido desde el depósito hacia la entrada de la bomba (movimiento de flujo). Así los engranajes comienzan tomar aceite entre los diente y a trasladarlo a la zona de salida o zona de descarga. Por efecto del hermetismo de algunas zonas, el aceite queda impedido de retroceder y es obligado a circular en el sistema.(Rexroth, 2012)

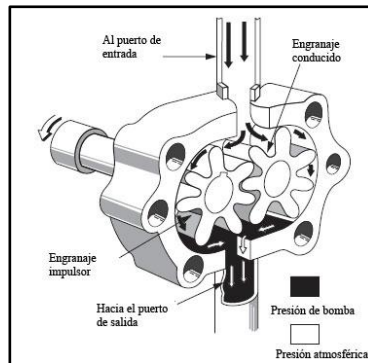


Figura 2. 17 Funcionamiento bomba de engranajes
Fuente: Rivas T.J, 2000

2.8.1. COMPONENTES DE UNA BOMBA DE ENGRANAJES

Los componentes de una bomba de engranajes se identifican en la siguiente figura 2.18.

1. Sellos
2. Plancha de presión
3. Engranaje loco
4. Engranaje de impulsión
5. Caja



Figura 2. 18 Componentes bomba de engranajes
Fuente: www.weg.net

2.9. VÁLVULAS

2.9.1. FUNCIÓN

Son aquellas que se utilizan para regular las condiciones del flujo de aceite, tales como caudal, presión y dirección. Todos los sistemas hidráulicos utilizan válvulas para accionar los cilindros y los motores y para controlar otros requisitos de caudal de fluido y presión del sistema. Estas

válvulas pueden ser componentes individuales, agrupados dentro de una sola caja, o apilados en bancos de válvulas. (Creus Solé, 2011)

2.9.2. TIPOS DE VÁLVULAS

Se pueden agrupar en:

- Válvulas de retención o bloqueo.
- Válvulas de control de dirección: controlan el recorrido del flujo por el sistema; pueden ser: 2 vías / 2 posiciones, 3 vías / 2 o 3 posiciones, 4 vías / 2 o 3 posiciones, 5 vías / 2 o 3 posiciones y 6 vías / 2, 3 o 4 posiciones.
- Válvulas de control de flujo: controlan la velocidad de flujo (caudal) por un circuito.
- Válvulas de control de presión: limitan la presión máxima dentro de un circuito o mantienen una diferencia de presión deseada entre dos circuitos, en las cuales tenemos: válvulas de seguridad, válvulas reductoras y válvulas limitadoras. (Creus Solé, 2011)

a. VÁLVULA ANTIRRETORNO

La función de bloquear un caudal en un sentido, permitiendo libre flujo en el sentido opuesto. Estas válvulas también se denominan válvulas antirretorno como se indica en la figura 2.19.



Figura 2. 19 Válvula antirretorno

Fuente:www.weg.net

Las válvulas de cierre están realizadas en construcción de asiento y, por lo tanto, bloquean sin fugas. Como elementos de cierre se emplean esferas, placas, conos o conos con junta blanda. Dada su mayor seguridad de servicio las válvulas de cierre se equipan preferentemente con conos como elementos de cierre. Los conos con juntas blandas sólo son

adecuados para bajas presiones de servicio y bajas velocidades de flujo, pero tienen la gran ventaja de poder compensar las inexactitudes de fabricación del asiento cónico. (Creus Solé, 2011)

b. VÁLVULA DE RETENCIÓN

Como se muestra en la figura 2.20 el más común consiste en un pistón, o una bola y un resorte. La válvula de retención se utiliza a menudo en combinación con otras válvulas. La presión ejercida del lado anterior a la válvula es suficiente para vencer la fuerza del resorte, empujando el pistón del asiento y permitiendo que pase flujo por la válvula. El fluido en sentido opuesto permite que la presión trabaje con el resorte, cerrando la válvula y bloqueando el flujo. Es posible que las válvulas de retención sean componentes independientes o pueden formar parte de una caja común con otras válvulas. (Rexroth, 2012)

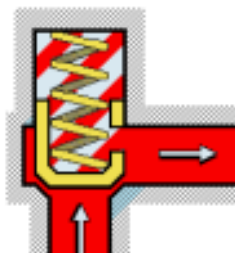


Figura 2. 20 Válvula de Retención
Fuente: Rexroth Bosch, 2012

c. VÁLVULA DIRECCIONAL

Las válvulas que se muestra en la figura 2.21 las cuales pueden comandar el arranque, la parada y el cambio de sentido del caudal de un fluido hidráulico.



Figura 2. 21 Válvula direccional
Fuente: www.weg.net

d. VÁLVULAS DIRECCIONALES DE CORREDERA DE MANDO DIRECTO

Los pistones de mando se accionan directamente mediante solenoides, cilindros hidráulicos o neumáticos o mediante dispositivos mecánicos sin conmutación intermedia de una amplificación. Dadas las fuerzas estáticas y dinámicas que en la válvula direccional de corredera se producen como efecto de presión y caudal, como indica la figura 2.22 y la 2.23.

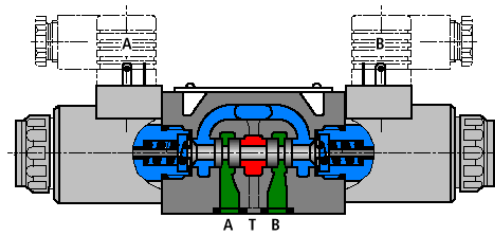


Figura 2. 22 Válvula direccional de corredera de mando directo
Fuente:www.weg.net

SIMBOLOGÍA

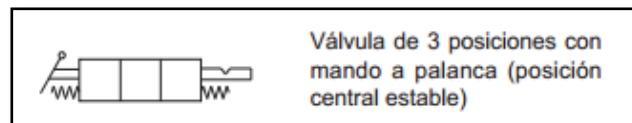


Figura 2. 23 Simbología válvula direccional
Fuente: Hidráulica, 2011

e. VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO

Se utilizan para regular la velocidad del accionador, o para dividir el flujo entre 2 o más circuitos. Puede ser una válvula de compuerta sencilla o diferentes disposiciones dinámicas de válvulas accionadas por resorte como se indica la figura 2.24.

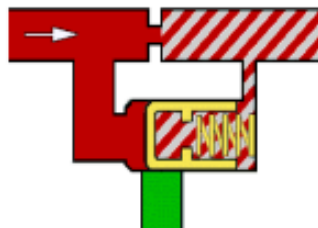


Figura 2. 24 Válvula de control de flujo
Fuente: Rexroth Bosch, 2012

Permite predeterminar el caudal máximo de aceite que puede penetrar en un circuito, desviando el exceso de aceite hacia otro circuito, o

enviándolo de retorno al tanque. Consta de un orificio restrictor, una válvula de descarga y un resorte ligero. Esta válvula puede controlar el flujo con un alto grado de precisión. El orificio restrictor está diseñado para dejar pasar un caudal determinado a una presión diferencial determinada. A medida que el aceite fluye por el orificio restrictor, se crea una diferencia de presión. La presión mayor empuja hacia el lado de entrada de la válvula de descarga, pero la presión menor está ayudada por el resorte, lo que permite alcanzar una posición de equilibrio como se muestra en la figura 2.25 (Rexroth, 2012)

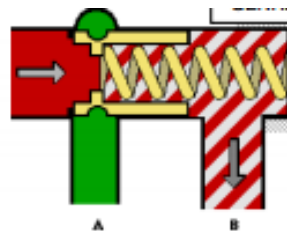


Figura 2. 25 Válvula de control de flujo
Fuente: Rexroth Bosch, 2012

f. VÁLVULA DE CONTROL DE FLUJO CON CARRETE

Tiene un carrete que detecta la presión a ambos lados del orificio restrictor. La caída de presión que se produce de un lado al otro del orificio restrictor la controla un resorte como se indica en la figura 2.26. Al controlar esta caída, se controla el flujo máximo. El orificio puede ser del tipo fijo o variable.(Rexroth, 2012)

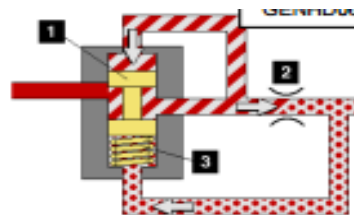


Figura 2. 26 Válvula de control de flujo con carrete
Fuente: Rexroth Bosch, 2012

g. VÁLVULAS DE CONTROL DE PRESIÓN

Como se indica la figura 2.27 es una válvula reguladora de presión, cumple la función de limitar la presión del sistema a un valor determinado. Cuando se alcanza este valor indicado la válvula limitadora de presión

reacciona y conduce el caudal sobrante desde el sistema de vuelta hacia el tanque.



Figura 2. 27 Válvula reguladora de presión
Fuente:www.weg.net

Constan de un resorte y un carrete como se muestra en la figura 2.28 que se asienta sobre el conducto bloqueándolo. Cuando se llega a la presión máxima regulada por la válvula, la presión vence al resorte y el carrete se abre dejando pasar aceite hacia al tanque.



Figura 2. 28 Funcionamiento válvula reguladora de presión
Fuente: Rexroth Bosch, 2012

h. VÁLVULAS DE REDUCCIÓN DE PRESIÓN

Se utilizan cuando la demanda de presión de un circuito es menor que la presión de suministro. Básicamente consta de un pistón, un resorte y un carrete. La fuerza del resorte determina la máxima presión corriente debajo de la válvula.

Como se muestra en la figura 2.29 y 2.30. La válvula está normalmente abierta. A medida que el flujo pasa por el carrete, la presión aumenta corriente abajo. Al aumentar la presión en la cavidad del pistón, esta actúa contra el pistón y el carrete y comienza a cerrar la válvula hasta encontrar el equilibrio. (Rexroth, 2012)

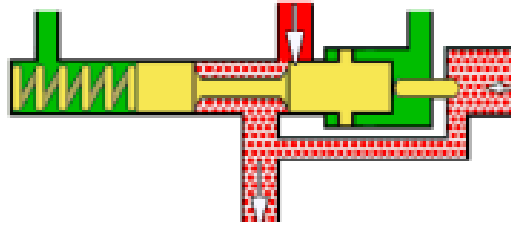


Figura 2. 29 Válvula de reducción de presión
Fuente: Rexroth Bosch, 2012

SIMBOLOGÍA

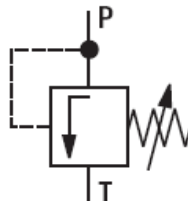


Figura 2. 30 Simbología
Fuente: Marín, 2008

2.9.3. LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS Y ATENCIÓN TÉCNICA PARA LAS VÁLVULAS

El rendimiento adecuado de cualquier sistema hidráulico depende de válvulas que funcionen correctamente.

a. FALLAS EN LAS VÁLVULAS

- Fugas internas y externas.
- Roturas.
- Desgaste y fatiga normales.
- Atascamiento.

b. CAUSAS DE FALLAS EN LAS VÁLVULAS

- La contaminación hace que las válvulas se atasquen, tapona los orificios restrictores y ocasiona desgaste abrasivo entre las piezas de las válvulas.
- El calor hace que las válvulas se atasquen debido a la acumulación de barniz y que se produzcan fallas por fatiga en los resortes.
- Desgaste normal.

- Montaje / ajuste inadecuado.
- Falta del sello.

c. SEÑALES DE FALLA

- Control errático del implemento.
- Desempeño deficiente de la máquina.
- Fugas visibles.

d. OPCIONES DE SERVICIO

- Desarmar, limpiar y si es necesario reemplazar las piezas: carretes, resortes, sellos y cuerpo.
- Ajustar la válvula.
- Reemplace el conjunto completo de la válvula.

2.10. CILINDRO HIDRÁULICO

2.10.1. FUNCIÓN

El objetivo principal es impulsar implementos tales como hojas topadoras y los cucharones. Esto normalmente se realiza con cilindros como se indica en la figura 2.31, que son accionadores lineales que convierten la energía hidráulica en energía mecánica.



Figura 2. 31 Cilindro hidráulico
Fuente: www.microautomacion.com

2.10.2. CILINDRO DE DOBLE EFECTO

En este tipo de cilindro como se indica en la figura 2.32 tenemos dos orificios que hacen de entrada y salida de fluido, de manera indistinta. Incluso pueden llevar de fabricación válvulas para regular la velocidad de desplazamiento del vástago. Suelen ir acompañados de válvulas distribuidoras, reguladoras y de presión en su montaje en la instalación

hidráulica. Tiene dos cámaras, una a cada lado del émbolo. En el émbolo es donde va sujeto el vástago o pistón; y es el que hace que se desplace el vástago de un lado a otro según le llegue el fluido por una cámara u otra. El volumen de fluido es mayor en el lado contrario al vástago, esto repercute directamente en la velocidad del mismo, haciendo que la velocidad del retorno del vástago sea algo mayor que en su desplazamiento de salida. (Rexroth, 2012)



Figura 2. 32 Cilindro hidráulico de doble efecto
Fuente: www.ingemecanica.com

2.10.3. CILINDRO TELESCÓPICO DE DOBLE EFECTO

Como se muestra en la figura 2.33 tiene una varilla interior y una exterior. La varilla exterior se extiende primero hasta que queda totalmente extendido, después se extiende la varilla interior. El aceite retrae primero la varilla interior, y después la varilla exterior. Algunos cilindros utilizan la gravedad para retraer la varilla exterior. (Rexroth, 2012)



Figura 2. 33 Cilindro telescópico de doble efecto
Fuente: Marín, 2008

2.10.4. LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS Y ATENCIÓN TÉCNICA DE CILINDROS

De todos los componentes de un sistema hidráulico móvil, los cilindros son los que trabajan más duro. Llevan toda la carga de los implementos y

están sometidos a un fuerte medio de trabajo que es donde trabajan muchas máquinas.

a. FALLAS EN LOS CILINDROS

- Fugas interiores y exteriores.
- Roturas.
- Daños físicos.

b. CAUSAS DE FALLAS EN LOS CILINDROS

- Los contaminantes ocasionan picaduras y ralladuras.
- Exceso de presión.
- Montaje inadecuado.
- Desgaste.

c. SEÑALES DE FALLAS

- Fugas de aceite.
- Debilitamiento hidráulico más allá de las especificaciones (solamente se aplica cuando la varilla está extendida)
- Rajaduras de los componentes.
- Picadura y rayado de la varilla.

2.11. TUBERÍAS Y MANGUERAS

Se emplean para transferir muchas clases de fluidos; cuando se usan en un sistema hidráulico, estos elementos deben proporcionar un trayecto directo eficiente desde la bomba hasta las válvulas de control y actuadores y luego de vuelta al depósito. Curvas muy profundas y conexiones muy complicadas tienden a obstruir o amortiguar el caudal del fluido. Las condiciones que determinan la selección de estas líneas son:

- Flujo y velocidad.
- Presión hidráulica.
- Pérdida de presión.

2.11.1. FLUJO LAMINAR

En las líneas hidráulicas como se indica en la figura 2.34 debe ser laminar; el flujo laminar ocurre cuando los conductos del caudal son suaves y la velocidad del fluido es lenta. Para comprobar que el flujo es laminar el número de Reynolds debe ser menor que 2000.(Mott, 2006)

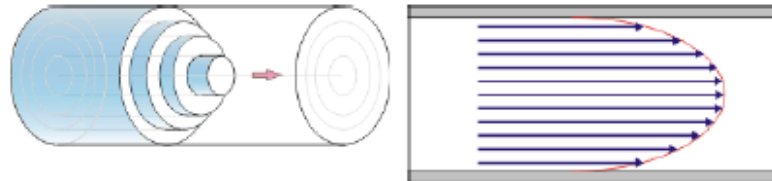


Figura 2.34 Flujo laminar

Fuente: Cengel Y. &Cimbala J., 2011

$$Re = \frac{V * \phi_i}{\gamma} \quad \text{Ecuación 2.1 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 230)}$$

Dónde:

V = velocidad (cm/s).

ϕ_i = diámetro interior (cm)

γ = viscosidad cinemática. (st)

$$V = \frac{Q * 0,409}{\phi_i^2} \quad \text{Ecuación 2.2 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 232)}$$

Dónde:

V = velocidad (cm/s).

ϕ_i = diámetro interior. (cm)

Q = caudal (gpm)

2.11.2. PRESIÓN HIDRÁULICA

La presión de trabajo segura nunca debe ser excedida en las tuberías rígidas y las mangueras. Además las presiones de trabajo de estas tuberías tienen un factor de seguridad del 6 a 8, un factor de 6 indica que tiene una presión explosiva de seis veces mayor a la presión de trabajo.(Cengel & Cimbala, 2011)

2.11.3. PÉRDIDA DE PRESIÓN

La pérdida de presión en una línea hidráulica depende del régimen de flujo por la línea en pies/s., además la pérdida de presión depende de la viscosidad de fluido y un factor que indica el área de flujo combinado y circunferencia de la línea, conocida por diámetro a la cuarta.

$$P_p = \frac{V \cdot Q}{1800 \cdot \gamma_i^4} \text{ Ecuación 2.3 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 341)}$$

Dónde:

P_p = pérdida de presión (psi)

γ = viscosidad del fluido. (SSU)

Q = flujo del fluido (gpm)

2.11.4. MANGUERAS HIDRÁULICAS

Se usan en los casos en que se necesita flexibilidad, como cuando los componentes rozan unos con otros. Las mangueras como se indica en la figura 2.35 absorben la vibración y resisten las variaciones de presión. Sus usos en sistemas hidráulicos son variados, entre ellos encontramos: Movimiento de tierras, industria forestal, industria petrolera, ferrocarriles, construcción, aserraderos de madera terciada y de pulpa, fábricas, agricultura, manejo de desechos y minería. (Rexroth, 2012)



Figura 2. 35 Mangueras hidráulicas

Fuente: Creus Solé, 2011

2.11.5. CONSTRUCCIÓN DE MANGUERA

En la figura 2.36 se muestra el tubo interior de polímero (1) transporta el aceite. Una capa de alambre de refuerzo o envoltura de fibra (2) sostiene

al tubo interior. Si hay más de una capa de refuerzo, estarán separadas por una capa de fricción de polímero (3). La cubierta exterior (4) protege a la manguera del desgaste.

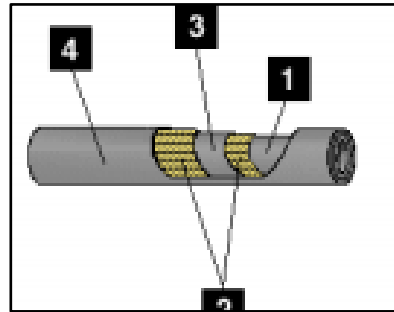


Figura 2. 36 Constitución mangueras hidráulicas
Fuente: Creus Solé, 2011

2.11.6. TIPOS DE MANGUERAS

La selección de mangueras dependerá de su uso (temperatura, fluido a transportar, etc.) y de los niveles de presión que soportará el sistema. El siguiente cuadro muestra los niveles de presión que soporta cada tipo de manguera.

Nivel de presiones

- XT-3 (Cuatro espirales) 2500-4000 PSI
- XT-5 (Cuatro / seis espirales) 5000 PSI
- XT-6 (Seis espirales): 6000 PSI
- 716 (de una malla de alambre) 625-2750 PSI
- 844 (succión hidráulica) 100-300 PSI
- 556 (de una malla cubierta con tela) 500-3000 PSI
- 1130 (Motor / frenos de aire) 250-1500 PSI
- 1028 (Termoplástico) 1250-3000 PSI
- 294 (de dos mallas de alambre) 2250-5800 PSI

2.12. CONEXIONES Y ACOPLAMIENTOS

2.12.1. CONEXIONES

Término que se refiere a una serie de acoplamientos, bridas y conectores que se utilizan para conectar mangueras y tubos a los componentes hidráulicos.

2.12.2. ACOPLAMIENTOS

Son las conexiones que se utilizan para conectar las mangueras a los componentes o a otras tuberías. Existen tres tipos:

a. REBORDEADOS

- Permanentes.
- De bajo índice de falla.
- Funcionan bien en todas las aplicaciones de presión como se muestra en la figura 2.37.



Figura 2. 37 Acoplamiento rebordeado

Fuente: Rexroth, 2012

b. TIPO TORNILLO

- Reutilizables.
- Se pueden armar en la obra utilizando herramientas manuales.
- Los más eficientes en aplicaciones de presiones menores como se muestra en la figura 2.38.



Figura 2. 38 Acoplamiento tipo tornillo

Fuente: Rexroth, 2012

c. DE COLLAR

- Reutilizables.
- Diseñados para mangueras de alta presión.
- Se pueden armar en la obra utilizando una prensa de mano como se muestra en la figura 2.39.



Figura 2. 39 Acoplamiento tipo collar
Fuente: Rexroth, 2012

2.12.3. ACOPLAMIENTOS REUTILIZABLES

El acoplamiento tipo collar es un acoplamiento reutilizable compuesto por un conjunto de vástago con collar y un manguito de acero. El vástago se inserta en el extremo de la manguera mientras que las uñetas en cuña del collar se extienden hacia abajo por la superficie exterior. Luego se presiona el manguito sobre las uñetas para mantener el acoplamiento en la manguera. Estos acoplamientos se utilizan por lo general con una brida de dos piezas y un anillo para acoplar mangueras de alta presión y gran tamaño. (Creus Solé, 2011)

2.12.4. BRIDAS

Las bridas se utilizan para conectar mangueras y tubos de gran diámetro a bloques, cuerpos de válvulas y otros componentes. Las bridas pueden soldarse directamente a un tubo, o conectarse a un acoplamiento de mangueras, y después atornillarse a un componente.

2.12.5. ANILLOS DE SELLOS

Los anillos de sellos como se muestra en la figura 2.40, tales como los anillos tóricos (O'ring) y los anillos de sección en D (D'ring), se utilizan para sellar una brida y su superficie de sellado.



Figura 2. 40 Anillos de sellos
Fuente: Rexroth, 2012

2.12.6. CONECTORES ROSCADOS

Se utilizan tanto para las conexiones de tubos como de manguera. Su uso por lo general está limitado a las tuberías que tienen 1" o menos de diámetro. Los conectores roscados de los sistemas hidráulicos por lo regular se hacen de acero.

2.12.7. TIPOS DE CONECTORES ROSCADOS

a. DE ROSCA AMERICANA

MACHO DE SELLO ANULAR DE ROSCA RECTA SAE

- Se recomienda para lograr un control óptimo de las fugas en las conexiones de lumbrera de los sistemas de presión media y alta. El macho tiene una rosca recta y un sello anular.
- La lumbrera hembra tiene una rosca recta y una ranura para el sello anular como se muestra en la figura 2.41.



Figura 2. 41 Rosca americana

Fuente: Rexroth, 2012

JIC 37°

- Muy común en sistemas hidráulicos.
- Las mitades macho y hembra de las conexiones tienen asientos a 37°, como se muestra en la figura 2.42.



Figura 2. 42 Rosca americana JIC 37°

Fuente: Rexroth, 2012

SELLO ANULAR DE SUPERFICIE

- El mejor control de fugas disponible.

- El macho tiene una rosca recta y un sello anular en la superficie.
- La hembra tiene una rosca recta y una cara plana torneada, como se indica en la figura 2.43.



Figura 2. 43 Sello anular de superficie

Fuente: Rexroth, 2012

NPSM

- Se utiliza en algunos sistemas hidráulicos.
- La mitad hembra tiene una rosca recta y un asiento invertido a 30°. La mitad macho tiene una rosca recta y un bisel interno a 30°. El sellado se produce por la compresión del asiento de 30° en la cámara, como se indica en la figura 2.44.



Figura 2. 44 NPSM

Fuente: Rexroth, 2012

NPTF

- Se utiliza ampliamente.
- La rosca es cónica y el sellado se produce por la deformación de las roscas, como se indica en la figura 2.45.



Figura 2. 45 NPTF

Fuente: Rexroth, 2012

b. DE ROSCA ALEMANA

SERIE DIN 3901/3902

- Una mitad común macho/ tres mitades hembra diferentes.

- El macho tiene rosca métrica recta, un ángulo comprendido a 24° y un abocardado hundido.
- La hembra puede tener un tubo, tuerca y manguito, sello esférico o sello esférico con sello anular, como se indica en la figura 2.46.



Figura 2. 46 SERIE DIN 3901/3902
Fuente: Rexroth, 2012

SERIE DIN 7631/7647

- Se utiliza frecuentemente en sistemas hidráulicos.
- El macho tiene una rosca métrica recta y un cono hundido a 60°. La hembra tiene una rosca recta y un asiento de sellado esférico, como se indica en la figura 2.47.



Figura 2. 47 SERIE DIN 7631/7647
Fuente: Rexroth, 2012

c. DE ROSCA FRANCESA

SERIE MILIMÉTRICA Y GAZ

- Macho común y dos hembras diferentes, como se muestra a continuación en la figura 2.48.
- La serie milimétrica se utiliza en las tuberías de diámetro exterior métrico de número entero.
- La serie GAZ se utiliza con tuberías de diámetro exterior con números fraccionarios.



Figura 2. 48 Rosca milimétrica
Fuente: Rexroth, 2012

2.12.8. LOCALIZACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS Y ATENCIÓN TÉCNICA PARA TUBERÍAS Y CONEXIONES

Es posible que sea necesario darle servicio frecuentemente a las tuberías y conexiones hidráulicas, especialmente en las máquinas que realizan trabajos severos.

a. FALLAS EN LAS TUBERÍAS

- Se producen fugas en los tubos o las mangueras.
- Los tubos o las mangueras se parten o se revientan.
- Las soldaduras y las conexiones se rompen.

Tabla 2. 1 Fallas de tuberías y conexiones

Tuberías	Conexiones
Abrasión	Montaje o instalación inadecuada
Daño externo	Par de apriete incorrecto
Exceso de temperatura	Sellos dañados
Exceso de presión	Exceso de presión
Fatiga o envejecimiento	Exceso de temperatura
Tendido incorrecto	
Tubería inadecuada para la aplicación	

Fuente: <http://www.ceduc.com>

b. SEÑALES DE FALLA

- Fuga de aceite de la tubería o la conexión.
- Acumulación de suciedad alrededor de las conexiones.
- Manguera deshilachada.

c. OPCIONES DE SERVICIO

- Conexión con fuga
- Volver a apretar.
- Reemplace los sellos o conector, el conjunto de tubo o manguera.
- Reconstruya con manguera y acoplamiento reutilizable.

d. SELECCIÓN DE LA MANGUERA CORRECTA

- Remplace siempre las mangueras con mangueras del mismo tamaño y tipo que la original.
- Una manguera de repuesto que sea demasiado pequeña limitará el caudal, ocasionando un recalentamiento y pérdida de presión.
- Una manguera de repuesto que no tenga la suficiente capacidad de presión constituye un serio peligro de seguridad.

2.13. MANÓMETRO

Con este dispositivo como se indica en la figura 2.49.y 2.50 se mide la sobrepresión de servicio en la instalación con respecto a la presión atmosférica. La medición se realiza mediante un muelle tubular o placa elástica. Estos dispositivos de medición se llenan con líquido(generalmente glicerina) para su amortiguación cuando debe medirse la presión en puntos con elevada carga dinámica. Ello ocurre cuando se realizan cambios descargas frecuentes y rápidas, en caso de picos de presión, vibraciones y pulsaciones. Los manómetros de presión dinámica se emplean paramando y regulación de la instalación hidráulica, pueden ser equipados con contactos eléctricos de valores límites.(Creus Solé, 2011)



Figura 2. 49 Manómetro
Fuente: Creus Solé, 2011

2.13.1. SÍMBOLO

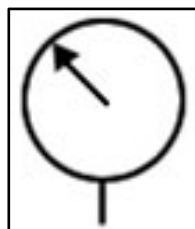


Figura 2. 50 Símbolo manómetro
Fuente: Creus Solé, 2011

2.14. COMPONENTES ELÉCTRICOS

En cual se tomará varios aspectos de acuerdo al que sea aplicado como es el motor eléctrico, Breaker de seguridad y cables de conexión eléctrica.

2.14.1. MOTOR ELÉCTRICOTRIFÁSICO

Se manifiesta en la figura 2.51. Se fabrican en diversas potencias, desde una fracción de caballo hasta varios miles de caballos de fuerza (HP), se los construye para prácticamente, todas las tensiones y frecuencias (50 y 60 Hz) normalizadas y muy a menudo, están equipados para trabajar a dos tensiones nominales distintas. Se emplean para accionar máquinas-herramienta, bombas, montacargas, ventiladores, grúas, maquinaria elevada, sopladores, entre otros.

a. FUNCIONAMIENTO

Cuando la corriente atraviesa los arrollamientos de las tres fases del motor, en el estator se origina un campo magnético que induce corriente en las barras del rotor. Dicha corriente da origen a un flujo que al reaccionar con el flujo del campo magnético del estator, originará un par motor que pondrá en movimiento al rotor. Dicho movimiento es continuo, debido a las variaciones también continuas, de la corriente alterna trifásica. Los componentes del motor eléctrico se indican a continuación en la figura 2.51

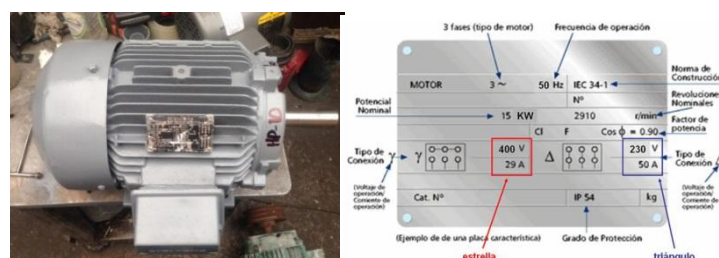


Figura 2. 51 Motor eléctrico trifásico

Fuente: Wildi T., 2007

b. EL ESTATOR

Está constituido por un enchapado de hierro al silicio, introducido generalmente a presión, entre una carcasa de hierro colado. El enchapado

es tiene una ranura, la cual sirve para insertar allí las bobinas, que a su vez se construyen con alambre de cobre, de diferentes diámetros.

c. EL ROTOR

Es la parte móvil del motor. Está formado por el eje, el enchapado y unas barras de cobre o aluminio unidas en los extremos con tornillos. A este tipo de rotor se le llama de jaula de ardilla o en cortocircuito porque el anillo y las barras que son de aluminio, forman en realidad una jaula.

d. LOS ESCUDOS

Están hechos con hierro colado (la mayoría de veces). En el centro tienen cavidades donde se incrustan cojinetes de bolas sobre los cuales descansa el eje del rotor, como se muestra en la Figura 2.52. Deben estar siempre bien ajustados con respecto al estator, porque de ello depende que el rotor gire libremente, o que tenga "arrastres" o "fricciones".(Wildi, 2007)

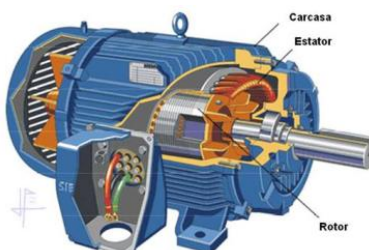


Figura 2. 52 Componentes motor eléctrico
Fuente:www.macroelectric.com

2.14.2. BREAKER DE SEGURIDAD

Como se muestra en la figura 2.53. Es de mucha importancia ya que en su interior consta con un relé el cual cuando está a su máximo nivel de amperaje (60 Amperios) este se activara y hará que se corte la alimentación en el sistema; evitando que el motor eléctrico haga sobreesfuerzo y llegue a quemarse. Todos los bloques de contactos pueden ser montados lado a lado y/o en tándem para reducir el espacio requerido en el gabinete. Para uso rudo, a prueba de aceite, polvo y agua sin caparazones. La posibilidad de poner capas de diferentes colores, provee mayor flexibilidad y reduce la cantidad en el inventario. Montaje de los

bloques con un solo tornillo de apriete para agilizar la instalación.(Wildi, 2007)



Figura 2. 53 Breaker de seguridad
Fuente: www.macroelectric.com

2.14.3. CABLES DE CONEXIÓN ELÉCTRICA

Son materiales cuya resistencia al paso de la electricidad es muy baja. Los mejores conductores eléctricos son metales, como el cobre, el oro, el hierro y el aluminio, y sus aleaciones; como se muestra en la figura 2.54.



Figura 2. 54 Conductor eléctrico
Fuente: Basalla, 1991

Para el transporte de energía eléctrica, así como para cualquier instalación de uso doméstico o industrial como se indica en la figura 2.55., el mejor conductor es el cobre (en forma de cables de uno o varios hilos). Aunque la plata es el mejor conductor, pero debido a su precio elevado no se usa con tanta frecuencia. También se puede usar el aluminio, metal que si bien tiene una conductividad eléctrica del orden del 60% de la del cobre, es sin embargo un material tres veces más ligero, por lo que su empleo está más indicado en líneas aéreas que en la transmisión de energía eléctrica en las redes de alta tensión. A diferencia de lo que mucha gente cree, el oro es levemente peor conductor que el cobre; sin embargo, se utiliza en bornes de baterías y conectores eléctricos debido a su durabilidad y “resistencia” a la corrosión.(Wildi, 2007)



Figura 2. 55 Conductor eléctrico varios hilos
Fuente: Wildi T., 2007

2.15. ESTRUCTURA DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO

2.15.1. CRUCETA DE TRANSMISIÓN

El cardán como se indica en la figura 2.56., es un componente mecánico que permite unir dos ejes no colineales. Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro a pesar de la no colinealidad. En los vehículos de motor se suele utilizar como parte del árbol de transmisión, que lleva la fuerza desde el motor situado en la parte delantera del vehículo hacia las ruedas traseras. El principal problema que genera el cardán es que, por su configuración, el eje al que se le transmite el movimiento no gira a velocidad angular constante. (Bawa, 2007)

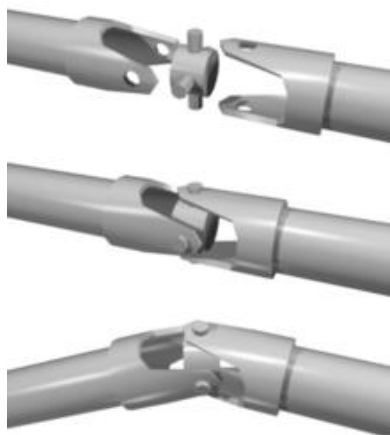


Figura 2. 56 Cardán
Fuente: www.stagnaro.cl

2.15.2. CAJA REDUCTORA

Mecanismo que consiste, generalmente, en un grupo de engranajes, con el que se consigue mantener la velocidad de salida en un régimen cercano al ideal para el funcionamiento del generador. Usualmente una

caja reductora cuenta con un tornillo sin fin el cual reduce en gran cantidad la velocidad. Como se indica en la figura 2.57 este dispositivo que se usa para cambiar la velocidad de transmisión es el sistema planetario.(Bawa, 2007)



Figura 2. 57 Caja reductora
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W., 2014.

2.16. PERNOS

Los dos tipos básicos de pernos de alta resistencia son designados por ASTM como A325 y A490. Estos pernos como se muestra en la figura 2.58, tienen cabeza hexagonal y se usan con tuercas hexagonales no terminadas. Pernos A325 son de acero con mediano contenido de carbono, tratados al calor, su esfuerzo a la fluencia varía aproximadamente entre 5700 a 6470 kgf/cm², dependiendo del diámetro. Los pernos A490 son también tratados al calor, pero son de acero aleado con un esfuerzo de fluencia de 8085 a 9140 kgf/cm², dependiendo del diámetro. Los pernos A449 son usados ocasionalmente cuando se necesitan diámetros mayores de 1½" hasta 3".

El esfuerzo de tensión es la definición de la fuerza que un material puede soportar antes de sufrir una fractura, siempre se expresa en función de una unidad de área. Además del esfuerzo tensor, otros factores mecánicos deben considerarse para realizar una conexión adecuada, incluyendo el esfuerzo de deformación y el correcto acomodo de todas las partes de la conexión. Con el diseño apropiado, una conexión por tornillo puede soportar cargas de trabajo mucho mayores que las esperadas en su ciclo de trabajo.(Bawa, 2007)

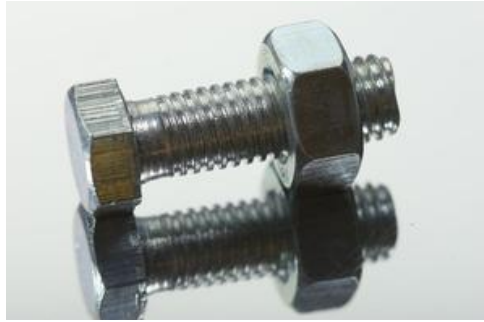


Figura 2. 58 Pernos
Fuente:www.sodiper.cl

2.16.1. CARGA MÁXIMA DE UN PERNO GRADO 8

Para determinar la carga máxima a la que se puede someter el perno, se multiplica el área de la sección transversal del vástago por el esfuerzo a tensión del material, como se puede apreciar en la Figura 2.59.



Figura 2. 59 Pernos grado 8
Fuente: www.sodiper.cl

2.17. MALLA PERFORADA

Con esta nueva asociación Láminas Perforadas como se indica en la figura 2.60. Se consolida una vez más en el mercado y se trata de poner día a día a la vanguardia en lo que a nuevos materiales y uso de láminas se refiere, así como son:

- Proceso de alimentos
- Filtros
- Iluminación
- Diseños arquitectónicos
- Farmacéutica

- Automotriz
- Diseños de fabricación especial.



Figura 2. 60 Lámina perforada
Fuente:www.ladesa.com

2.18. SOLDADURA

Es un proceso de fabricación en donde se realiza la unión de dos piezas de un material como se muestra en la figura 2.61., usualmente logrado a través de la coalescencia, en la cual las piezas son soldadas fundiendo, se puede agregar un material de aporte, que al fundirse forma un charco de material fundido entre las piezas a soldar y, al enfriarse, se convierte en una unión fija a la que se le denomina cordón. A veces se utiliza conjuntamente presión y calor, o solo presión por sí misma, para producir la soldadura. Esto está en contraste con la soldadura blanda y la soldadura fuerte, que implican el derretimiento de un material de bajo punto de fusión entre piezas de trabajo para formar un enlace entre ellos, sin fundir las piezas de trabajo.(Riesco, 2012)



Figura 2. 61 Arco eléctrico
Fuente: Riesco, 2012

Principio general de la soldadura como se manifiesta en la figura 2.62: 1.- Metal de base; 2.- Cordón de soldadura; 3.- Fuente de energía y 4. -Metal de aportación.

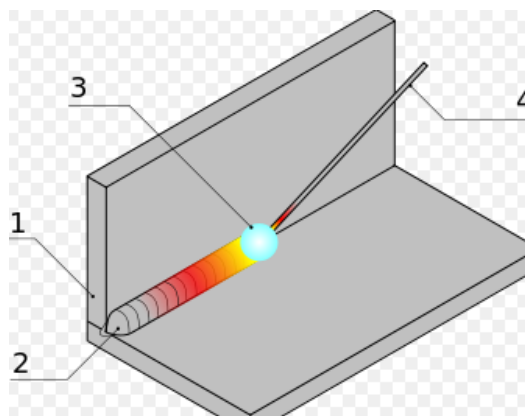


Figura 2. 62 Soldadura
Fuente: Riesco, 2012

2.18.1. ELECTRODO 7018 AGA

Bajo hidrógeno con revestimiento básico ideal para realizar uniones con excelentes propiedades mecánicas y un rendimiento de 120% aproximadamente; como se indica en la figura 2.63.



Figura 2. 63 Electrodo 7018
Fuente: Riesco, 2012

2.18.2. APLICACIONES

Aceros de alto contenido, maquinaria agrícola, aceros estructurales, recipientes y tuberías a presión, vagones de ferrocarril, grúas de pluma, tanques, plataformas, aceros fundidos, partes para calderas e industrial naval.

2.18.3. DATOS TÉCNICOS

- Presentación: Electrodo (SMAW)
- Resistencia a la Tensión: 78,000 Lb/Pulg²
- Tipo de Corriente: CD Electrodo Positivo (Polaridad Inversa)

DIÁMETROS Y AMPERAJES:

Tabla 2. 2 Diámetros y amperajes electrodo.

3/32" (2.4 mm)	80 - 100 amperes
1/8" (3.2 mm)	110 - 150 amperes
5/32" (4.0 mm)	140 - 200 amperes
3/16" (4.8 mm)	200 - 260 amperes
1/4" (6.0 mm)	210 - 350 amperes

Fuente: www.soldaduraszelecta.com/

2.19. PINTURA ELECTROSTÁTICA INDUSTRIAL

La pintura electrostática como se muestra en la figura 2.64 es un tipo de recubrimiento suele ser utilizado para crear un acabado duro que es más resistente que la pintura convencional. Se consiguen excelentes resultados tanto en términos de acabado y sellado hermético. En la industria manufacturera se encuentra una amplia aplicación, de hecho, desde un punto de vista cualitativo, es más fácil de aplicar, y desde un punto de vista ecológico, no crea ningún problema para los operadores y el medio ambiente. Se puede aplicar a los siguientes materiales tales como el acero, aluminio y metales galvanizados. Con los colorantes se pueden obtener todos los matices de color, incluso la gama de RAL 7032. (Lesur, 2000)



Figura 2. 64 Pintura electrostática industrial

Fuente: Lesur, 2000

2.19.1. SECTOR INDUSTRIAL

En el sector industrial hay diferentes aplicaciones como: lámina, tubería, platina y perfilería, maquinaria, herramientas, imprimaciones anticorrosivas, andamios, piezas metalúrgicas, vigas, planchas, formaletas, estanterías, ductos, caños, tuberías, galpones, silos, electrodomésticos, partes y piezas de automóviles, tejas metálicas onduladas y acanaladas, ductos de ventilación; como se muestra en la figura 2.65. (Lesur, 2000)



Figura 2. 65 Pintura electrostática industrial prensa
Fuente: Lesur, 2000

CAPITULO 3

DISEÑO Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

3.1.INTRODUCCIÓN

Para el diseño y análisis las estructuras se someten a un proceso de certificación mediante cálculos de ingeniería, para corroborar las medidas y evitar el colapso futuro del sistema. Cabe resaltar que con el desarrollo de la tecnología, en la actualidad, se hace uso tanto para análisis como para justificación, modelos matemáticos más desarrollados, mediante la aplicación de programas de computación.

El objetivo de este proceso es, certificar que los modelos matemáticos utilizados para el dimensionamiento de los elementos de la prensa hidráulica, son adecuados.

Para el análisis del presente trabajo se realizará el modelado del diseño y el análisis de elementos finitos FEA, previamente corregido y probado, en el software de diseño mecánico DESSAULT SYSTEMS SOLIDWORKS.

El programa constituye una ayuda adicional para el diseño de elementos, pues permite simular variaciones en las condiciones de operación, hasta el caso último donde se presenta la falla del elemento. Además, otro factor clave para la adopción de esta herramienta es la rapidez de realización del cálculo.

Además su uso, permite realizar el contraste de los resultados que se obtuvieron al usar el método tradicional para diseño mecánico de elementos de máquinas, donde se utilizan teorías de esfuerzos con el objeto de dimensionar elementos y proveer factores de seguridad adecuados para el confiable desempeño del equipo.

En el diseño del presente proyecto se tuvieron en cuenta varios aspectos necesarios para el desempeño adecuado de la prensa hidráulica, tomando

en cuenta las necesidades presentadas por parte de la empresa, se trató de llegar a un diseño adecuado aplicable al entorno de trabajo en el que se desempeñará la máquina.

3.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Partiendo de los requerimientos de la empresa se han tomado en cuenta varios aspectos para la selección de materiales y el diseño de la prensa hidráulica, en la Figura 3.1 se observa el cálculo del peso de la estructura en el software de diseño; según la aplicabilidad necesaria para la remoción de pines de cadena de tren de rodaje, mientras que la Figura 3.2 se ilustra la ubicación del centro de gravedad, a continuación se describe los parámetros principales tomados en cuenta en el diseño:

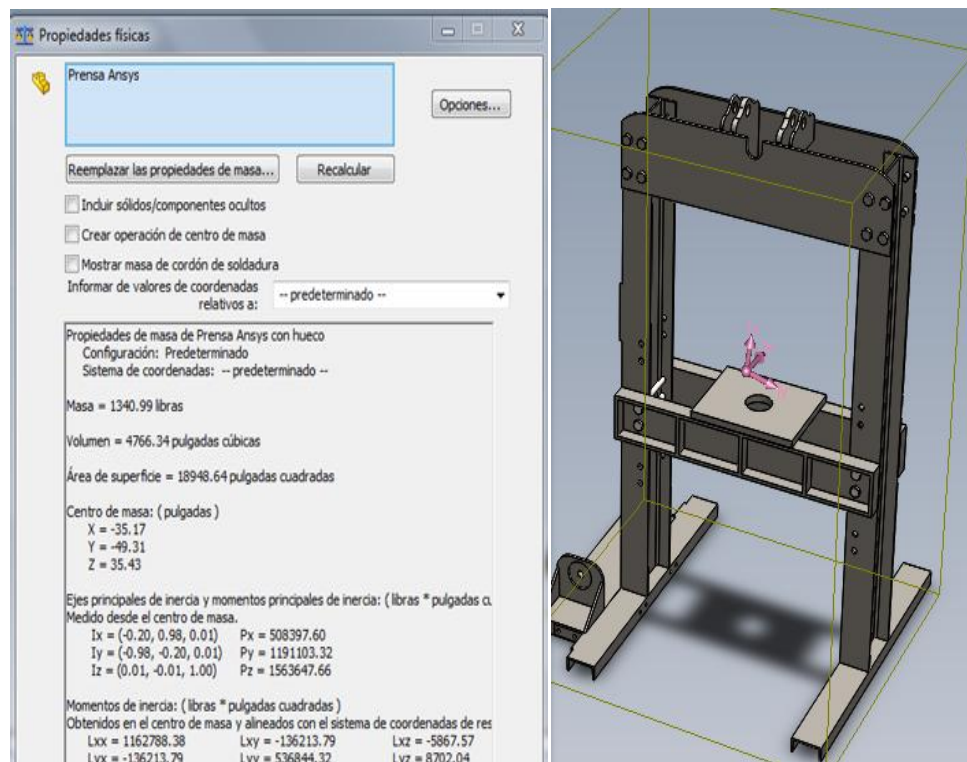


Figura 3. 1 Peso de la prensa hidráulica
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

El peso de la estructura es de 1340.99 libras

Tonelaje máximo = 25000 Kgf

Peso de la estructura = 1340,99 lb

Material = Acero ASTMA36

Centro de masa: (pulgadas)

$X = -35.17$

$Y = -49.31$

$Z = 35.43$

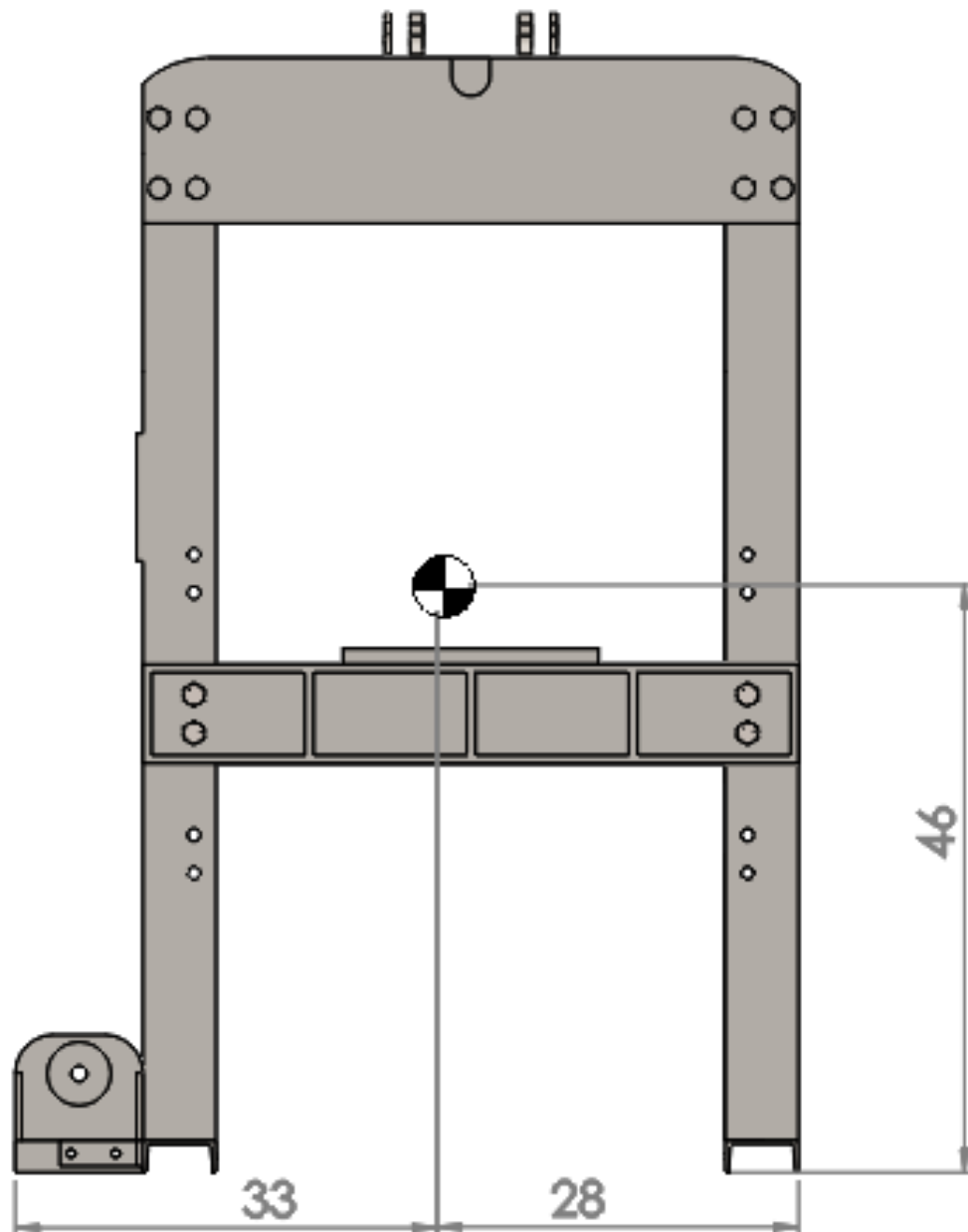


Figura 3. 2 Centro de gravedad prensa
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

3.3. DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

3.3.1. DISEÑO ESTRUCTURAL

a. DISEÑO DE VIGAS

CARGA SOPORTADA

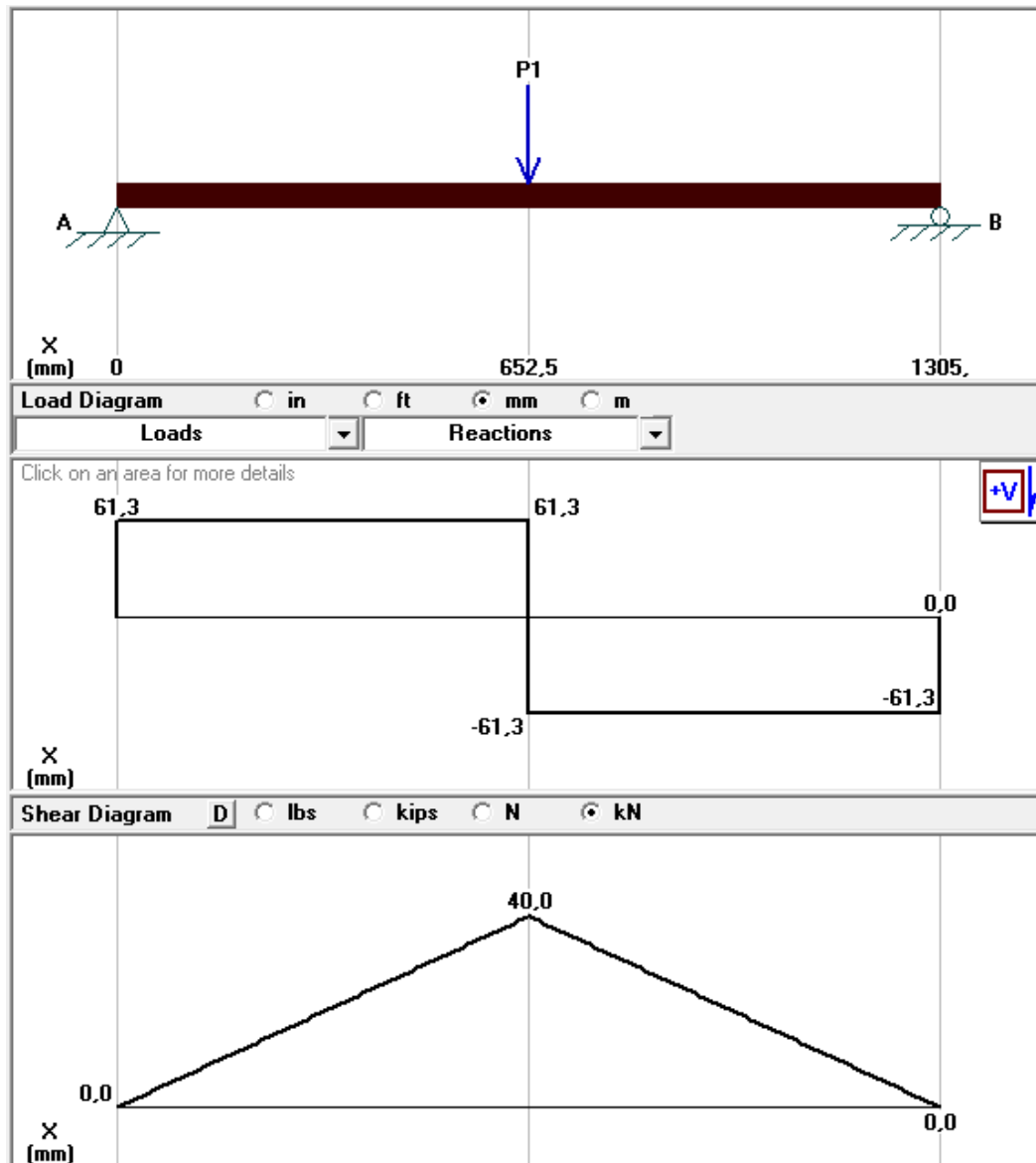


Figura 3. 3 Diseño de vigas en la prensa
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.3 se ilustra la carga aplicada en la viga y las reacciones resultantes en los extremos de la misma (ANEXO AX04)

$$P = 61,3 \text{ kN}$$

b. COLUMNAS

Perfil IPN 10 X 5 ¾
ACERO ASTM A-992

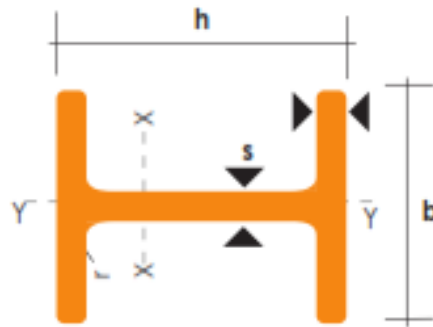


Figura 3. 4 Cargas aplicadas en la prensa
Elaborado por: www.dipacmanta.com

En la figura 3.4 se ilustra la forma del área de sección transversal de las columnas de la estructura de la prensa hidráulica.

$$I_x = 11260 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 3920 \text{ cm}^4$$

$$A = 106 \text{ cm}^2$$

RADIO DE GIRO RESPECTO A X-X' (ANEXO AX01)

$$r_x = \sqrt{I_x/A}$$

Ecuación 3.1 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 232)

Donde:

r_x = Radio de giro respecto del eje x.(cm)

I_x = Inercia respecto del eje x.(cm⁴)

A = Área de sección. (cm²)

$$r_x = \sqrt{11260 \text{ cm}^4 / 106 \text{ cm}^2}$$

$$r_x = 10,30 \text{ cm}$$

CÁLCULO DEL RADIO DE GIRO

RADIO DE GIRO RESPECTO A Y-Y' (ANEXO AX01)

$$r_y = \sqrt{I_y/A} \quad \text{Ecuación 3.2 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 232)}$$

Donde:

r_y = Radio de giro respecto del eje y.(cm)

I_y = Inercia respecto del eje y.(cm⁴)

A = Área de sección. (cm²)

$$r_y = \sqrt{3920\text{cm}^4 / 106 \text{ cm}^2}$$

$$r_y = 6,08 \text{ cm}$$

$r_y < r_x$ SE ESPERA PANDEO RESPECTO A Y-Y'

RELACIÓN DE ESBELTEZ

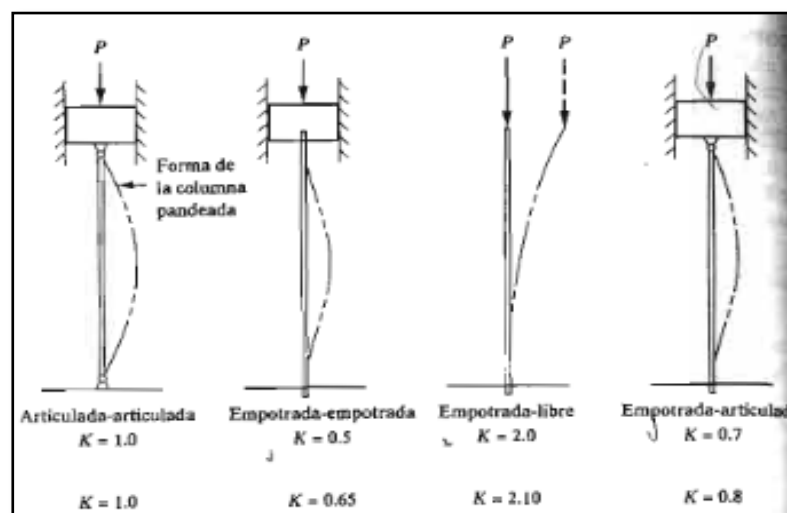


Figura 3. 5 Constante K
Fuente: Roberth L. Mott

En la figura 3.5 se observa constante K para diferentes tipos de montaje de columnas.

$$l_e = K * L$$

Ecuación 3.3 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 234)

Donde:

l_e = Longitud específica. (cm)

K = Constante de tipo de montaje de columnas.

L = Longitud de la columna. (cm)

$$l_e = 0.65 * 210 \text{ cm} = 136,5 \text{ cm}$$

$$Rel_{es} = \frac{l_e}{r_y}$$

Ecuación 3.4 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 234)

Donde:

Rel_{es} = Relación de esbeltez.

l_e = Longitud específica.(cm)

r_y = Radio de giro respecto del eje y.(cm)

$$Rel_{es} = \frac{136,5 \text{ cm}}{6,08 \text{ cm}}$$

$$Rel_{es} = 22,45$$

CONSTANTE DE COLUMNA

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi * E}{s_y}}$$

Ecuación 3.5 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 234)

Donde:

C_c = Constante de columna.

S_y = Limite elástico. (psi)

E = Módulo de elasticidad. (psi)

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi * 30000000 \text{ psi}}{36000 \text{ psi}}}$$

$$C_c = 128,25$$

$Rel_{es} < C_c$ Columna Corta se empleara la formula de J.B. Johnson

CARGA CRÍTICA

$$P_{cr} = A S_y \left[1 - \frac{S_y \cdot Rel_{es}^2}{4 \pi^2 \cdot E} \right]$$

Ecuación 3.6 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 239)

Donde:

P_{cr} = Carga crítica. (N)

S_y = Limite elástico. (N/mm²)

E = Módulo de elasticidad. (psi)

A = Área de sección. (mm²)

Rel_{es} = Relación de esbeltez.

$$P_{cr} = 1060 \text{ mm}^2 \cdot 248,21 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left[1 - \frac{36000 \text{ psi} \cdot 22,45^2}{4 \pi^2 \cdot 30000000 \text{ psi}} \right]$$

$$P_{cr} = 263102,6 \text{ N} [1 - 0,01531]$$

$$P_{cr} = 259071,93 \text{ N} \cong 259,07 \text{ KN}$$

CARGA ADMISIBLE

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$$

Ecuación 3.7 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 239)

Donde:

P_{cr} = Carga crítica. (N)

P_a = Carga admisible. (N)

N = Factor de seguridad.

$$P_a = \frac{259,07 \text{ KN}}{4}$$

$$P_a = 64,76 \text{ KN}$$

CARGA APLICADA

$P = 61,3 \text{ KN}$ Carga aplicada en cada extremo

$$P < P_a$$

Es factible el diseño porque la presión aplicada en cada extremo de la mesa soporte es menor que la presión admisible calculada anteriormente; por lo tanto se cumple con los requerimientos para proseguir con el diseño asistido por computador CAD y análisis de elementos finitos FEA.

Donde:

P = Presión aplicada

P_a = Presión admisible

CÁLCULOS DE PERNOS DE SUJECIÓN DE LA MESA

Al colocar 2 pernos en cada extremo de la mesa, se obtiene que en cada extremo de la mesa soporta una carga de $R_1=6250 \text{ kgf}$

Esta carga para 2 pernos es:

$$F_{\text{perno}} = \frac{R1}{2}$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{6250 \text{ kgf}}{2}$$

$$F_{\text{perno}} = 3125 \text{ kgf} = 6875 \text{ lbf}$$

Para estimar diámetro seleccionado se hacen los cálculos y las verificaciones necesarias, y si después de esto se encuentra que el perno está sobredimensionado o no cumple los requisitos, se determina un nuevo diámetro (o se selecciona un nuevo material del perno) y se hace nuevamente los cálculos.

DETERMINACIÓN DELÁREA DE SECCIÓN TRANSVERSAL

Se aplica la ecuación para tracción inicial desconocida.

$$At = \left(\frac{6Fe}{(in^{-1})Sy} \right)^{2/3}$$

Ecuación 3.8 (Faires, Diseño de elementos de máquinas, 2003, pág.201)

Donde:

At = Área de sección transversal. (in^2)

Fe = Fuerza empleada sobre el perno. (lbf)

Sy = Resistencia de fluencia mínima a la tracción. (ksi)

Se selecciona un perno de alta resistencia SAE grado 8. En el ANEXO AX 10 se encuentra las propiedades para pernos con tamaños desde 1/4 in hasta 1 ½ in:

Entonces, se remplazo:

$$At = \left(\frac{6 \times 6875 \text{ lbf}}{(\text{in}^{-1})130.000 \text{ ksi}} \right)^{2/3}$$

$$At = 0,4652 \text{ in}^2$$

SELECCIÓN DEL PERNO EN BASE AL DIÁMETRO

Se calcula el diámetro del perno en base al área obtenida anteriormente:

$$At = \frac{\pi D^2}{4}$$

Despejamos el D para obtener el diámetro del perno requerido:

$$D = \sqrt{\frac{4At}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{0,5923 \text{ in}^2}$$

$$D = 0,7696 \text{ in}$$

Seleccionamos un perno unificado de diámetro $d = 1''$ in, ya que éste es el más cercano, por encima, al diámetro requerido.

3.3.2. CÁLCULO DE LA UNIDAD DE POTENCIA HIDRÁULICA

a. CALCULO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

ÁREA DEL PISTÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

$$r = 5,08 \text{ cm}$$

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

Ecuación 3.9 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. Ap.)

Donde:

A= Área del pistón del cilindro hidráulico. (cm²)

r = Radio del pistón del cilindro hidráulico. (cm)

$$A = \pi * (7,62 \text{ cm})^2$$

$$A = 182,41 \text{ cm}^2$$

PRESIÓN NECESARIA PARA GENERAR 25 TONELADAS

$$P = F/A$$

Ecuación 3.10(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 12)

Donde:

P = "Presión. (Kgf/cm²)

A= Área del pistón del cilindro hidráulico. (cm²)

F = Fuerza. (Kgf)

$$P = \frac{25000 \text{ Kgf}}{182,41 \text{ cm}^2}$$

$$P = 137,05 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cong 1949.34 \text{ psi}$$

Calculo de la potencia requerida en la presión de la prensa hidráulica
(ANEXO CX02)

Datos iniciales: con los datos obtenidos del pistón seleccionado

$$L_{\text{llenado}} = 23,625 \text{ in (600 mm)}$$

$$D_{\text{int}} = 6 \text{ in (152,4 mm)}$$

Volumen de llenado del pistón:

$$V_{\text{LLENADO}} = \frac{\pi D^2}{4} (L_{\text{LLENADO}})$$

Ecuación 3.11 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 13)

Donde:

D = Diámetro del pistón del cilindro hidráulico. (in)

V_{LLENADO} = Volumen de llenado. (in^3)

L_{LLENADO} = Longitud de de llenado. (in)

$$V_{\text{LLENADO}} = \frac{\pi 6^2}{4} \text{ in}^2 (23,6 \text{ in}) = 667,27 \text{ in}^3$$

Para convertirla unidades de galón (gl) las pulgadas cubicas;

$$1 \text{ gl} = 231 \text{ in}^3$$

$$V_{\text{LLENADO}} = 667,27 \text{ in}^3 \left(\frac{1 \text{ gal}}{231 \text{ in}^3} \right) = 2,88 \text{ gal}$$

Presión propuesta en el pistón:

$$P = 1949,34 \text{ psi}$$

Gasto volumétrico, basando tiempo de llenado con valor comercial de 25 segundos:

$$\dot{V} = \frac{60 V_{\text{LLENADO}}}{t}$$

Ecuación 3.12 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 13)

Donde:

\dot{V} = Gasto volumétrico. (GPM)

t = Tiempo de llenado. (s)

$$\dot{V} = \frac{60 (2,88 \text{ gal})}{25 \text{ seg}} = 6,91 \text{ GPM}$$

POTENCIA HIDRÁULICA REQUERIDA BASADA EN LA PRESIÓN EJERCIDA POR EL PISTÓN

$$P_h = \frac{P \times V_{\text{LLENADO}}}{t}$$

Ecuación 3.13(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 200)

Donde:

V_{LLENADO} = Volumen de llenado. (in³)

t= Tiempo de llenado. (s)

P = Presión (psi)

$$P_h = 1949,34 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \left(\frac{667,27 \text{ in}^3}{25 \text{ s}} \right) = 52029,44 \frac{\text{lb in}}{\text{s}}$$

Para la conversión en HP primero se convierten en libras-pie;

$$P_h = 52029,44 \frac{\text{lb in}}{\text{s}} \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right) = 4335,78 \frac{\text{lb ft}}{\text{s}} \left(\frac{1 \text{ HP}}{500 \frac{\text{lb ft}}{\text{s}}} \right) = 8,67 \text{ HP}$$

Potencia sugerida de la bomba con una eficiencia del 85%; basada en la potencia hidráulica:

$$P_R = \frac{P_H}{n}$$

Ecuación 3.14(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 200)

Donde:

P_R = Potencia real. (Hp)

n= Eficiencia.

P_H = Potencia hidráulica. (Hp)

$$P_R = \frac{21,13}{0,85} = 10,2 \text{ HP}$$

$$n=85\%$$

Potencia sugerida para la bomba, con una eficiencia del 85%, basada en el gasto volumétrico:

$$\mathbf{PR} = \frac{\dot{V} (P)(0.000583)}{n}$$

Ecuación 3.15(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 203)

Donde:

PR= Potencia real sugerida. (Hp)

n= Eficiencia.

P= Presión. (Hp)

\dot{V} = Gasto volumétrico. (GPM)

$$\mathbf{PR} = \frac{6,91 \text{ GPM} (1949,34)(0.000583)}{0,85} = 9,23 \text{ HP} \approx 10 \text{ HP}$$

CÁLCULO DE LA TUBERÍA

Datos sugeridos para evitar la turbulencia en el flujo y pérdidas de presión

$$v = 4.5 \text{ m/s}$$

Transformación de GPM a m^3/s

$$\mathbf{Q} = 6,91 \text{ GPM} \frac{6.309 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ GPM}} = 4,35 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se despeja el diámetro de la siguiente formula

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Ecuación 3.16 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. ap.)

Donde:

D = Diámetro de tubería. (m)

A= Área de sección. (m^2)

$$Q = Av$$

Ecuación 3.17(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 289)

Donde:

Q = Caudal. (m³/seg)

A= Área de sección. (m²)

v = Velocidad sugerida (m/s)

Remplazando se obtiene:

$$Q = v \frac{\pi D^2}{4}$$

Despejando el diámetro:

$$D_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,35 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 4,5 \text{ m/s}}} = 0.011 \text{ m}$$

Conversión del diámetro a pulgadas

$$0.011 \text{ m} \left(\frac{1 \text{ in}}{0,0254 \text{ m}} \right) = 0,43 \text{ in} \approx \frac{1}{2} \text{ in}$$

Se calcula el número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Ecuación 3.18(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 230)

Donde:

Re = Número de Reynolds.

μ = Viscosidad dinámica del fluido. (m²/s)

v = Velocidad sugerida del aceite. (m/s)

ρ = Densidad especifica del aceite hidráulico.

D = Diámetro de la tubería. (m)

$$Re = \frac{(870)(4,5 \text{ m/s})(0,011\text{m})}{0,1 \text{ m}^2/\text{s}} = 430,65$$

$430,65 < 2000$ *Flujo laminar*

b. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

TIEMPOS DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

Carrera de trabajo.- En la figura 3.6 se ilustra el funcionamiento del sistema es el mismo hasta la válvula distribuidora la cual cambia la posición de (2 a 1) por medio de mando hidráulico con lo que el fluido pasa al cilindro, realizando la carrera de trabajo. El fluido que sale del cilindro retorna al depósito.

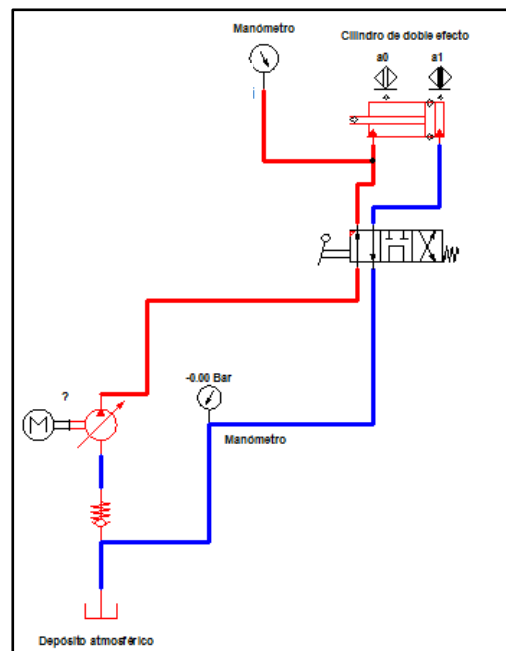


Figura 3. 6 Salida del cilindro hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Reposo.- Mientras que en la figura 3.7 el motor eléctrico (M) se encuentra en funcionamiento mueve a la bomba hidráulica la cual es la encargada de transformar la energía hidráulica en energía mecánica, dicha bomba se suministra de fluido a través del tanque hidráulico.

La bomba hidráulica al generar presión envía a la válvula limitadora de presión, la cual protege a la bomba hidráulica de cualquier exceso de presión que pueda existir en el sistema, luego la presión regulada llega al mando hidráulico la cual debe estar en posición 2 para que el fluido retorne al depósito.

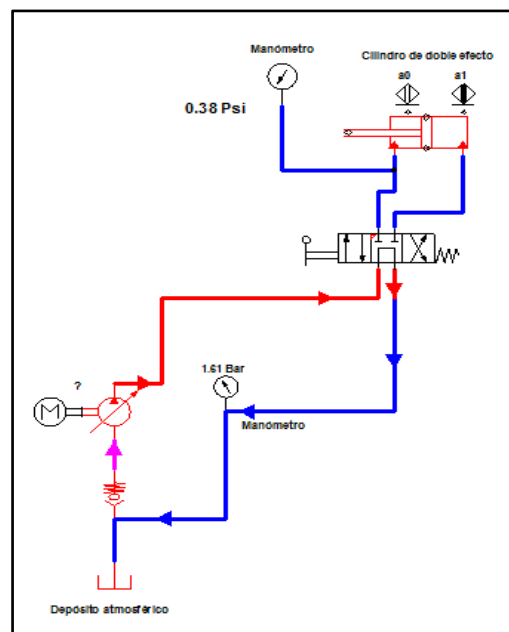


Figura 3. 7 Reposo cilindro hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Retorno. De igual forma en la figura 3.8 se ilustra que el funcionamiento es el mismo para mando hidráulico, pero esta se coloca en la posición (3), con esta acción el fluido entra al cilindro y realiza el recorrido de retorno, el fluido que sale por el cilindro por la otra parte al mando hidráulico lleva el fluido directo al depósito.

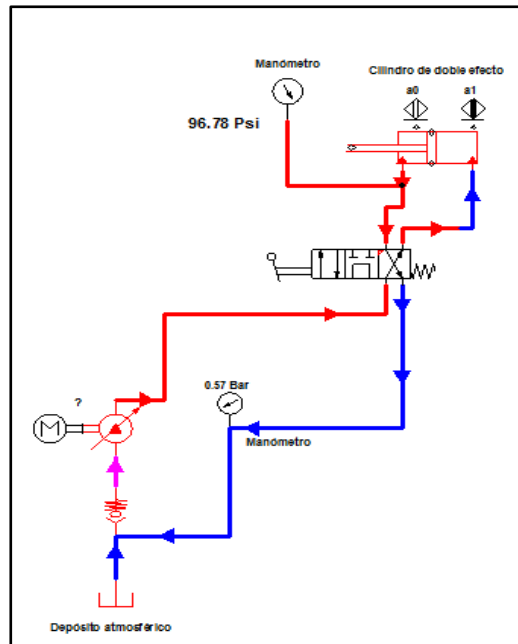


Figura 3. 8 Retorno del cilindro hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

3.3.3. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

a. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA PRIMARIA

El material seleccionado es ampliamente utilizado en diferentes tipos de estructuras por sus propiedades de resistencia adecuadas y su relación peso-elasticidad que hacen del mismo un material adecuado para esta aplicación ya que ofrece un límite elástico de 250 MPa como se observa en la tabla 3.1 el material permite un amplio rango para el diseño de la máquina. (ANEXO AX03)

Tabla 3. 1 Propiedades del material

NOMBRE	ASTMA36 ACERO
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
Límite elástico	250 N/mm ²
Límite de tracción	400 N/mm ²
Módulo elástico	200000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0,26
Densidad	7850 g/cm ³
Módulo cortante	79300 N/mm ²

Fuente: Dessault Systems Solidworks

b. FUERZA APLICADA A LA ESTRUCTURA

Nombre de modelo: Ensamblaje prensa analisis
 Nombre de estudio: malla fina estudio 2
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1490.75

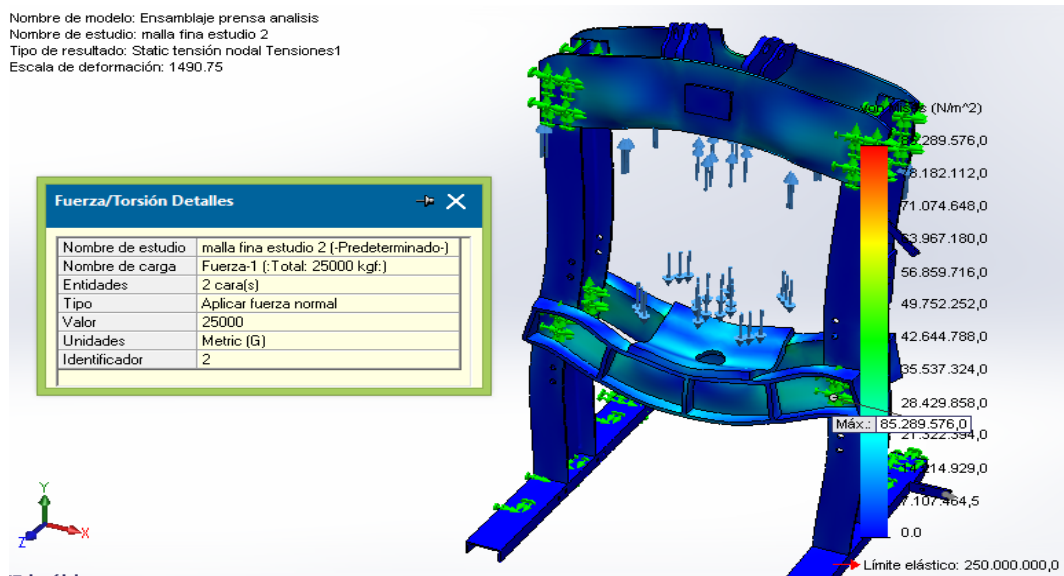


Figura 3. 9 Fuerza aplicada 25 Toneladas
 Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.9 se puede observar que la fuerza aplicada será de 25 toneladas distribuidas en la estructura primaria para poder realizar los trabajos de remoción de pines de cadena de tren de rodaje, y obtener un rendimiento óptimo de la maquina partiendo del diseño de la estructura para que pueda soportar estas cargas a las que se va a encontrar sometida la misma. (ANEXO AX03)

c. INFORMACIÓN DE MALLA DE LA ESTRUCTURA

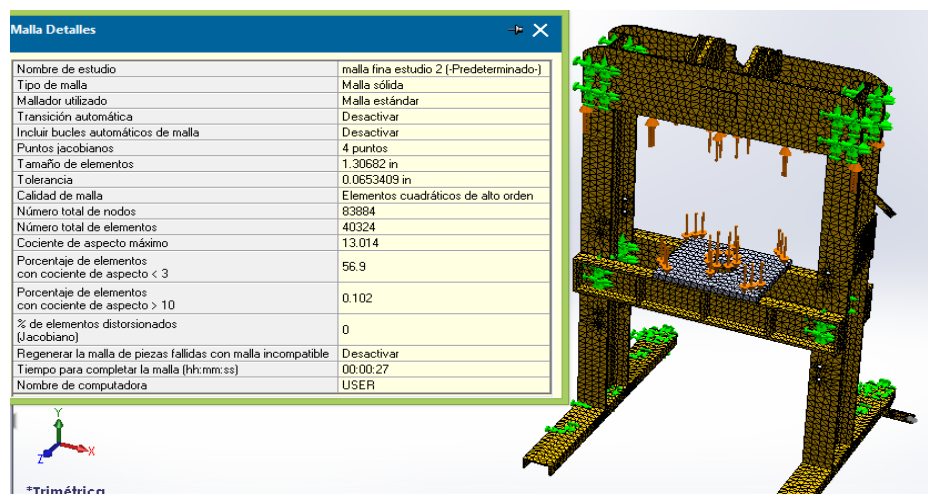


Figura 3. 10 Malla de solido
 Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 2 Información Malla

Tipo de malla	Malla solida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Puntos Jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elemento	1.30682 in
Tolerancia	0.0653489 in
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	83884
Número total de elementos	40324

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Para el análisis se realizó un mallado como se ilustra en la figura 3.10 a partir de las condiciones necesarias y tomando en cuenta todos los factores que podrían ocasionar algún tipo de problema en la operación de la máquina para obtener resultados fiables se realizó una malla de alta calidad de elementos cuadráticos de alto orden de 40324 elementos que permitirá realizar un análisis detallado de la estructura en cuestión como se muestra en la tabla 3.2.

d. ESTUDIO DE TENSIÓN DE VON MISES DE LA ESTRUCTURA

En la figura 3.11 se observa el análisis de esfuerzos de Von Mises el cual se realizó mediante el software CAE SOLIDWORKS el cual arrojó los siguientes resultados.

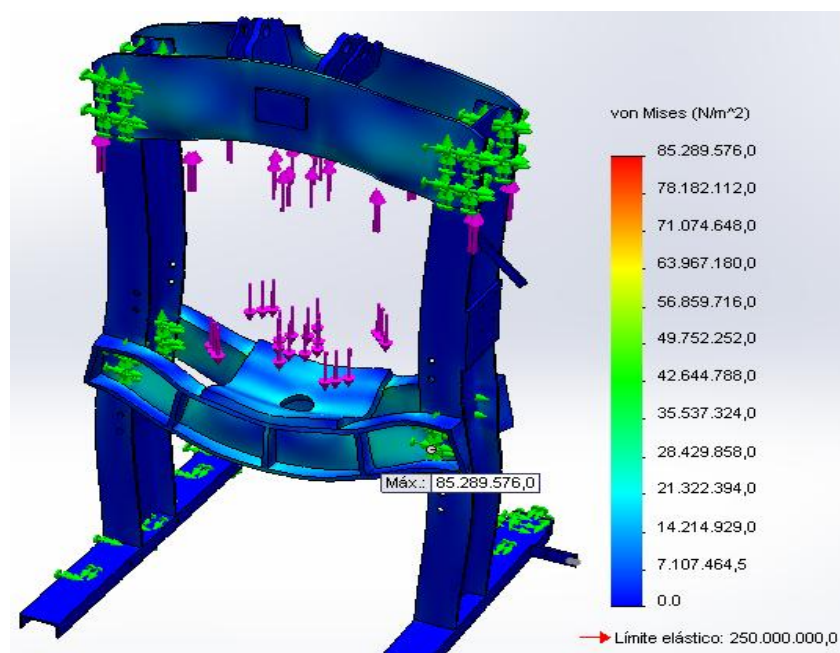


Figura 3. 11 Esfuerzo máximo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 3 Tensión VON MISES

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	0 N/m ²	8.5289e+007 N/m ²
		Nodo: 15460	Nodo: 11836

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Esfuerzo máx. 85.289 MPa

El análisis presenta una idea clara de que el diseño tiene una resistencia adecuada a la tensión, ya que el límite elástico tiene un valor de 250 MPa. y la estructura se encuentra sometida a un esfuerzo máximo de 85.289 MPa, valor que permitirá evaluar el sistema mediante el cálculo del factor de seguridad como se muestra en la tabla 3.3.

e. ESTUDIO DE DESPLAZAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

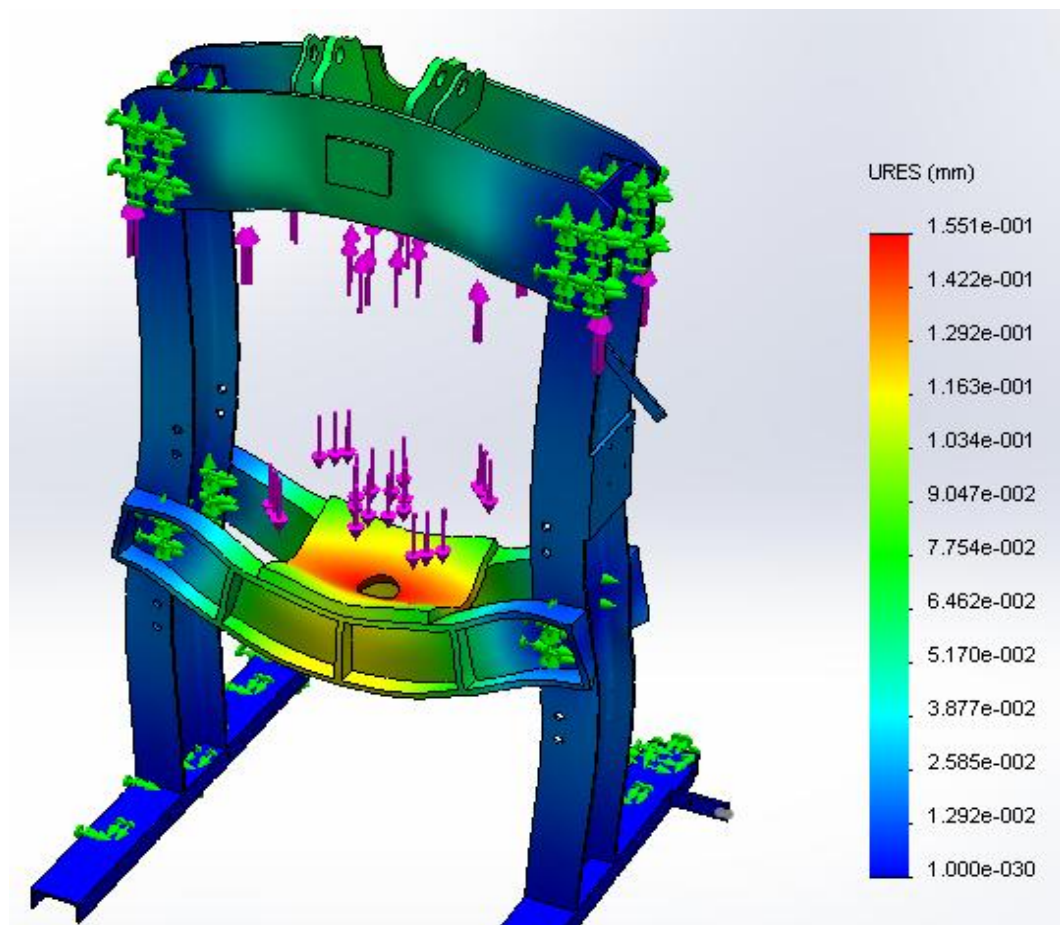


Figura 3. 12 Desplazamiento unitario del solido
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 4 Desplazamientos

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.1551 mm
		Nodo: 893	Nodo: 10037

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

El estudio permite valorar los desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura cuando se someta a la carga de 25 toneladas ofrece un valor que se ilustra en la figura 3.12, con este valor se puede dar como resultado que el diseño es el adecuado y la estructura tiene los parámetros necesarios para las aplicaciones que se requiera someter a la máquina como se muestra en la tabla 3.4.

Límite de deflexión recomendados. Es responsabilidad del diseñador especificar la máxima deflexión permisible de una viga de máquina, chasis o estructura.

Pieza general de máquina

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Precisión moderad

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.00001 \text{ a } 0.0005 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Alta precisión

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.000001 \text{ a } 0.00001 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Este desplazamiento de 0.1551mm está dentro de los límites de deflexión recomendado para máquinas de precisión moderado.(Mott, Resistencia de Materiales, 2006, pág. 431)

$$\gamma_{\text{máx}} = \text{Limite máximo de flexión recomendado}$$

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{0.0005\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305\text{mm} = 0.652\text{mm}$$

$\gamma_{\text{mín}}$ = Limite mínimo de flexión recomendado

$$\gamma_{\text{mín}} = \frac{0.00001\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305\text{mm} = 0.013\text{mm}$$

f. FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA

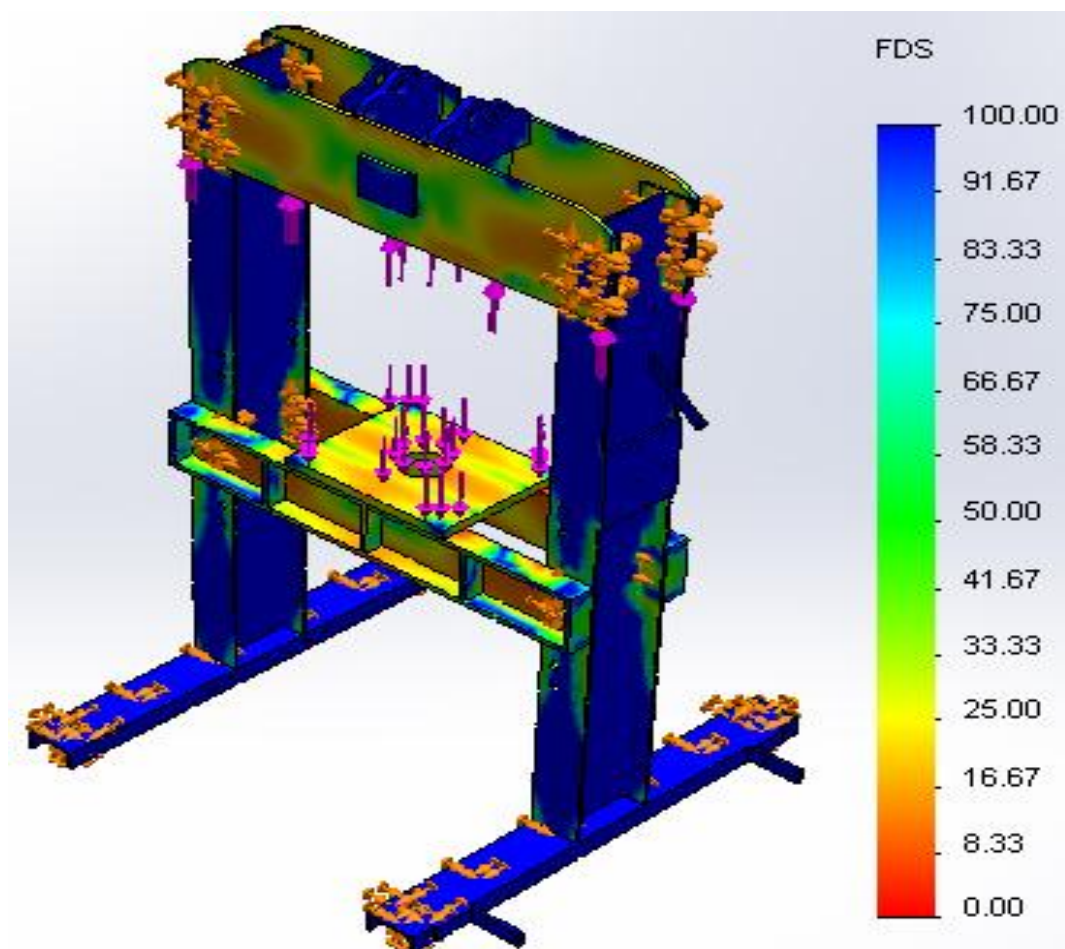


Figura 3. 13 Factor de seguridad
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 5 Factor de Seguridad

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	2.93 Nodo: 11836	6.104 Nodo: 15460

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

El factor de seguridad después del análisis de esfuerzos de Von Mises cumple satisfactoriamente los requisitos para someter la maquina a funcionamiento continuo como se observa en la tabla 3.5.

$$\text{Factor de seguridad (FDS)} = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{Von\ Mises}}$$

Ecuación 3.19(Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 144)

El factor de seguridad está sujeto a varias interpretaciones de diseño las cuales son:

- Un factor de seguridad inferior a 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha fallado.
- Un factor de seguridad de 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha empezado a fallar.
- Un factor de seguridad superior a 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación es seguro.
- El material que se encuentra en una ubicación empezará a fallar si aplica nuevas cargas iguales a las actuales multiplicadas por el factor de seguridad resultante.

Dentro del software utilizado, el asistente de evaluación de diseño evalúa el factor de seguridad por medio de colores, se muestra las regiones del modelo con FDS inferiores al valor especificado con color rojo (regiones no seguras) y las regiones con factores de seguridad superiores con azul (regiones seguras) como se ilustra en la figura 3.13.

$$\text{FDS} = \frac{\text{Resistencia}}{\text{Carga}} \text{Ecuación 3.19(Mott, 2006)}$$

$$\text{FDS} = \frac{250 \text{ MPa}}{85289 \text{ MPa}}$$

$$\text{FDS} = 2,93$$

g. DIAGRAMA DE CONVERGENCIA DE LA ESTRUCTURA

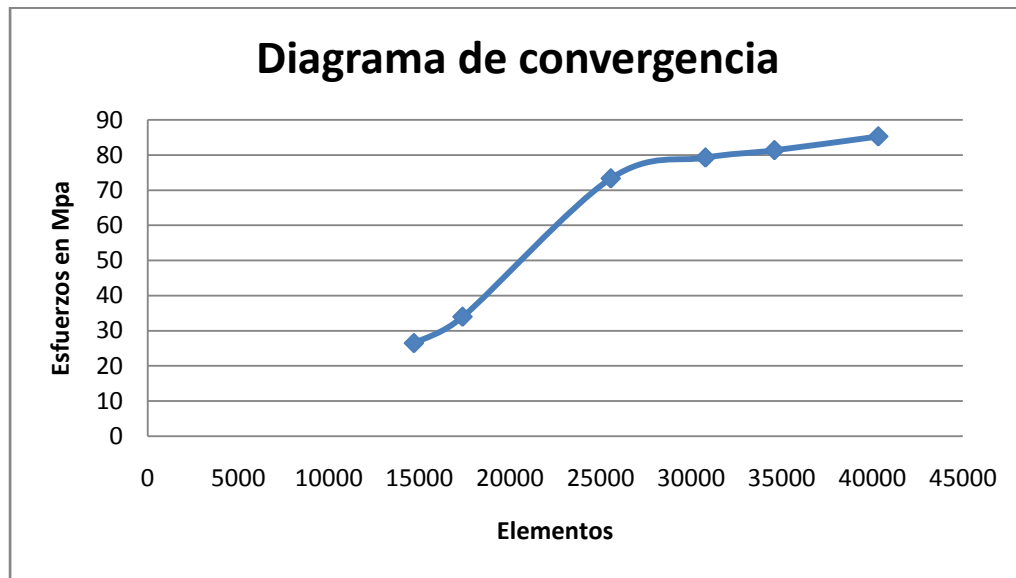


Figura 3. 14 Diagrama de convergencia
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.14 se puede evidenciar que el análisis se torna más efectivo dependiendo del número de elementos analizados en el software de diseño, para que el diseño sea el adecuado se toma como referencia el punto de mayor número de elementos con 40324 elementos y un esfuerzo de 85.289 MPa., que es el que más se acerca a la realidad.

h. ESTUDIO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL SOMETIDA A FATIGA

PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA

El estudio de la estructura sometida a fatiga permite valorarla cuando se le aplican cargas cíclicas que podrían afectar el desempeño y ocasionar el fallo en la estructura aun cuando cumpla los requerimientos del factor de seguridad en la tabla 3.6 se muestra los parámetros del estudio de fatiga realizado a la estructura primaria.

Tabla 3. 6 Parámetros del estudio de fatiga

Nombre de estudio	Estructura primaria
Tipo de análisis	Fatiga(Amplitud constante Base 0)
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Calcular tensiones alternas usando	Tensión equivalente (von Mises)
Corrección de la tensión media	Gerber
Factor de reducción de resistencia a la fatiga	1
Vida infinita	1e+009 Ciclos

Fuente: ANSYS Workbench Studio

Como se muestra en la figura 3.15 para el análisis de fatiga se utilizó una carga cíclica de amplitud constante con base cero la cual permitirá evaluar la estructura primaria cuando se aplica las 25 toneladas de carga de manera cíclica en un margen de 25 toneladas a 0 toneladas durante 1e+009 Ciclos, con esto se puede evaluar los ciclos de vida de la estructura a más del daño que esta recibiría luego de aplicadas las cargas cíclicas.

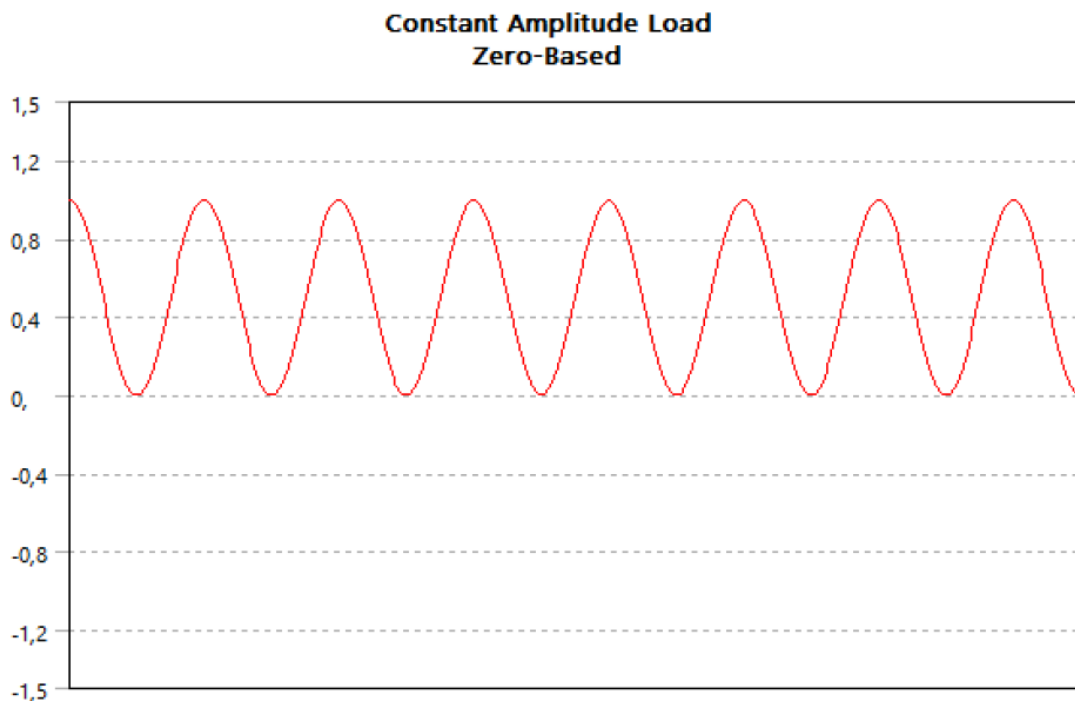


Figura 3. 15 Amplitud de cargas cíclicas

Fuente: ANSYS Workbench Studio

En la figura 3.16 se observa la teoría de corrección de tensión media que es necesaria ya que se utilizará cargas cíclicas de amplitud constante con base cero, para lo cual se utilizó la teoría de Gerber, que es la recomendada para materiales dúctiles.

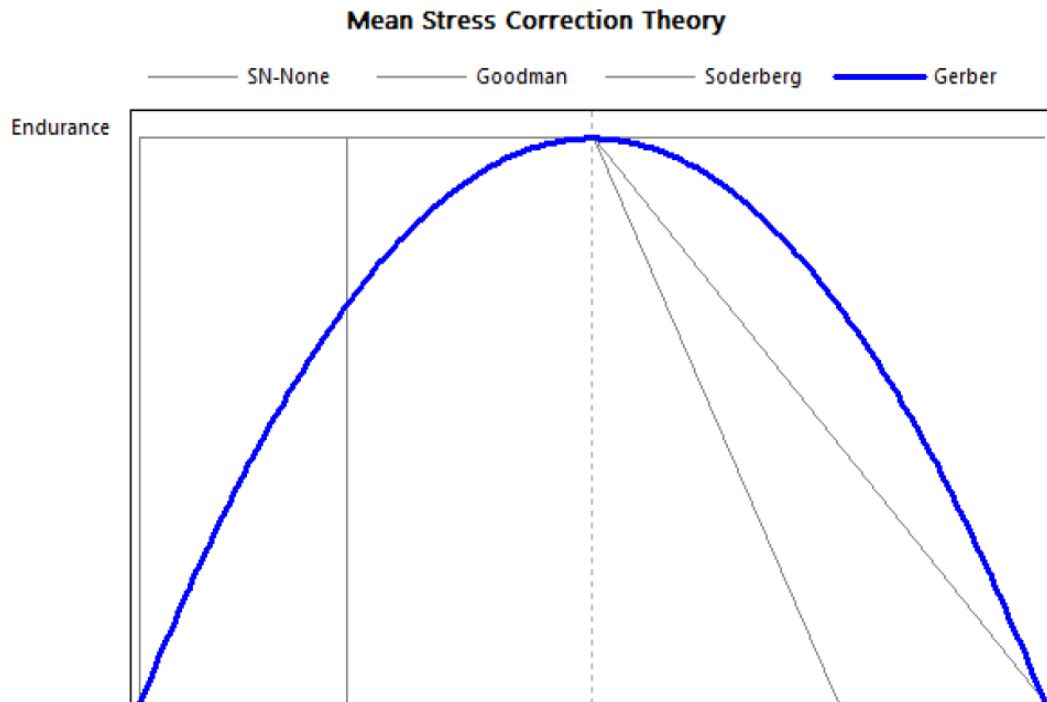


Figura 3. 16 Teoría de corrección de tensión media
Fuente: ANSYS Workbench Studio

DAÑO ACUMULADO EN LA ESTRUCTURA

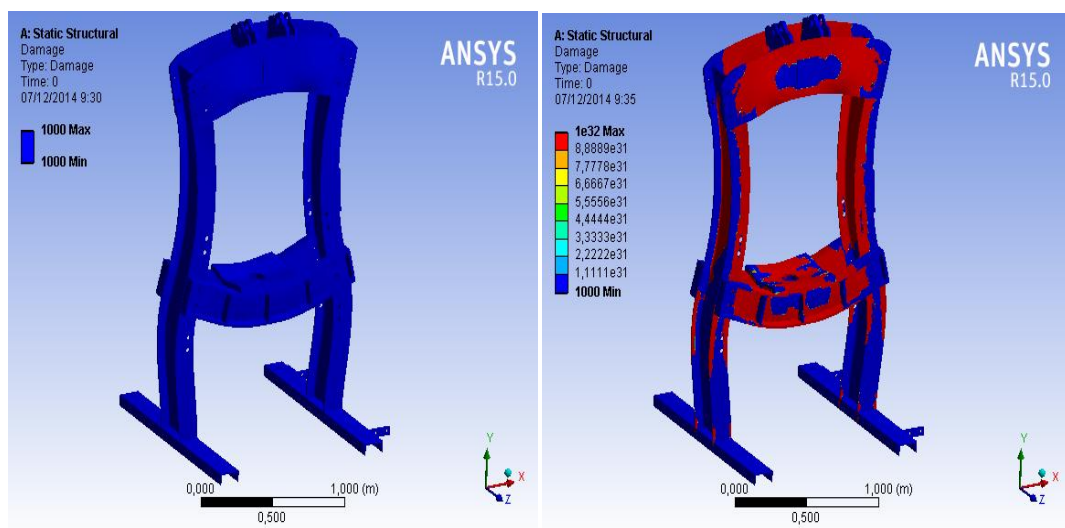


Figura 3.17 Daño acumulado escala 1 vs. 100
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.17 se puede apreciar el daño acumulado en la estructura sometida a $1e+009$ ciclos para efectos de visualización se utilizó una escala de 100 que multiplica la carga y ciclos para poder identificar las regiones que estarán expuestas a daños al aplicar las cargas sobre la misma la escala fue utilizada ya que sin ella la estructura no fallaría con cargas cíclicas de acuerdo al análisis realizado.

VIDA TOTAL DE LA ESTRUCTURA

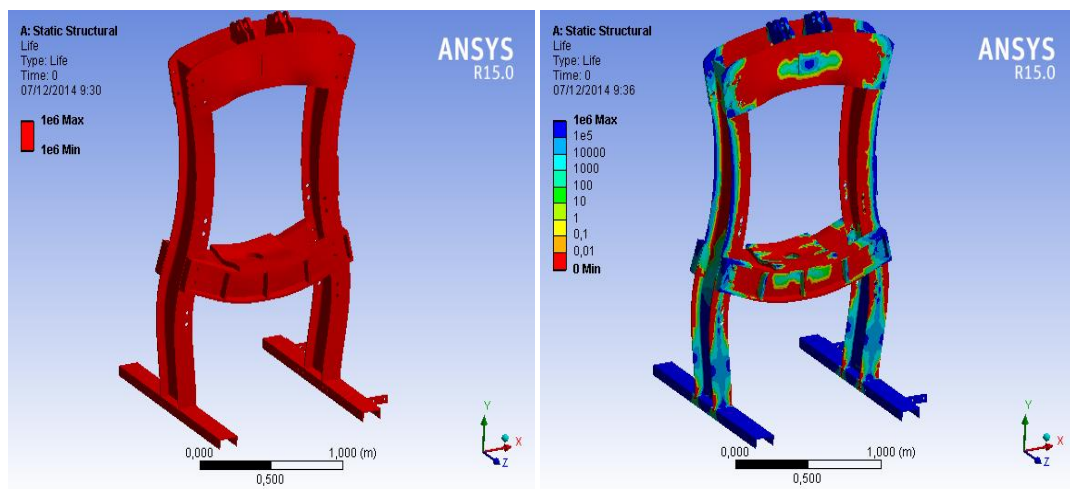


Figura 3.18 Vida total ciclos soportados escala 1 vs. 100
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.18 se puede apreciar las partes de la estructura que al ser sometidas a las cargas cíclicas tenderán a terminar su vida útil primero las zonas marcadas con color rojo son las que consumirán su vida útil antes que las marcadas con color azul para efectos de visualización se realizó el análisis con una escala de 100 multiplicando así los ciclos y cargas para tener un panorama más claro de la situación ya que sin utilizar la escala no sería posible visualizar estos efectos pues el sistema en sí no se ve afectado por la aplicación de cargas cíclicas sobre el mismo.

FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA SOMETIDA A FATIGA

En la figura 3.19 se observa el factor de seguridad de la estructura sometida a fatiga, la cual presenta un valor mínimo de 2,88 luego del

estudio de fatiga lo cual demuestra que la estructura soportará las cargas cíclicas aplicadas a la misma sin sufrir fallos.

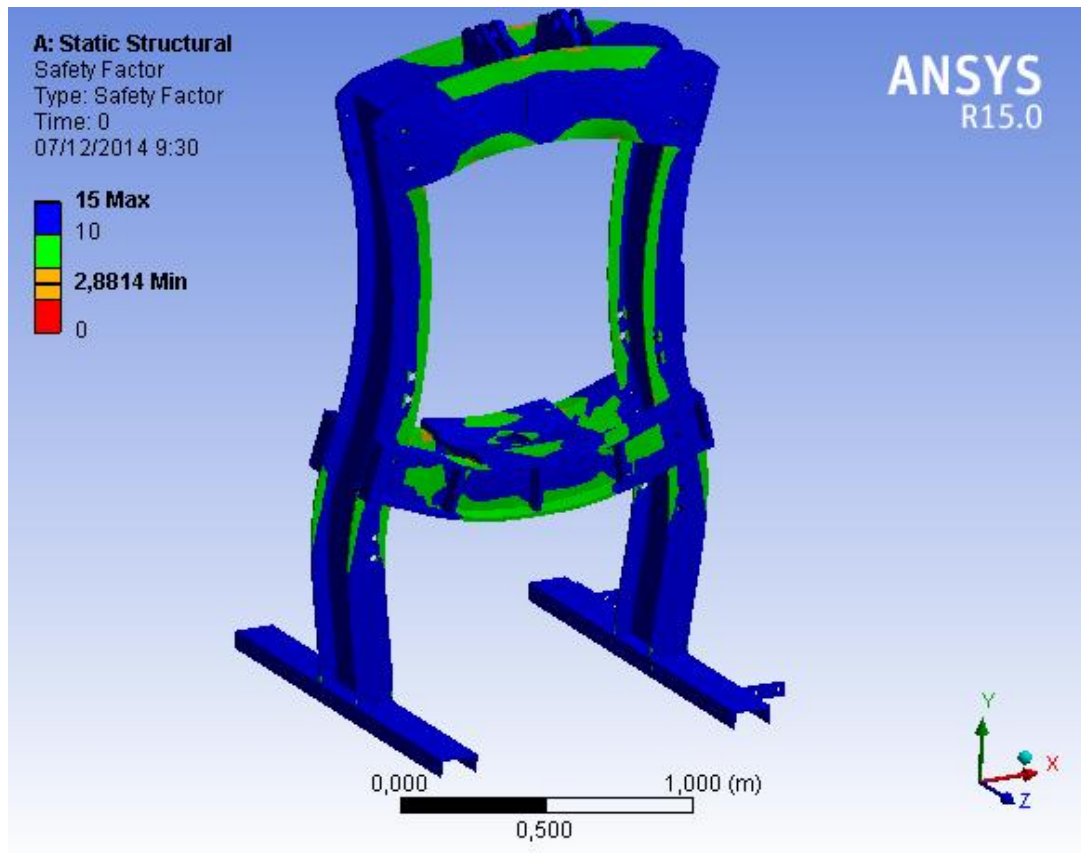


Figura 3. 19 Factor de seguridad en fatiga
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

ANÁLISIS DE LA CURVA SN

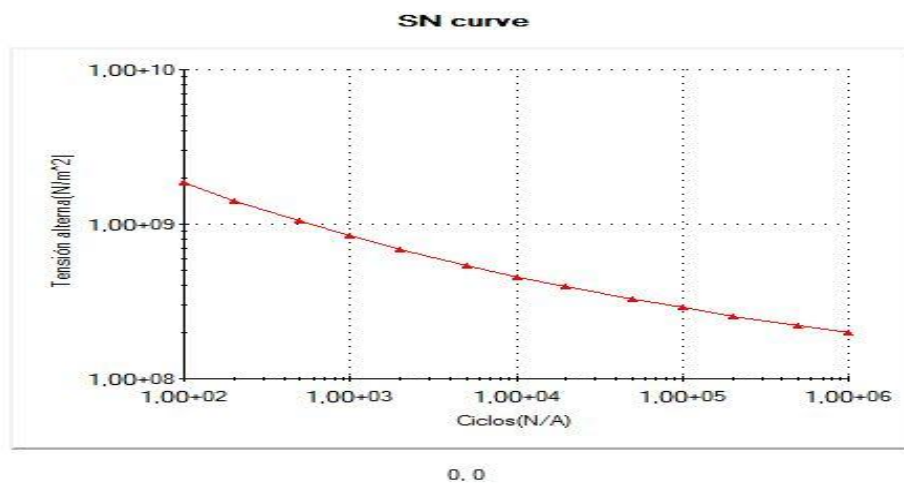


Figura 3.20 Curva SN de la estructura
Fuente: Dessault Systems Solidworks

En la figura 3.20 se ilustra la curva SN la que muestra los valores de tensión en contraposición con el número de ciclos a los que se van a encontrar sometida la estructura; la zona que se encuentra sobre la curva muestra los valores en los que la estructura presentaría fatiga mientras que la zona bajo la curva es segura ya que la estructura no se encontrara sometida a fatiga; mientras menor sea la tensión aplicada el número de ciclos tenderá al infinito lo que demuestra que con la carga a la que se encuentra sometida la estructura tiende a soportar un número de ciclos infinito, demostrando que el diseño es el adecuado.

ANALISIS DE SENSIBILIDAD A FATIGA

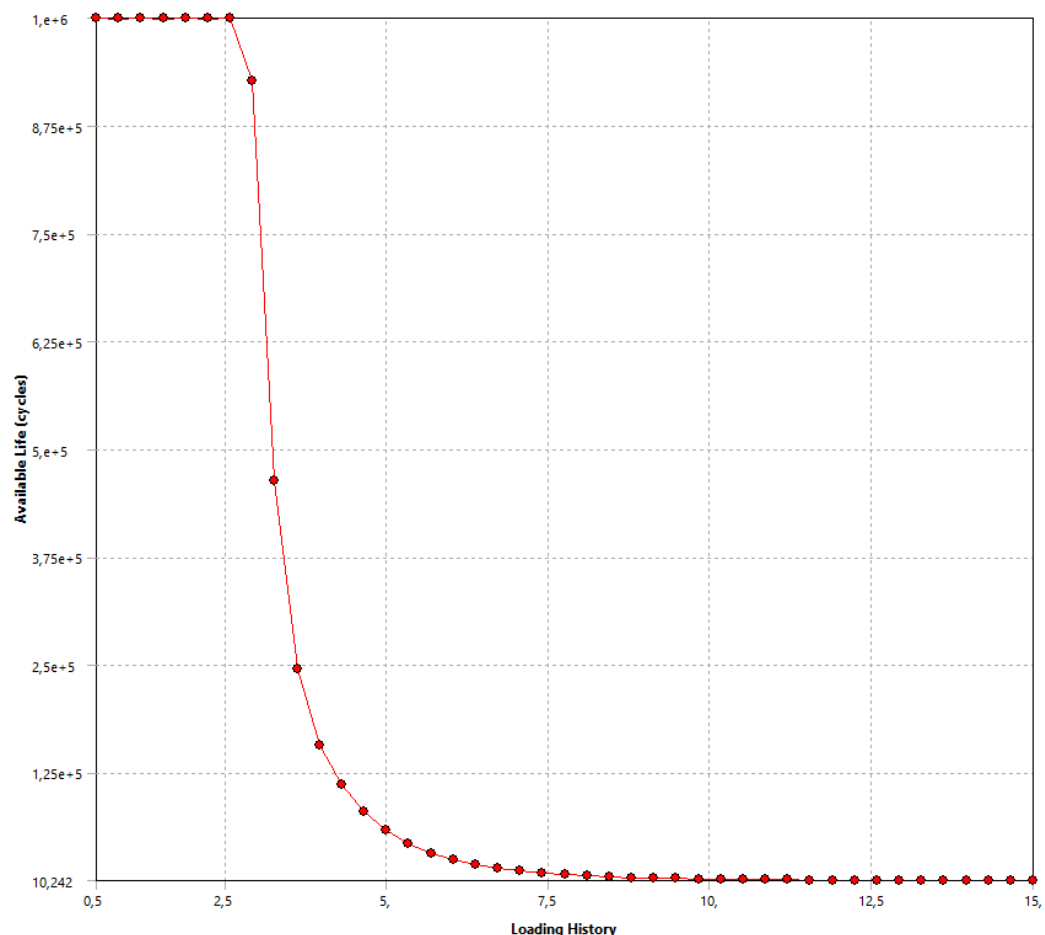


Figura 3. 21 Sensibilidad a fatiga de la estructura
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.21 se puede observar la curva de sensibilidad a fatiga de la estructura en el eje de las abscisas muestra la carga aplicada en diferentes

porcentajes desde 50% hasta 1500% mientras que en el eje de las ordenadas muestra la vida disponible en ciclos, de la imagen muestra claramente que la estructura no presentaría fallos hasta una aplicarle una carga de 250% donde la curva desciende mostrando los ciclos que soportaría sometida a dicho esfuerzo.

i. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL ACCESORIO

Tabla 3.7 Propiedades del material

NOMBRE	ASTMA36 ACERO
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
Límite elástico	250 N/mm ²
Límite de tracción	400 N/mm ²
Módulo elástico	200000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0,26
Densidad	7850 g/cm ³
Módulo cortante	79300 N/mm ²

Fuente: Dessault Systems Solidworks

El material seleccionado es ampliamente utilizado en diferentes tipos de estructuras por sus propiedades de resistencia adecuadas y su relación peso-elasticidad que hacen del mismo un material adecuado para esta aplicación ya que ofrece un límite elástico de 250 MPa como se observa en la tabla 3.7 el material permite un amplio rango para el diseño del accesorio. (ANEXO AX03)

j. FUERZA APLICADA AL ACCESORIO

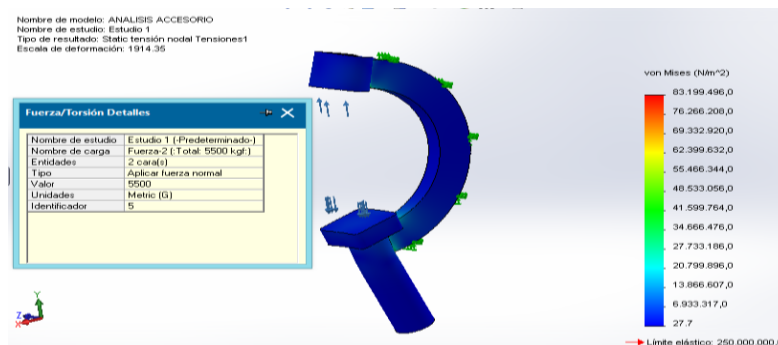


Figura 3. 22 Fuerza aplicada 5.5 Toneladas
 Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.21 se puede apreciar que la fuerza aplicada será de 5.5 toneladas distribuidas en la estructura del accesorio para realizar los trabajos necesarios, y tener un rendimiento óptimo partiendo del diseño de

la estructura para que pueda soportar las cargas a las que se va a encontrar sometida la misma. (ANEXO CX02)

k. INFORMACIÓN DE MALLA DEL ACCESORIO

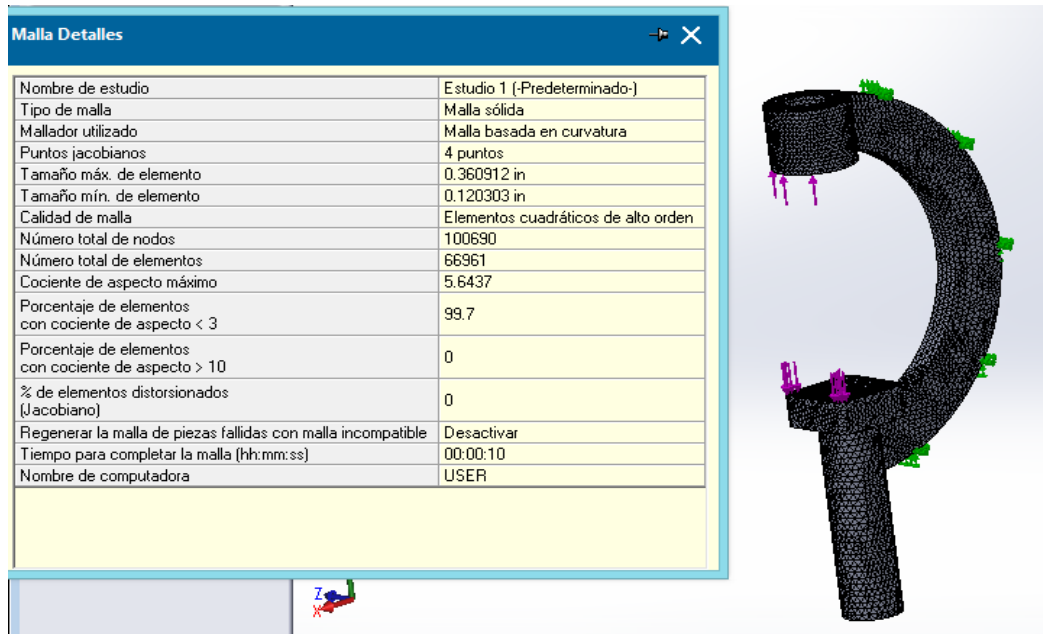


Figura 3. 23 Malla accesorio
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 8 Información malla accesorio

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos Jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	0,360912 in
Tamaño mínimo del elemento	0,120303 in
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	100690
Número total de elementos	66961

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Para el análisis se realizó un mallado a partir de las condiciones necesarias como se muestra en la figura 3.22 se toma en cuenta todos los factores que podrían ocasionar algún tipo de problema en la operación de la máquina para obtener resultados fiables se realizó una malla de alta calidad de elementos cuadráticos de alto orden basado en curvatura de 66961 elementos que permitirá realizar un análisis detallado de la estructura en cuestión como se muestra en la tabla 3.8.

I. ESTUDIO DE TENSIÓN DE VON MISES DEL ACCESORIO

La figura 3.23 muestra que el análisis de esfuerzos de Von Mises se realizó mediante el software CAE SOLIDWORKS el cual arrojó los siguientes resultados.

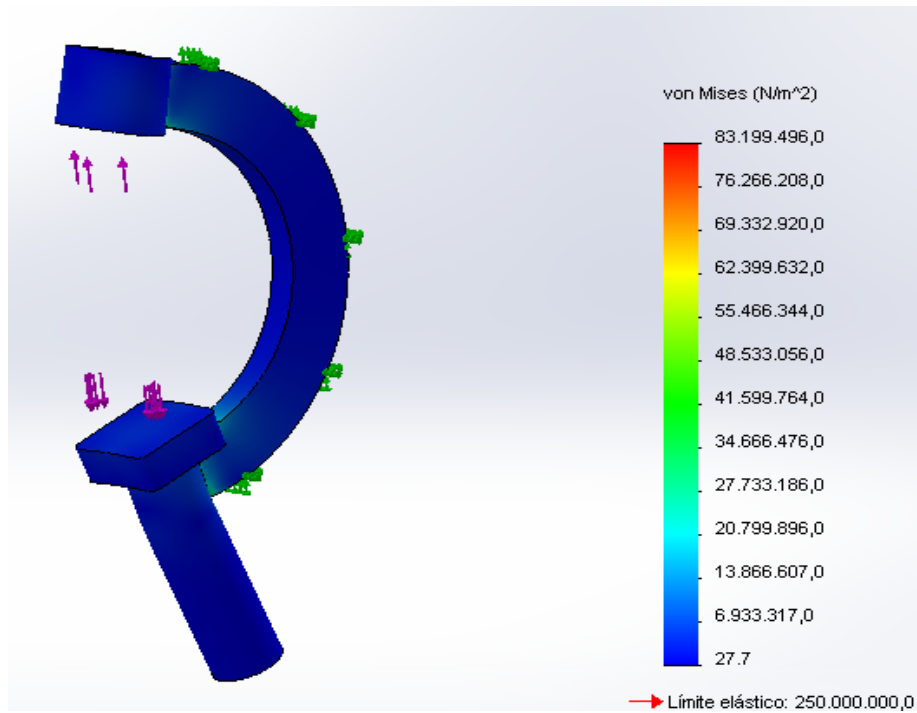


Figura 3. 24 Esfuerzo máximo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 9Tensiones accesorio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	27,7 N/m ²	8,31994e+007 N/m ²
		Nodo: 15460	Nodo: 11836

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Esfuerzo máx. 83.199 MPa

El análisis presenta una idea clara de que el diseño tiene una resistencia adecuada a la tensión, ya que el límite elástico tiene un valor de 250 MPa. y la estructura se encuentra sometida a un esfuerzo máximo de 83.199 MPa, valor que permitirá evaluar el sistema mediante el cálculo del factor de seguridad como se muestra en la tabla 3.9.

m. ESTUDIO DE DESPLAZAMIENTO DEL ACCESORIO

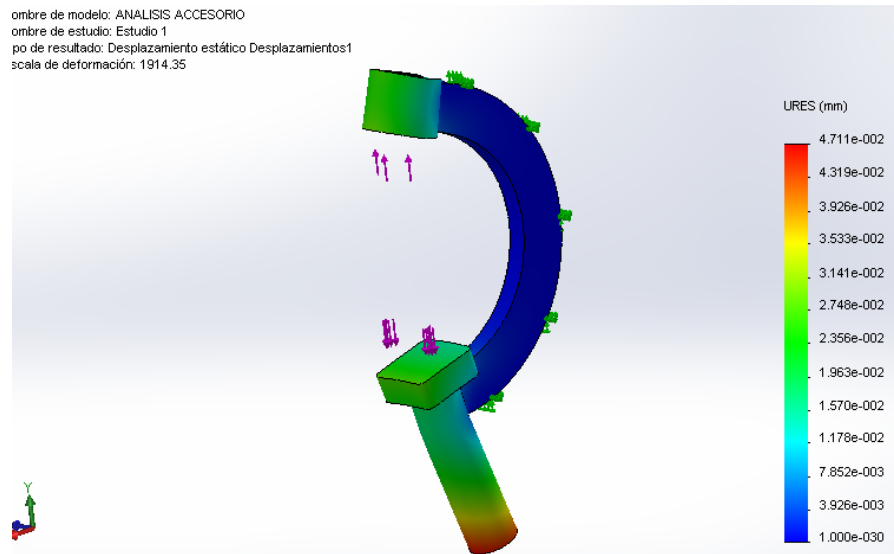


Figura 3. 25 Desplazamiento unitario del sólido
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 10 Desplazamientos del accesorio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	URES:	1,0e-030 mm	4,71e-002 mm
	Desplazamiento resultante	Nodo: 893	Nodo: 10037

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

La figura 3.24 muestra el estudio de desplazamientos que permite valorar los desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura cuando se someta a la carga de 5.5 toneladas da un valor de 0,0471 mm, con este valor se demuestra que el diseño es adecuado y la estructura tiene parámetros correctos para las aplicaciones que se requiera someter al accesorio, como se muestra en la tabla 3.10.

Este desplazamiento de 0.00471mm está dentro de los límites de deflexión recomendado para máquinas de precisión moderado.(Mott, Resistencia de Materiales, 2006, pág. 431)

$$\gamma_{\text{máx}} = \text{Limite máximo de flexión recomendado}$$

$$\gamma_{\max} = \frac{0.0005\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 400\text{mm} = 0.2\text{mm}$$

γ_{\min} = Limite mínimo de flexión recomendado

$$\gamma_{\min} = \frac{0.00001\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 400\text{mm} = 0.004\text{mm}$$

n. FACTOR DE SEGURIDAD DEL ACCESORIO

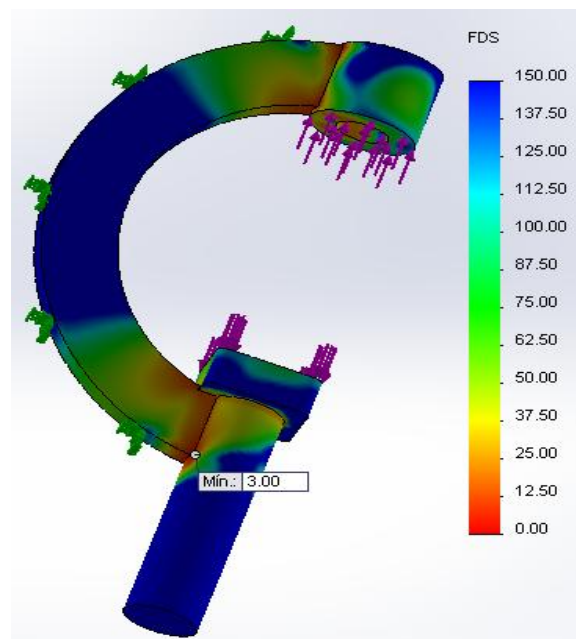


Figura 3. 26 Factor de seguridad
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 3. 11 Factor de Seguridad

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	3.0 Nodo: 11836	9.037 Nodo: 15460

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

El factor de seguridad después del análisis de esfuerzos de Von Mises cumple satisfactoriamente los requisitos para someter la maquina a funcionamiento continuo como se observa en la tabla 3.11. Dentro del software utilizado, el asistente de evaluación de diseño evalúa el factor de seguridad por medio de colores así se muestra las regiones del modelo con FDS inferiores al valor especificado con color rojo (regiones no seguras) y

las regiones con factores de seguridad superiores con azul (regiones seguras) lo cual se ilustra en la figura 3.25.

$$\mathbf{FDS} = \frac{\text{Resistencia}}{\text{Carga}}$$

Ecuación 3.20(Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 141)

$$\mathbf{FDS} = \frac{250 \text{ MPa}}{83,199 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{FDS=3}$$

o. DIAGRAMA DE CONVERGENCIA

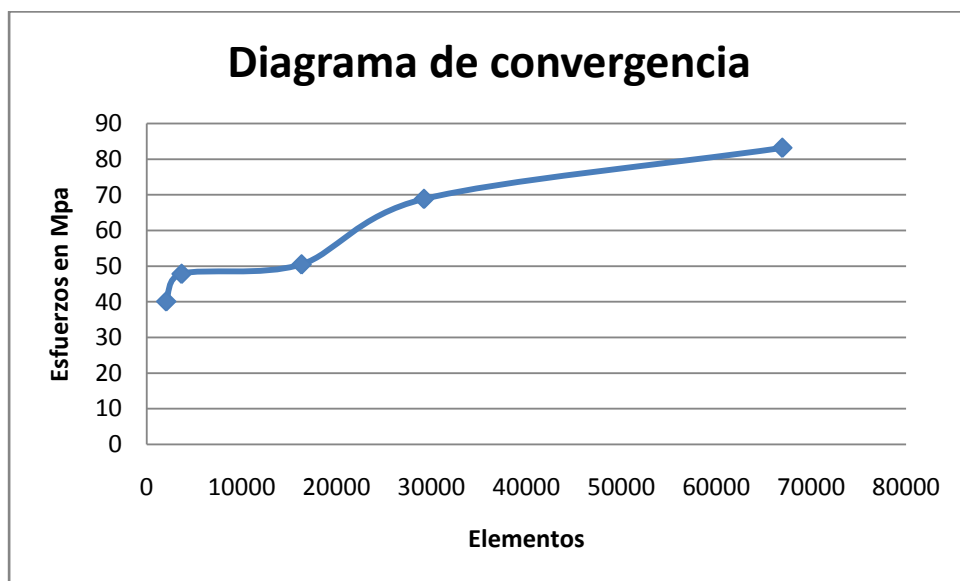


Figura 3. 27 Diagrama de convergencia
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.26se puede evidenciar que el análisis se va tornando más efectivo dependiendo del número de elementos analizados en el software de diseño, para que el diseño sea el adecuado se toma como referencia el punto de mayor número de elementos con 66961 y un esfuerzo de 83.199 MPa., que es el más se acertado ya que la tendencia se va tornando constante.

p. ESTUDIO DEL ACCESORIO SOMETIDO A FATIGA

PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA

El estudio de la estructura sometido a fatiga permite valorarla cuando se le aplican cargas cíclicas que podrían afectar el desempeño y ocasionar el fallo en el accesorio aun cuando cumpla los requerimientos del factor de seguridad en la tabla 3.12 se muestra los parámetros del estudio de fatiga realizado a la estructura del accesorio.

Tabla 3.12 Parámetros del estudio de fatiga

Nombre de estudio	Accesorio
Tipo de análisis	Fatiga(Amplitud constante)
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Calcular tensiones alternas usando	Tensión equivalente (von Mises)
Corrección de la tensión media	Gerber
Vida infinita	1e+009 Ciclos

Fuente: ANSYS Workbench Studio

Como se muestra en la figura 3.27 para el análisis de fatiga se utilizó una carga cíclica de amplitud constante con base cero la cual permitirá evaluar el accesorio cuando se aplica las 5,5 toneladas de carga de manera cíclica en un margen de 5,5 toneladas a 0 toneladas durante 1e+009 Ciclos, con esto se puede evaluar los ciclos de vida del accesorio, a más del daño que esta recibiría luego de aplicadas las cargas cíclicas.

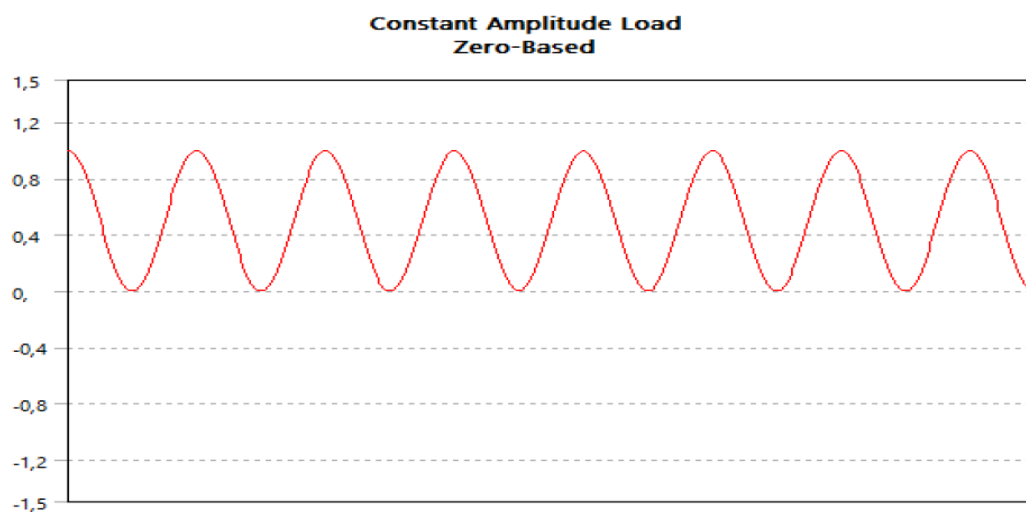


Figura 3. 28 Amplitud de cargas cíclicas al accesorio

Fuente: ANSYS Workbench Studio

En la figura 3.28 se observa la teoría de corrección de tensión media que es necesaria ya que se utilizará cargas cíclicas de amplitud constante con base cero, para lo cual se utilizó la teoría de Gerber, que es la recomendada para materiales dúctiles.

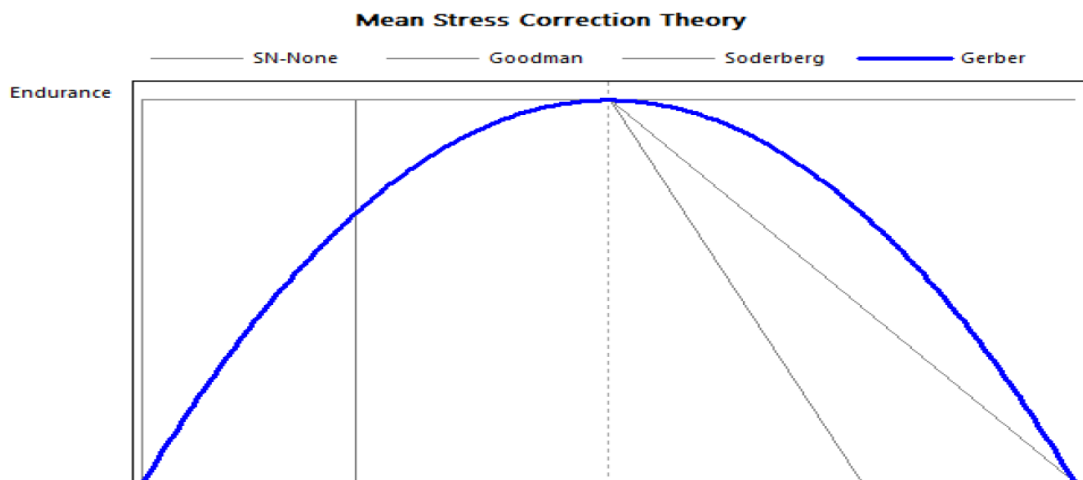


Figura 3. 29 Teoría de corrección de tensión media para el accesorio
Fuente: ANSYS Workbench Studio

DAÑO ACUMULADO DEL ACCESORIO

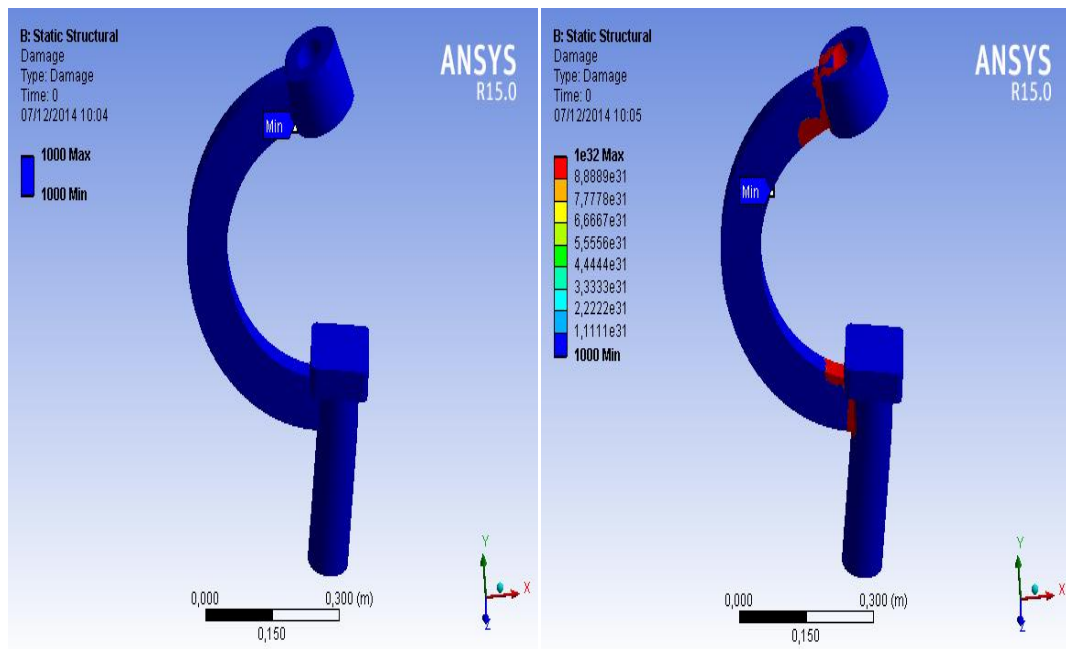


Figura 3.30 Daño acumulado escala 1 vs. 100
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.29 se puede apreciar el daño acumulado en el accesorio sometido a $1e+009$ ciclos para efectos de visualización se utilizó una escala de 100 que multiplica la carga y ciclos para poder identificar las regiones que estarán expuestas a daños al aplicar las cargas sobre la misma la escala fue utilizada ya que sin ella la estructura no fallaría con cargas cíclicas de acuerdo al análisis realizado.

VIDA TOTAL DEL ACCESORIO

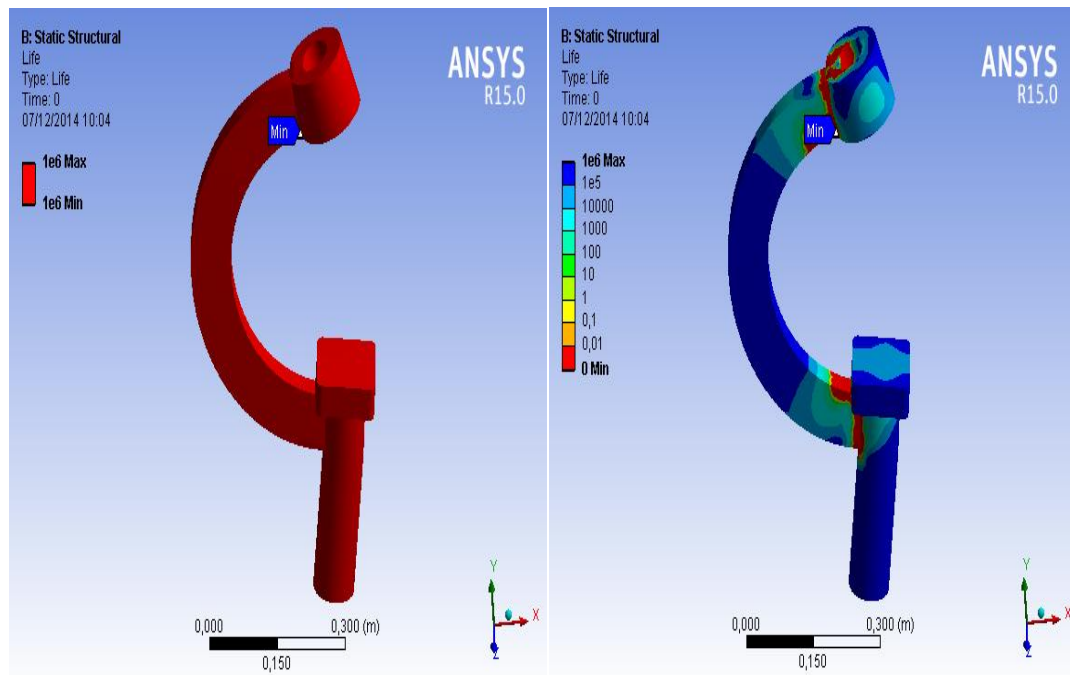


Figura 3.31 Vida total ciclos soportados escala 1 vs. 100
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.30 se puede apreciar las partes del accesorio que al ser sometidas a las cargas cíclicas tenderán a terminar su vida útil primero son las marcadas con color rojo, para efectos de visualización se realizó el análisis con una escala de 100 multiplicando así los ciclos y cargas para tener un panorama más claro de la situación ya que sin utilizar la escala no sería posible visualizar estos efectos ya que el sistema en si no se ve afectado por la aplicación de cargas cíclicas, demostrando que el diseño cumple satisfactoriamente el análisis.

FACTOR DE SEGURIDAD DEL ACCESORIO SOMETIDO A FATIGA

En la figura 3.31 se observa el factor de seguridad de la estructura sometida a fatiga la cual presenta un valor mínimo de 2,81 luego del estudio de fatiga lo cual ofrece una idea clara de que la estructura soportará las cargas cíclicas aplicadas a la misma.

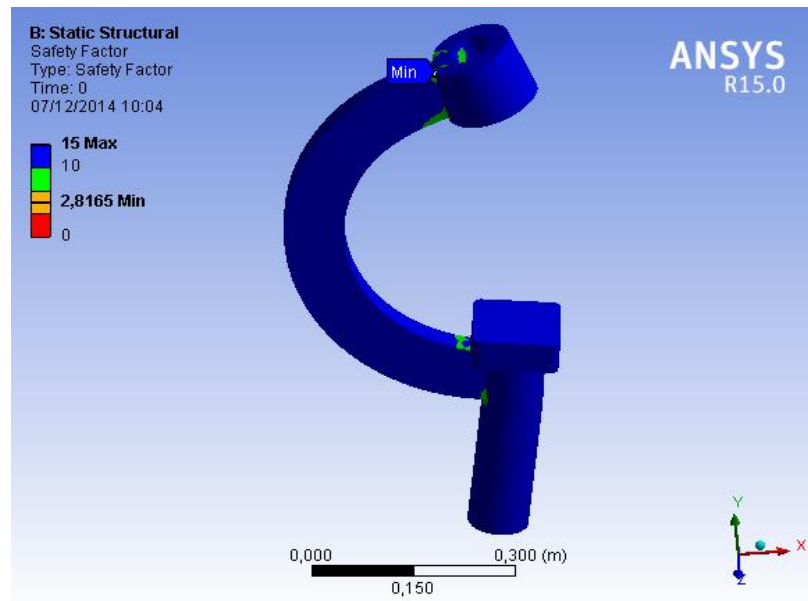


Figura 3. 32 Factor de seguridad del accesorio en fatiga
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

ANÁLISIS DE LA CURVA SN

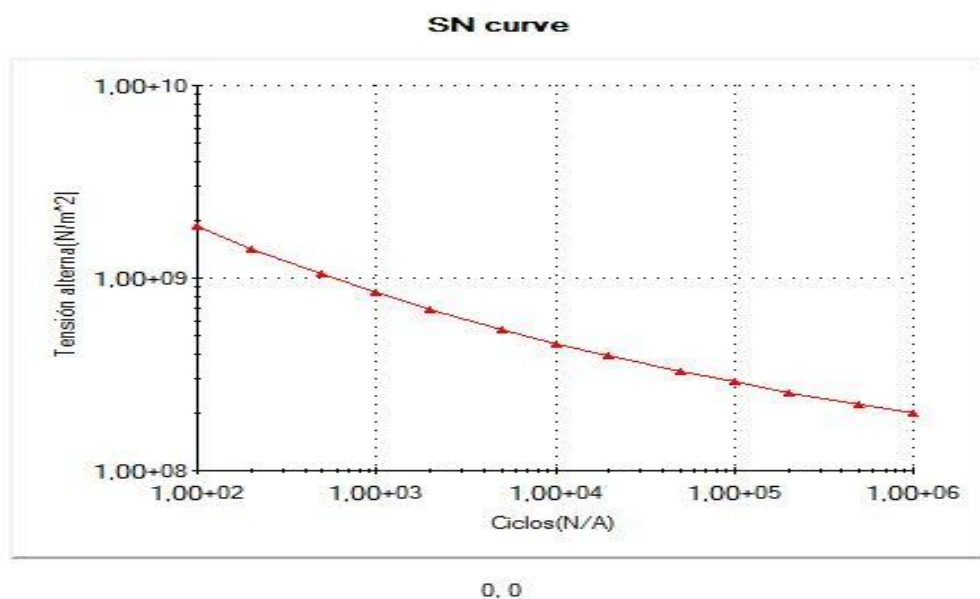


Figura 3.33 Curva SN accesorio
Fuente: Dessault Systems Solidworks.

En la figura 3.26 se ilustra la curva SN la que muestra los valores de tensión en contraposición con el número de ciclos a los que se van a encontrar sometida la estructura; la zona que se encuentra sobre la curva muestra los valores en los que la estructura presentaría fatiga mientras que la zona bajo la curva es segura ya que la estructura no se encontrara sometida a fatiga; mientras menor sea la tensión aplicada, el número de ciclos tenderá al infinito, lo que demuestra que con la carga a la que se encuentra sometida la estructura tiende a soportar un número de ciclos infinito, demostrando que el diseño es el adecuado.

ANALISIS DE SENSIBILIDAD A FATIGA

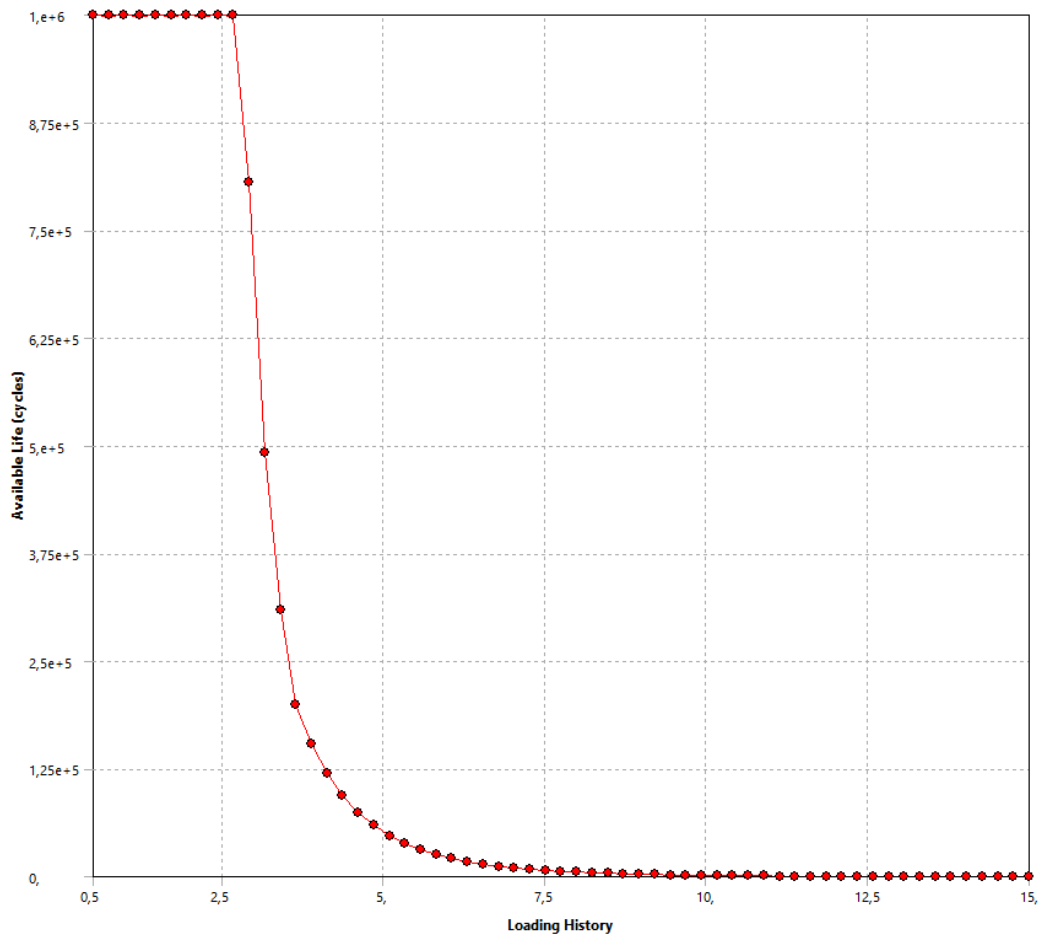


Figura 3. 34 Sensibilidad a fatiga del accesorio
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 3.34 se puede observar la curva de sensibilidad a fatiga del accesorio en el eje de las abscisas muestra la carga aplicada en diferentes

porcentajes desde 50% hasta 1500% mientras que en el eje de las ordenadas muestra la vida disponible en ciclos, de la imagen muestra claramente que la estructura no presentaría fallos hasta una aplicarle una carga de 300% aproximadamente donde la curva desciende mostrando los ciclos que soportaría sometida a dicho esfuerzo, lo que denota que el sistema soportara 3 veces la carga propuesta sin sufrir fallos en fatiga con esto se demuestra que el diseño es adecuado.

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICA

4.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

En este capítulo se señalan las características y particularidades de cada elemento que forma parte de la prensa hidráulica de 25 toneladas.

4.1.1. DISEÑO MECÁNICO E HIDRÁULICO

Para conocer y comprobar el funcionamiento mecánico e hidráulico de un sistema electrohidráulico se construyó una prensa hidráulica de 25 toneladas, con accesorio para remoción de pines de cadena de tren de rodaje; para la empresa "PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO".

4.1.2. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Será construida con acero ASTM36 perfil en IPN 250 MM X 170 y acero micro aleado de chasis, el cual soportara todos los elementos de la prensa hidráulica de 25 toneladas.

4.2. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO

En esta sección se describe la construcción estructural de la prensa hidráulica de 25 toneladas; sus medidas se encuentran con especificaciones en los planos realizados, sin embargo se detalla rápidamente el procedimiento de medidas y cortes de los materiales utilizados.

Una vez elegidos todos los materiales y conocer todos sus características se procedió al corte de los mismos como se ilustra en la figura 4.1.

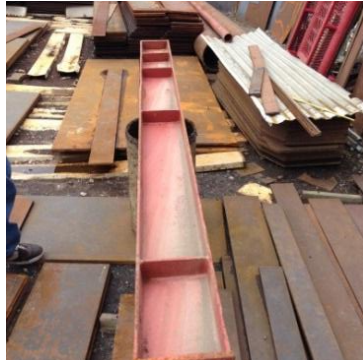


Figura 4. 1 Elección de materiales
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.1. CONSTRUCCIÓN DE TRAVESAÑOS Y PARTE SUPERIOR DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

En la figura 4.2 se ilustra que primero se procedió a medir los perfiles IPE y la plancha ASTMA36 de 5/8 in(15,875 mm) en la figura 4.3, para continuar con el corte de las mismas. (ANEXO AX01)



Figura 4. 2 Medición perfil IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 3 Medición planchas ASTMA36
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Mediante el oxicorte se obtuvo los 2 perfiles IPE de 2350 mm que son los travesaños; y del acero estructural ASTMA36 se realizó 2 piezas de

1305mm como se muestra en la figura 4.4, que será la parte superior de la prensa hidráulica; siendo un metal soldable. (ANEXO AX02)



Figura 4. 4 Corte perfil IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Ya cortados las diferentes piezas tanto de los perfiles IPN como se muestra en la figura 4.5 el proceso de corte.



Figura 4. 5 Corte planchas ASTMA36
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

El corte de la plancha de acero ASTMA36 se ilustra en la figura 4.6; luego del proceso de corte respectivo.

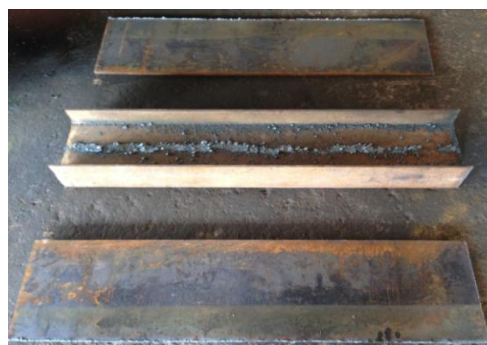


Figura 4. 6 Perfiles IPN y planchas ASTMA36 cortadas
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Con la amoladora se eliminó todas las rebabas excedentes dejando de forma perfecta cada una de las piezas de la prensa proceso ilustrado en la figura 4.7.



Figura 4. 7 Eliminación rebabas
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se ubicó y plasmó con el contrapunto donde se realizarán las perforaciones con la broca de una pulgada como se indica en los planos como se ilustra en la figura 4.8.



Figura 4. 8 Ubicación de perforaciones
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 4.9 se ilustra la perforación de las planchas ASTM A36 ambos lados y se colocó sobre los travesaños; se señaló y perforó los mismos de forma correcta y a escuadra como se observa en la figura 4.10. (ANEXO AX03)

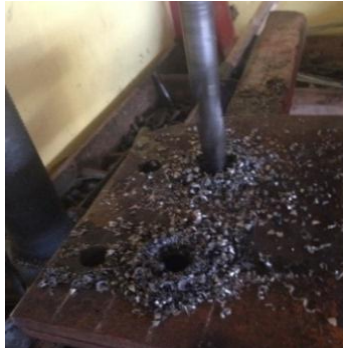


Figura 4. 9 Perforación planchas ASTMA36
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 4.10 se observa la rectificación en los orificios del perfil IPN para que los pernos encajen sin problema.



Figura 4. 10 Perforación perfiles IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Después de perforar se ubica de forma apropiada los perfiles IPN y las planchas de aceros ASTMA36 como se muestra en la figura 4.11, se colocó los pernos acerados grado 8 de una pulgada según los cálculos realizador y el (ANEXO AX10).



Figura 4. 11 Ubicación perfiles IPN y planchas ASTMA36
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se procede al armado de la parte superior de la prensa hidráulica de 25 toneladas como se muestra en la figura 4.12, se colocan los pernos con el par de apriete recomendado.



Figura 4. 12 Ajuste de pernos
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 4.13 se observa la parte superior de la prensa armada con los respectivos pernos previamente seleccionados, luego del montaje para probar que la estructura encaje.



Figura 4. 13 Parte superior armada
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.1 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para la construcción de los travesaños y parte superior de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 1 Diagrama de procesos travesaños y parte superior

ACTIVIDAD: CONSTRUCCIÓN DE TRAVESAÑOS Y PARTE SUPERIOR DE LA PRENSA HIDRÁULICA.		RESUMEN			
		ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS	
FECHA: 13 ENERO 2014		Operación ○	0	9 h	
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM	ANALISTA: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM	Transporte ⇔	0	0	
MÉTODO: Actual Técnico	PROPUESTO: Si MATERIAL: Perfil IPE ASTM A992-50 y acero estructural ASTM A36	Inspección □	0	0	
		Retraso ▢	0	0	
		Almacenaje ▽	0	0	
COMENTARIO: Los travesaños se realizaran de perfil IPE ASTM A992-50 con un espesor de 10 mm; mientras la parte superior es de acero ASTM A36 con un espesor de 15,875 mm.		TIEMPO	0	9 h	
		DISTANCIA	0	18m	
		COSTOS	0	\$ 120,00	
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SIMBOLO	TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO	
Cortamos los perfiles IPE a 2360 mm y las planchas de acero ASTM A36 a 1305 mm	● ⇔ □ ▢ ▽	3	10		
Con la moladora y pulidora eliminamos todas las rebabas dejadas por el oxicorte.	● ⇔ □ ▢ ▽	2	2		
Fijamos con el contrapunto donde se realizaran las perforaciones.	● ⇔ □ ▢ ▽	1	1		
Perforaciones con la broca de una pulgada	● ⇔ □ ▢ ▽	1	2		
Unimos los dos travesaños con las planchas superiores con pernos acerados 8 grados de una pulgada de diámetro.	● ⇔ □ ▢ ▽	2	3		

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MESA SOPORTE DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

Se midió el perfil UPN200, el cual necesita dos piezas de 1305mm para asentar las bases donde estarán ubicados los pines de cadena de tren de rodaje como se ilustra en la figura 4.14.



Figura 4. 14 Perfil UPN200

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Con oxicorte se obtiene las dos piezas de 1305mm de perfil UPN200 que se necesita para la mesa soporte de la prensa hidráulica como se puede observar en la figura 4.15.



Figura 4. 15 Corte perfil UPN200
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 4.16 se ilustra cómo se reforzó con plancha ASTMA36 de media pulgada (12,70 mm) cada 261mm en la parte interior del perfil UPN 200, el tipo de suelda utilizado fue SMAW, y el electrodo es E7018 AGA que se soldó con un amperaje no mayor de 180 A. (ANEXO AX04)



Figura 4. 16 Suelda de planchas ASTMA36
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Ya cortados y reforzados los perfiles UPN200 se ilustran en la figura 4.17 con sus respectivos refuerzos.



Figura 4. 17 Refuerzos perfil UPN200
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se elimina todas las rebabas excedentes dejadas por la suelda y el oxicorte obteniendo una superficie lisa y adecuada para las bases del soporte como se muestra en la figura 4.18.



Figura 4. 18 Eliminación de rebabas
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente se obtiene los dos perfiles que serán usados de soporte de la mesa donde se realizará los trabajos de remoción y colocación de pines de maquinaria pesada como se ilustra en la figura 4.19.



Figura 4. 19 Soporte de la Mesa de trabajo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Luego se midió la parte interior de los perfiles UPN200, en los cuales se realizará las perforaciones con la broca de una pulgada, que constará de dos perforaciones a cada lado del perfil ilustrado en la figura 4.20.



Figura 4. 20 Medición para perforación
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se perforó de forma adecuada en cada lugar indicado para que coincida perfectamente como se indica en los planos correspondientes proceso que se ilustra en la figura 4.21.

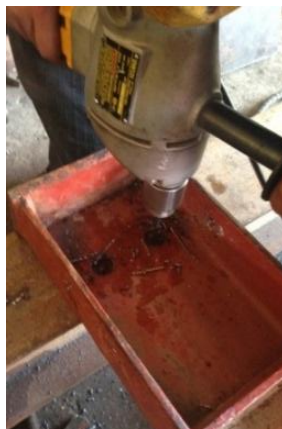


Figura 4. 21 Perforación perfil UPN200
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se midió los travesaños perfil IPN para ubicarla distancia y profundidad a la cual se realizarán las perforaciones de las diferentes alturas que tendrá la prensa como se ilustra en la figura 4.22; la cual se estima cada 100mm como se muestra en la figura 4.23.



Figura 4. 22 Medida de profundidad perfil IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 23 Medida altura perfil IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se perforó los travesaños con una broca de 1 pulgada (25,40 mm) de diámetro, la cual constará de tres alturas diferentes que servirá para diversos trabajos como de remoción y colocación de pines de maquinaria pesada, así como también para otras aplicaciones automotrices como se puede observar en la figura 4.24.



Figura 4. 24 Perforación perfil IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se ubicó los perfiles UPN200 en las diferentes alturas realizadas y se observa que coincide perfectamente con los travesaños de perfil IPN; se colocó los pernos de acero 8 grados y ajustan al torque indicado según (ANEXO AX10) como se indica en la figura 4.25.

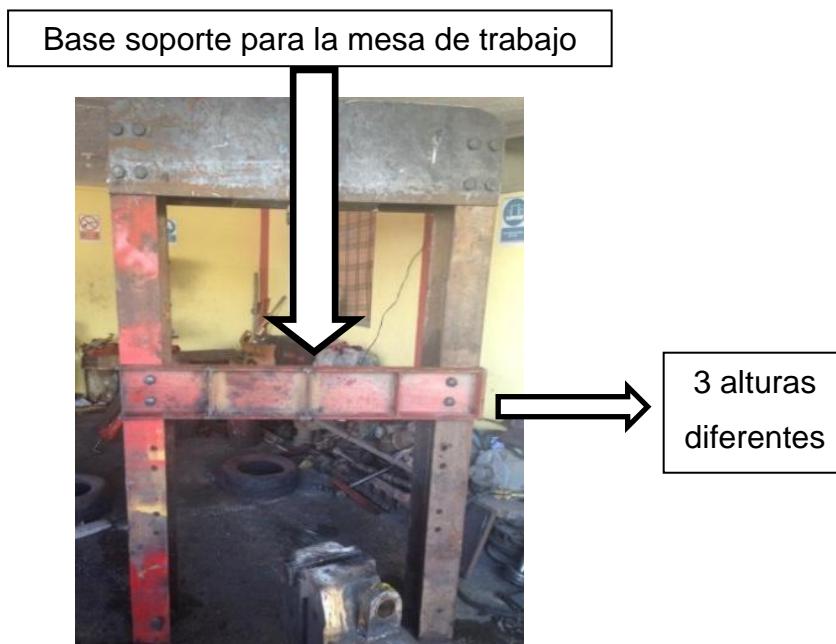


Figura 4. 25 Soporte de mesa de trabajo armada
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se midió y cortó las planchas de aceros ASTMA36 de una pulgada de espesor(25,40 mm);de la cual se obtendrán dos piezas en forma de V y dos en forma rectangular las cuales están soldadas entre sí como se observa en la figura 4.26. Tomando en cuenta que se realizó con proceso de soldadura SMAW, y el electrodo E7018 de AGA a 170 amperios.



Figura 4. 26 Mesa de trabajo
Fuente: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente se ubicó sobre los perfiles UPN200y se observa que ésta quede de forma apropiada sobre las bases; lista la mesa de trabajo la cual soportará 25 toneladas como se puede observar en la figura 4.27.



Figura 4. 27 Soporte móvil y mesa de trabajo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.2 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para la construcción de la mesa soporte de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 2 Diagrama de procesos mesa soporte

ACTIVIDAD: CONSTRUCCIÓN DE LA MESA SOPORTE DE LA PRESNA HIDRÁULICA		RESUMEN			
FECHA: 04 FEBRERO 2014		ACTIVIDAD	ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN - CEPEDA WILLIAM		Operación	0	29 h	
ANALISTA: CARRERA CRISTIAN - CEPEDA WILLIAM		Transporte	0	0	
MÉTODO: Actual		Inspección	0	0	
TIPO: Técnico		Retraso	0	0	
PROPUESTO: Si		Almacenaje	0	0	
MATERIAL: Perfil UPN200 y acero estructural ASTM A36		TIEMPO	0	29 h	
COMENTARIO: Los soportes de la mesa de trabajo se realizaran de perfil UPN200; refuerzos de acero ASTM A36 con espesores de 12,70 y 25,40 mm.		DISTANCIA	0	30 m	
		COSTOS	0	\$ 100,00	
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO	TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO	
Con el oxicoarte cortamos el perfil UPN200 a 1305 mm, la plancha de acero ASTM A36 la de 12,70 mm de espesor cortamos 5 piezas de 80X170mm y finalmente la base tipo V sera de 150X75mm con un espesor de 25,40mm.	● ⇒ □ ▷ ▽	7	13		
Soldamos los refuerzos cada 261mm en la parte interior del perfil UPN200, con electrodo E7018 AGA.	● ⇒ □ ▷ ▽	4	1		
Con la moladora y pulidora eliminamos todas las rebabas dejadas por el oxicoarte y la suelda.	● ⇒ □ ▷ ▽	2	1		
Medimos y perforamos con la broca de una pulgada en la parte interior de los perfiles UPN200.	● ⇒ □ ▷ ▽	2	2		
Medimos y perforamos los travesaños perfil IPN cada 100 mm.	● ⇒ □ ▷ ▽	8	4		
Ubicamos los perfiles UPN200 en las diferentes alturas realizadas y hacemos coincidir perfectamente con los travesaños de perfil IPN.	● ⇒ □ ▷ ▽	2	2		
Unimos los dos travesaños IPE con los perfiles UPN200 con pernos acerados 8 grados de una pulgada de diámetro.	● ⇒ □ ▷ ▽	2	3		
Las 2 piezas en forman la V soldamos con la plancha ASTM A36 de 254X122 con espesor de una pulgada	● ⇒ □ ▷ ▽	1	1		
Armos toda la base soporte para la mesa de trabajo donde se realizara la remoción de pines de cadena	● ⇒ □ ▷ ▽	1	3		

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.3. CONSTRUCCIÓN DE LOS SOPORTES INFERIORES DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

Se desarmó la mesa de trabajo planchas ASTM36 donde soportará la presión para la remoción de pines de cadena de maquinaria pesada y los perfiles UPN200 como se muestra en la figura 4.28.



Figura 4. 28 Desarmado mesa de trabajo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Como se ilustra en la figura 4.29 se cortó dos perfiles UPN160 de 1300mm, posteriormente se señala la mitad y ubica 250mm a cada lado para centrar con los travesaños IPN de forma perfecta sin errores como se encuentra en los planos de la prensa hidráulica. (ANEXO AX04)



Figura 4. 29 Perfil UPN160
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se eliminó todas las rebabas existentes para que no exista ningún tipo de anomalía al momento de soldar los travesaños IPN con los perfiles UPN160 como se muestra en la figura 4.30.



Figura 4. 30 Eliminación de rebabas perfil UPN160
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se analizó, verificó y ubicó a escuadra que este en forma perfecta sin ninguna falla en ambos lados y se procedió a soldar los travesaños perfil IPN con los perfiles UPN160 como se muestra en la figura 4.31.



Figura 4. 31 Ubicación perfil IPN con el perfil UPN160
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 32 Soldadura de perfil IPN con el perfil UPN160
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente se dejó establecidas los soportes de la prensa para que esta tenga una mayor estabilidad y se fije plenamente sobre el espacio en el cual se realizará el trabajo como se muestra en la figura 4.33.



Figura 4. 33 Soportes de la Prensa
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Para que prensa hidráulica tenga una mayor estabilidad y no se habrá hacia los lados por la presión que va a ser aplicada; se fabricó dos planchas ASTM A36 con un espesor de media pulgada (12,70 mm) las cuales van soldadas sobre unas bases de 200mm.; que van empernadas sobre los perfiles UPN160 como se ilustra en la figura 4.35.



Figura 4. 34 Perforación del perfil UPN160
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 35 Ubicación de pernos
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

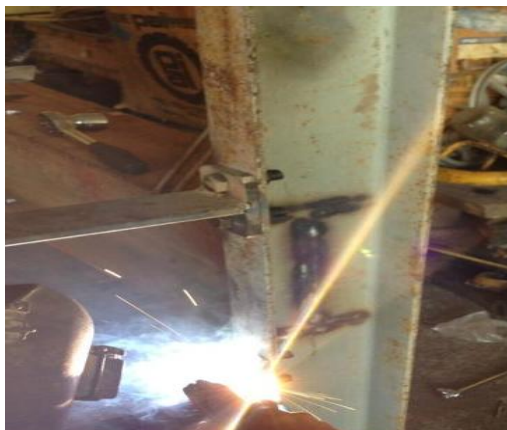


Figura 4. 36 Soldadura plancha ASTM A36
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente está terminada la parte inferior la cual soportará todo el peso de la prensa hidráulica como se puede apreciar en la figura 4.37.



Figura 4. 37 Parte inferior armada
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.3 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para la construcción del soporte inferior de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 3 Diagrama de procesos soporte inferior

ACTIVIDAD: CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE INFERIOR DE LA PRESNA HIDRÁULICA		RESUMEN			
		ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS	
FECHA: 10 MARZO 2014		Operación	0	14 h	
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		Transporte	0	0	
ANALISTA: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		Inspección	0	0	
MÉTODO: Actual		Retraso	0	0	
TIPO: Técnico		Almacenaje	0	0	
PROPUESTO: Si		TIEMPO	0	14 h	
MATERIAL: Perfil UPN160 y acero estructural ASTM A36		DISTANCIA	0	13 m	
COMENTARIO: Realizamos el soporte inferior de perfil UPN160; refuerzos de acero ASTM A36 con un espesor de 12,70.		COSTOS	0	\$ 60,50	
DESCRIPCIÓN DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO	TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO	
Desarmamos la base soporte de trabajo de la prensa; seguidamente con el exicorte realizamos 2 piezas con el perfil UPN160 a 1300mm, señalamos la mitad y ubicamos a 250mm a cada lado soldamos al perfil IPN y eliminamos todas las rebabas provocadas por eloxicorte y la suelda.	● ⇒ □ ▷ ▽	6	7		
Ponemos dos planchas de 1000X70mm de acero ASTM A36 con un espesor de 12,70 mm que van soldadas sobre unas bases de 200mm.	● ⇒ □ ▷ ▽	5	4		
Eliminamos todos los excedentes de las piezas.	● ⇒ □ ▷ ▽	1	1		
Finalmente estas bases soldadas con las planchas van empenadas en los perfiles UPN160.	● ⇒ □ ▷ ▽	2	1		

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.4. CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

Se midió la plancha de acero ASTMA36 de 5/8 in (15,875mm) el cual va a ser de 300 x 250mm donde se realizará un corte circular de 7,5 in de diámetro (190,50mm) como se ilustra en la figura 4.38.



Figura 4. 38 Plancha ASTMA36 de 5/8 in
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Como se aprecia en la figura 4.39 mediante el oxicorte se realizó la circunferencia en el cual ingresara el cilindro de doble efecto que entregará las 25 toneladas; así como 4 perforaciones donde se ubica otra plancha circular ASTM A36 de 5/8 in (15,875 mm) de espesor. (ANEXO AX03)



Figura 4. 39 Corte plancha ASTMA36 de 5/8 in
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se soldó con proceso SMAW la plancha de acero ASTM A36 de 5/8 in (15,875 mm) en la parte superior e inferior así como también interna y externamente del soporte superior de la prensa con electrodo E7018 AGA; se colocó los 4 pernos en la plancha circular ajustando con la plancha de

acero ASTMA36 de 5/8in (15,875 mm), finalmente se pule dejando sin rebabas para que cuando ingrese el cilindro no tenga ningún atascamiento o deformación y funcione correctamente como se aprecia en la figura 4.40.



Figura 4. 40 Soldadura y rectificación de plancha ASTMA36 de 5/8 in
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Seguidamente se realizó la soldadura del tubo redondo de 200mm de diámetro, 10mmde espesory170mm de altura sobre la plancha circular ASTMA36 de 5/8in (15,875 mm), y también al contorno del cilindro de doble efecto con electrodo E7018 AGA como se puede apreciar en la figura 4.41. (ANEXO AX05)



Figura 4. 41 Soldadura tubo redondo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se maquinó una rosca en el vástago del pistón, para colocar los diferentes accesorios para la remoción y colocación de pines de cadena como se puede observar en la figura 4.42.

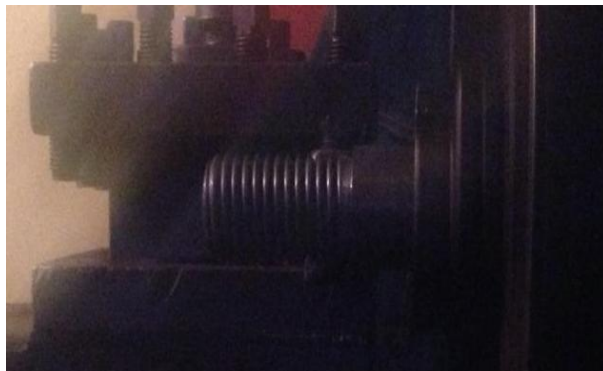


Figura 4. 42 Rosca vástago del pistón
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente se armó de forma correcta el embolo de 6in (152,40 mm) hasta el tope en el cuerpo del cilindro de doble efecto; y se maquinó la rosca apropiadamente en la tapa de cilindro de doble efecto; el cual permitirá el arreglo o cambio de empaques, retenedores o cualquier anomalía que esté presente con el tiempo como se puede apreciar en la figura 4.43.



Figura 4. 43 Cilindro de doble efecto encamisado
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Como se puede apreciar en la figura 4.44 se construyó un pasador de diámetro exacto en el torno el cual se colocará en la parte superior de la

prensa, y ayudará a que el cilindro no tenga ningún movimiento al momento de aplicar las 25 toneladas. (ANEXO CX02)



Figura 4. 44 Pasador soporte cilindro
Elaborado por: Carrera, Cepeda

Se procedió a medir y señalar las 4 bases que serán soporte del cilindro de doble efecto y refuerzo de la parte superior de la prensa; la cual estará compuesta de 2 planchas ASTMA36 de 5/8in (15,875 mm) y otras 2 planchas ASTMA36 de 1in (25,40 mm) como se puede apreciar en la figura 4.45.



Figura 4. 45 Corte bases de refuerzo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Después de cortar las planchas se procedió a hacer un desbaste circular en el torno por el cual se atravesará el pasador que fue maquinado anteriormente como se puede apreciar en la figura 4.46.



Figura 4. 46 Orificio de bases de refuerzo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente las se terminó las cuatro bases que servirán de apoyo y refuerzo al momento que trabaje el cilindro de doble efecto están soldadas con la SMAW y electrodo E7018 AGA; se atraviesa el pasador por las cuatro bases y la base del cilindro de doble efecto como se ilustra en la figura 4.47.



Figura 4. 47 Pasador y bases de refuerzo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 48 Reforzado y encamisado cilindro
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.4 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para la construcción del soporte del cilindro de doble efecto de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 4 Diagrama de procesos soporte del cilindro de 25 toneladas

ACTIVIDAD: CONSTRUCCION DEL SOPORTE DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE LA PRENSA HIDRAULICA		RESUMEN			
FECHA: 13 MAYO 2014		ACTIVIDAD	ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM	ANALISTA: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM	Operación	0	33 h	
MÉTODO: Actual	PROPUESTO: Si	Transporte	0	0	
TIPO: Técnico	MATERIAL: Acero estructural ASTM A36	Inspección	0	0	
COMENTARIO: La base fija del cilindro de doble efecto colocamos una plancha de acero ASTM A36 con espesores de 15,875 y 25,40mm las cuales estaran atravesadas por un pasador de 50,8mm de diametro.		retraso	0	0	
		Almacenaje	0	0	
		TIEMPO	0	33 h	
		DISTANCIA	0	48 m	
		COSTOS	0	\$ 145,00	
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO	TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO	
Con el oxicorte cortamos la plancha ASTM A36 de 300X 250mm y 15,87 mm de espesor donde se realizara un corte circular de 190,50 mm finalmente soldamos a raz del soporte superior de la prensa.	● ⇒ □ ▷ ▽	5	8		
Realizamos 4 perforaciones en la plancha ya soldada y ubicamos la plancha circular de ASTM A36 de 15,875 mm de espesor, eliminamos las rebabas para que ingrese el cilindro sin peligro de sufrir alguna anomalía.	● ⇒ □ ▷ ▽	4	3		
Soldamos el tubo redondo de 200mm de diámetro, 10mm de espesor y 170mm de altura a la plancha circular ASTM A36 y el cilindro de doble efecto.	● ⇒ □ ▷ ▽	5	2		
Desvastamos en el tomo 25,40 mm el vástago del pistón y hacemos rosca macho de 12 hilos por 25,40mm una distancia de 76,20mm a lo largo del vástago, ingresamos el embolo hasta el tope del cuerpo del cilindro y finalmente roscamos correctamente la tapa del cilindro de doble efecto.	● ⇒ □ ▷ ▽	3	10		
Realizamos en el tomo un pasador de 50,8mm de diametro y 350mm de longitud	● ⇒ □ ▷ ▽	3	10		
Diseñamos y construimos 4 orejas de 250X395mm las cuales dos con la plancha ASTM A36 de 15,875 de espesor y dos con la plancha ASTM A36 de 25,4mm de espesor.	● ⇒ □ ▷ ▽	6	3		
En el tomo desvastamos y hacemos un orificio de 50,8mm en el centro de las orejas, finalmente soldamos en el soporte superior de la prensa.	● ⇒ □ ▷ ▽	4	10		
Finalmente centramos, colocamos el cilindro encamisado y atravesamos el pasador por las orejas y el cilindro de doble efecto.	● ⇒ □ ▷ ▽	3	2		

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.5. CONSTRUCCIÓN DE ACCESORIOS Y ELEMENTOS

ADICIONALES LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

Mediante el oxicorte se realizó una media luna en la plancha ASTMA36 de 1 ¼ in(31.750mm) y se pulió apropiadamente para colocar en la parte superior la base donde irá el cilindro de doble efecto de 6 toneladas y en la parte inferior una base con un agujero en el centro donde ingresará el vástago del cilindro ilustrado en la figura 4.49. (ANEXO AX03)



Figura 4. 49 Cuerpo del accesorio

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Después de tener lista la media luna se maquinó en el torno dos piezas con plancha ASTMA36 de 5/8in(15,875 mm)de diámetros de3in(76,20 mm)y otro de 1 ½ in (38,10 mm)donde ingresará el vástago del cilindro de doble efecto; adicionalmente se realizó cuatro perforaciones para fijar el cilindro de doble efecto como se puede apreciar en la figura 4.50.



Figura 4. 50 Soporte Cilindro de 3in
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 51 Base para el vástago
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se construyó 2 soportes de 100 mm en forma de C que servirá para poder levantar con mayor seguridad el accesorio adicional de la prensa hidráulica de 25 toneladas como se puede observar en la figura 4.52.



Figura 4. 52 Soportes del accesorio
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalizado y ensamblado todos los elementos del accesorio se pulió; para que quede listo y se pintó como se puede apreciar en la figura 4.53.



Figura 4. 53 Accesorio terminado
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se realizó acoples de varias medidas; los cuales se procedió a maquinar en el torno que constará de un pin de una pulgada para la remoción de pines de la cadena de maquinaria pesada como se puede observar en la figura 4.54.



Figura 4. 54 Torneado del acople
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Después de realizar el pin de una pulgada se maquinó la rosca interna que coincidirá perfectamente con el vástago de la prensa de 25 toneladas como se puede observar en la figura 4.56. (ANEXO CX02)



Figura 4. 55 Rosca acople
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 56 Acople terminado
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Para dar un aporte extra a la prensa se señaló el centro de la parte superior de la prensa y se coloca el sello CAT para dar un mayor realce a la máquina terminada como se puede apreciar en la figura 4.57.



Figura 4. 57 Ubicación sello CAT
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 4.58 se observa la soldadura de un logotipo CAT con proceso SMAW y electrodo E6013 de acabado.

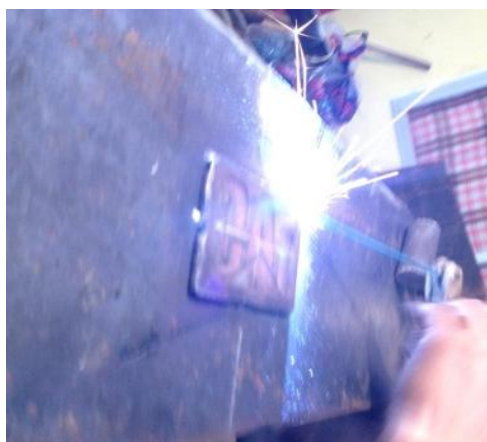


Figura 4. 58 Soldamos sello CAT
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente soldado el sello se puede observar que este se encuentra perfectamente centrado en la prensa, para otorgarle un mejor acabado a la estructura, como está ilustrado en la figura 4.59.

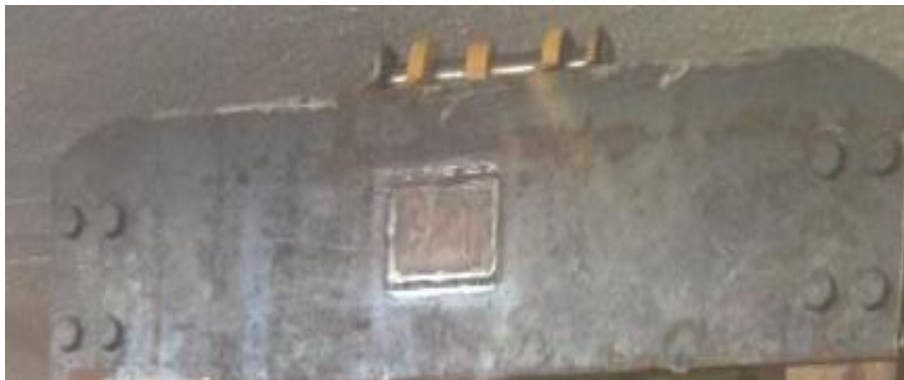


Figura 4. 59 Sello CAT terminado
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.5 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para la construcción de accesorios y elementos adicionales de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 5 Diagrama de procesos accesorio y elementos adicionales

ACTIVIDAD: CONSTRUCCIÓN DE ACCESORIOS Y ELEMENTOS ADICIONALES PRENSA HIDRAULICA		RESUMEN			
FECHA: 09 JUNIO 2014		ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS	
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM	ANALISTA: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM	Operación <input type="checkbox"/>	0	21 h	
MÉTODO: Actual		Transporte <input type="checkbox"/>	0	0	
TIPO: Técnico		Inspección <input type="checkbox"/>	0	0	
PROPUESTO: Si		retraso <input type="checkbox"/>	0	0	
MATERIAL: Acero estructural ASTM A36		Almacenaje <input type="checkbox"/>	0	0	
COMENTARIO: El accesorio tipo media luna se construirá de acero ASTM A36 con espesores de 31.750 mm, el cual tendrá un cilindro de doble efecto de 8 toneladas		TIEMPO	0	21 h	
		DISTANCIA	0	24 m	
		COSTOS	0	\$ 112,00	
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO	TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO	
Con el excicorte formamos una media luna de acero ASTM A36 la de 31,750 mm de espesor y 400X550mm	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	4	6		
Con el excicorte cortamos 2 piezas acero ASTM A36 de 15,875 mm de espesor, ubicamos el centro y con el torno desvastamos e hicimos un orificio de 38,10 mm de diámetro donde ingresara el vástago del pistón.	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	3	4		
Hicimos una pieza acero ASTM A36 de 38,10 mm de espesor, ubicamos el centro y con el torno desvastamos e hicimos un orificio de 76,20 mm de diámetro donde ingresara el cilindro de doble efecto.	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	2	2		
Perforamos la base del cilindro donde ira ubicado el cilindro; por consiguiente soldamos a la media luna con la base de donde ingresara el vástago del pistón del cilindro y también la base del cilindro.	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	4	1		
Construimos un accesorio para remoción de pines de maquinaria pesada su tamaño es de 139,70mm el cual haremos a un lado rosca interna (hembra) de 12 hilos por 25,40mm una distancia de 76,20mm; mientras al otro lado haremos un desvaste de 63,5mm de altura y 32mm de ancho el cual trabajara para sacar los pines.	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	5	8		
Colocamos y soldamos el sello CAT en la parte superior de la prensa	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	1	2		
Eliminamos todas las rebabas excedentes de los accesorios y el sello CAT para luego ser pintado.	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	2	1		

ELABORADO POR: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.6. CONSTRUCCIÓN DE SOPORTES PARA ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

Se soldó un tubo en la plancha ASTMA36de 5/8 in (15,875 mm)para poder centrar y hacer los desbastes para la bomba hidráulica y el reductor de velocidad como se muestra en la figura 4.60.



Figura 4. 60 Desbaste bases
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se perforó a cada lado para ubicar de forma precisa la bomba hidráulica como se muestra en la figura 4.61.



Figura 4. 61 Perforación base bomba hidráulica
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Con la amoladora y un disco de corte se desbastó a cada lado sin llegar a romper las planchasASTMA36de 5/8 in (15,875 mm)para ser doblado, reforzados y soldados con electrodo E7018 AGA como se puede apreciar en la figura 4.62.



Figura 4. 62 Base bomba hidráulica
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se cortó el perfil en IPE que sobró de los travesaños de la prensa dejando tipo C; en el cual se soldó las dos bases de la bomba hidráulica y a caja reductora con electrodo E7018 AGA como se puede apreciar en la figura 4.63.



Figura 4. 63 Corte perfil IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 64 Soldadura de bases en el perfil IPN
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Como se muestra en la figura 4.65 para fijar el perfil IPN cortado; se realizó dos piezas con plancha ASTMA36 de 1/2 in (12,70 mm) de 150mm en forma de L, la cual contendrá algunos elementos mecánicos, hidráulicos

y eléctricos; además esta plancha estará soldada a la estructura de la prensa hidráulica y empernada a un lado del perfil IPN cortado. (ANEXO AX01)



Figura 4. 65 Perforación de plancha ASTM36 de ½ in
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 66 Construcción de soporte ASTM36 de ½ in
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Culminado con todos los soportes y bases se fija a la estructura de la prensa hidráulica como se aprecia en la figura 4.67.



Figura 4. 67 Base terminada
Fuente: Carrera C. & Cepeda W.

Se construyó una pieza de 200x15mm de plancha ASTM A36 de $\frac{1}{4}$ (6,35 mm) se perforó y soldó en la parte lateral de la estructura de la prensa para poder mover la palanca del mando hidráulico como se puede observar en la figura 4.68.



Figura 4. 68 Soporte palanca de mando hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se midió, señaló, cortó y perforó la base de 200x260mm de plancha ASTM A36 de $\frac{1}{2}$ in (12,70 mm) como se puede apreciar en la figura 4.69 donde irá montado el mando hidráulico; la base irá soldada en la estructura de la prensa, mientras el mando consta de cuatro pernos según (ANEXO AX10) que irán empernadas en la base soldada. (ANEXO CX03)



Figura 4. 69 Soporte mando hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la parte superior se soldó tres planchas de ASTM A36 de $\frac{1}{4}$ in (6,35 mm) para que sostenga el tanque; dos planchas serán de 50x10mm y la otra será en forma de C de 200x50mm que serán empernadas de forma directa al tanque como se ilustra en la figura 4.70.



Figura 4. 70 Soporte tanque hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la parte mecánica la conexión entre la caja reductora y la bomba hidráulica se instala un cardán con chaveteras y prisioneros a los extremos para que exista una mayor seguridad y evitar que gire en banda tanto la caja reductora como la bomba hidráulica ilustrado en la figura 4.71.



Figura 4. 71 Perforación para prisionero
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 72 Cardan y chaveteras
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Como se observa en la figura 4.73 se colocó malla perforada R5T8 con un diámetro de cada perforación de 5mm; dejando descubierto un 35,4% de las uniones para su ventilación y por seguridad en la parte de las uniones motor eléctrico - caja reductora y caja reductora – bomba hidráulica. (ANEXO AX06)



Figura 4. 73 Malla perforada R5T8
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.6 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para la construcción de soportes para elementos hidráulicos, mecánicos y eléctricos de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 6 Diagrama de procesos de soportes

ACTIVIDAD: CONSTRUCCIÓN DE SOPORTES PARA ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRESNA HIDRÁULICA				RESUMEN			
FECHA: 01 JULIO 2014				ACTIVIDAD	ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		ANALISTA: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		Operación <input type="radio"/>	0	37 h	
				Transporte <input type="checkbox"/>	0	0	
MÉTODO: Actual				Inspección <input type="checkbox"/>	0	0	
TIPO: Técnico				retraso <input type="checkbox"/>	0	0	
PROPUESTO: Si				Almacenaje <input type="checkbox"/>	0	0	
MATERIAL: Perfil IPN200 y acero estructural ASTM A36				TIEMPO	0	37 h	
COMENTARIO: Cortamos el perfil IPE dejando tipo C para base de los elementos de la prensa; los refuerzos de acero ASTM A36 con espesor de 15,875 mm que serán que serán utilizados como soportes de la bomba hidráulica y reductor de velocidad (caja de cambios).				DISTANCIA	0	35 m	
				COSTOS	0	\$ 74,50	
DESCRIPCIÓN DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO			TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO	
Soldamos un tubo en la plancha ASTM A36 de 15,875 mm para centrar y hacer los desbastes para la bomba hidráulica y el reductor de velocidad.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	10	9		
Perforamos las bases y cortamos el perfil en IPE dejando tipo C; en el cual soldamos las dos bases de la bomba hidráulica y a caja reductora con electrodo E7018 AGA	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	6	3		
Con la moladora y pulidora eliminamos todas las rebabas dejadas por el oxígeno y la suelta.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	2		
Para fijar el perfil IPN; realizamos dos piezas con plancha ASTM A36 de 12,70 mm de espesor y 150mm en forma de L.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	1		
Hacemos una pieza de 200x15mm de plancha ASTM A36 de 6,35 mm de espesor, perforamos y soldamos en la parte lateral de la estructura donde irá la palanca del mando hidráulico.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	3	2		
Cortamos, perforamos y soldamos la base de 200x280mm de plancha ASTM A36 de 12,70 mm donde irá montado el mando hidráulico	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	2		
En la parte superior soldamos 3 planchas de ASTM A36 de 6,35 mm de espesor para que sostenga el tanque; 2 planchas serán de 50x10mm y la otra será en forma de C de 200x50mm que serán empalmadas de forma directa al tanque.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	4	4		
La conexión entre la caja reductora y bomba hidráulica instalamos un cardán con chaveteros y pñioneros a los extremos.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	5	5		
Colocamos malla perforada R5T8 en la unión entre motor eléctrico-caja reductora y caja reductora-bomba hidráulica.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	3	7		

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.7. LIMPIEZA Y PINTADO DE LA ESTRUCTURA; ASÍ COMO ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRESNA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

Se pulverizó y limpió con gasolina las partes internas y externas del mando hidráulico, caja reductora y bomba hidráulica; rápidamente se colocó sobre papel comercio para que se seque apropiadamente cada uno de los elementos como se puede observar en la figura 4.74.



Figura 4. 74 Pulverizado y limpieza de elementos
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 75 Secado de elementos
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

La estructura y accesorios de la prensa hidráulica después de ser pasadas desoxidante son pulverizados con gasolina, inmediatamente se limpia con solvente para que se eliminen todas las impurezas. Se procede a colocar fondo gris tres veces en todas las piezas y elementos constituyentes de la prensa hidráulica ilustrado en la figura 4-76. (ANEXO AX07)



Figura 4. 76 Fondo gris
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Ya terminado de dar fondo la tercera vez a todas las piezas de la prensa hidráulica se deja secar 12 horas para poder seguir con la pintura como se muestra en la figura 4.77.



Figura 4. 77 Secado fondo gris
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se procede a pintar todas las piezas con pintura electrostática industrial color amarillo señal serie RAL1003a una distancia de 50 centímetros para que exista una textura correcta y homogénea como se ilustra en la figura 4.78. (ANEXO AX08)



Figura 4. 78 Pintura amarillo señal RAL1003
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se utilizó pintura electrostática industrial color negro señal RAL9004 para la mesa de trabajo como se muestra en la figura 4.80, mando hidráulico, motor eléctrico, bomba hidráulica, caja reductora y cardan ilustrado en la figura 4.7; color naranja brillante RAL2005 para el tanque hidráulico, cajetín de seguridad y malla perforada como se muestra en la figura 4.81.



Figura 4. 79 Elementos con pintura negro señalRAL9004
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 80 Mesa de trabajo con pintura negro señal RAL9004
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

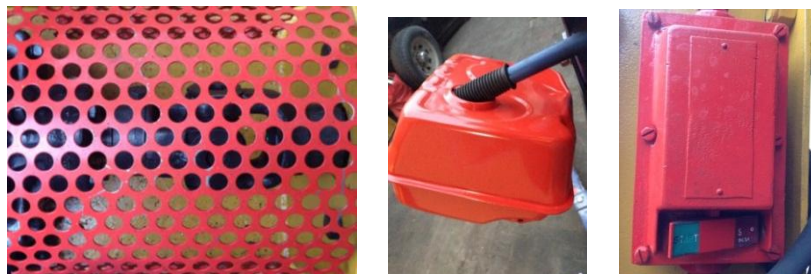


Figura 4. 81 Elementos con pintura naranja brillante RAL2005
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.7 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para la limpieza y pintado de la estructura de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 7 Diagrama de procesos de limpieza y pintado

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO								
ACTIVIDAD: LIMPIEZA Y PINTADO DE LA ESTRUCTURA; ASÍ COMO ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA				RESUMEN				
				ACTIVIDAD	ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS	
FECHA: 25 JUNIO 2014				Operación	○	0	37 h	
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		ANALISTA: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		Transporte	⇒	0	0	
MÉTODO: Actual Técnico	PROPUESTO: Si	MATERIAL: Pintura electrostática industrial, mangueras y cable eléctrico		Inspección	□	0	0	
COMENTARIO: Después de colocar la pintura escogida en la estructura y elementos de la prensa, procedimos al armado de los elementos hidráulicos, mecánicos y eléctricos de la misma.				retraso	▷	0	0	
				Almacenaje	▽	0	0	
				TIEMPO		0	20 h	
				DISTANCIA		0	29 m	
				COSTOS		0	\$ 80,00	
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO			TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO		
Pulverizamos y enjuagamos con gasolina las partes internas y externas del mando hidráulico, caja reductora y bomba hidráulica.	●	⇒	□	▷	▽	3	8	
La estructura y accesorios de la prensa hidráulica después de ser pasadas desoxidante son pulverizados con gasolina.	●	⇒	□	▷	▽	3	6	
Limpiamos con thinner para que se eliminen todas las impurezas; procedemos a colocar fondo gris tres veces en todas las piezas y elementos constituyentes de la prensa hidráulica	●	⇒	□	▷	▽	8	4	
Pintamos las piezas con pintura electrostática industrial color amarillo señal RAL1003, negro señal RAL9004 y naranja brillante RAL2005 a una distancia de 50 centímetros de acuerdo a lo indicado en los planos.	●	⇒	□	▷	▽	6	3	

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

4.2.8. ARMADO DE LA ESTRUCTURA; ASÍ COMO ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS

Se armó toda la estructura de la prensa hidráulica de color amarillo señal RAL1003; que se va a dejar secar durante 17 horas como indica las especificaciones de la pintura seleccionada; como se puede evidenciar en la figura 4.82.



Figura 4. 82 Secado de pintura
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se colocó el cajetín de seguridad y se realiza las conexiones del motor eléctrico trifásico de 10 HP hacia el cajetín de seguridad de 60 amperios el cual va a satisfacer las necesidades del sistema eléctrico; así como también la conexión del cajetín de seguridad hacia la fuente de energía que será de 220 Voltios; tomando en cuenta que esté conectado de forma correcta para el giro de la bomba hidráulica ilustrado en la figura 4.83.

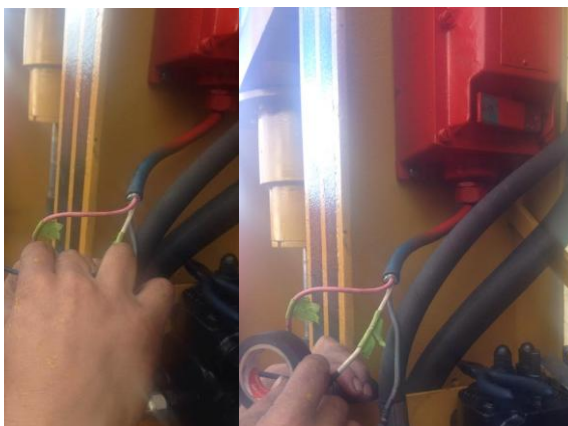


Figura 4. 83 Conexión y aislamiento de cables
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se introdujo los cables en la manguera corrugada cubriendo todas las conexiones, servirá para proteger del medio ambiente y otros aspectos físicos que se encuentran alrededor de la prensa hidráulica como se muestra en la figura 4.84.



Figura 4. 84 Colocación de manguera corrugada
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Montaje sobre el perfil el motor eléctrico; y sobre las bases la caja reductora y bomba hidráulica respectivas. Se acopló el motor eléctrico con la caja reductora (caja de cambios de 4 velocidades) y este se encontrará unido mediante un cardán a la bomba hidráulica. Finalmente estarán cubiertas las uniones con la malla perforada R5T8 como se puede apreciar en la figura 4.85. (ANEXO CX01)



Figura 4. 85 Montaje de elementos
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se colocó el tanque hidráulico el cual consta de 2 mangueras una de alta presión 2320 PSI (160 BAR) que dirigirá el fluido desde el tanque al mando hidráulico. La otra manguera será de succión 290 PSI (20 BAR) la cual irá a la bomba hidráulica ilustrado en la figura 4.86. (ANEXO CX04)



Figura 4. 86 Manguera de 1320 PSI tanque - mando hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 87 Manguera de 290PSI tanque - bomba hidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Se colocó las 3 mangueras restantes de alta presión 4800PSI (330BAR) la primera bomba hidráulica - mando hidraulico y las dos restantes del mando hidraulico – cilindro de doble efecto ilustrado en la figura 4.88.

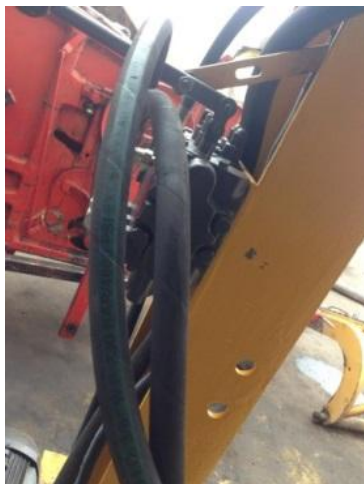


Figura 4. 88 Manguera de 330PSI bomba -mando hidráulico-cilindro
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

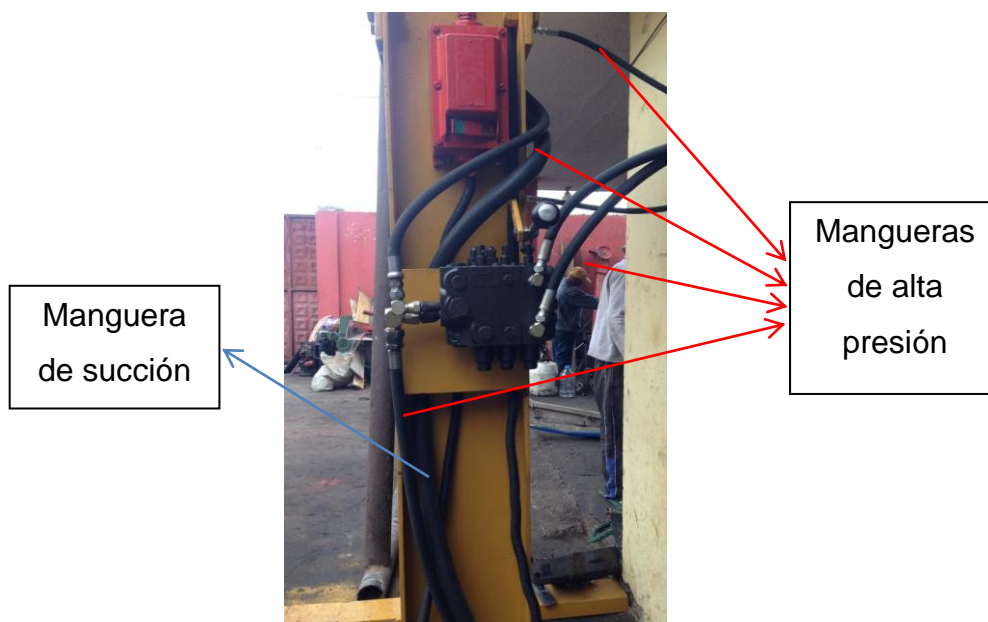


Figura 4. 89 Mangueras conectadas en el sistema electrohidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Finalmente se colocó el manómetro en la parte superior en la entrada del cilindro, para que marque la presión que se utiliza al momento de la remoción de pines de cadena de maquinaria pesada; las cuales están conectadas con acoples rápidos para cambiar fácilmente al accesorio como se puede apreciar en la figura 4.90. (ANEXO CX05)



Figura 4. 90 Acoples rápidos y manómetro del sistema electrohidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Sistema electrohidráulico terminado, listo para la remoción de pines de cadena de maquinaria pesada y otras aplicaciones automotrices. En el cual se colocó aceite hidráulico BP de YPF que tiene todas las características esenciales para que funcione correctamente todo el sistema como se muestra en la figura 4.91. (ANEXO AX09)



Figura 4. 91 Sistema electrohidráulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.



Figura 4. 92 Aceite hidraulico
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

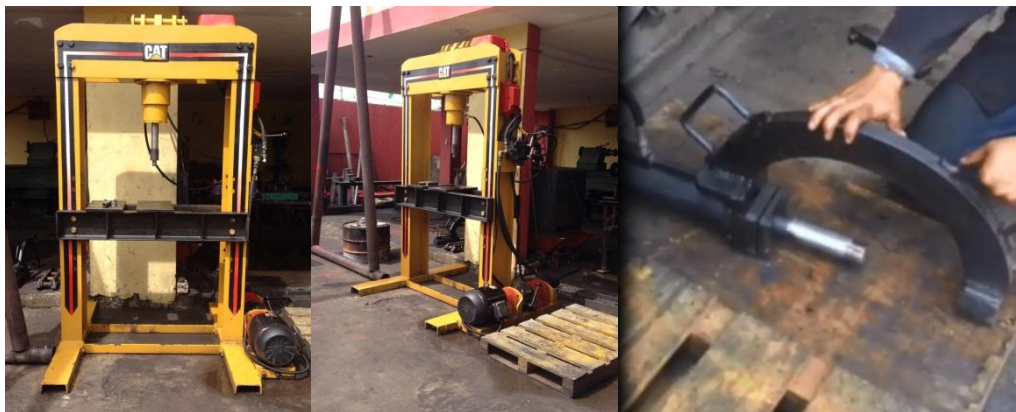


Figura 4. 93 Prensa y accesorio completo
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la tabla 4.8 se puede evidenciar en resumen los procesos realizados para el armado de la estructura y componentes de la prensa hidráulica.

Tabla 4. 8 Diagrama de procesos de armado de la prensa

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO							
ACTIVIDAD: ARMADO DE LA ESTRUCTURA; ASI COMO ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE LA PRESNA HIDRÁULICA				RESUMEN			
FECHA: 25 JUNIO 2014				ACTIVIDAD	ACTUAL	PRESUPUESTO	AHORROS
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		ANALISTA: CARRERA CRISTIAN – CEPEDA WILLIAM		Operación	0	37 h	
MÉTODO: Actual		PROPUESTO: Si		Transporte	0	0	
Técnico		MATERIAL: Pintura electrostática industrial, mangueras y cable eléctrico		Inspección	0	0	
COMENTARIO: Despues de colocar la pintura escojida en la estructura y elementos de la prensa, procedimos al armado de los elementos hidráulicos, mecánicos y electricos de la misma.				retraso	0	0	
				Almacenaje	0	0	
				TIEMPO	0	17 h	
				DISTANCIA	0	38 m	
				COSTOS	0	\$ 85,00	
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO			TIEMPO (Horas)	DISTANCIA (m)	MÉTODO RECOMENDADO	
Colocamos el cajetín de seguridad y motor eléctrico; realizamos la conexión entre motor eléctrico trifásico de 10 HP y el cajetín de seguridad de 60A. Asi como también del cajetín de seguridad hacia la fuente de energia de 220 Voltios, tomando en cuenta que esté conectado de forma correcta para el giro de la bomba hidráulica.	●	⇒	□	4	5		
Introducimos los cables en la manguera corrugada cubriendo todas las conexiones de la interperite.	●	⇒	□	3	10		
Montamos sobre las bases la caja reductora y bomba hidráulica respectivamente. Acoplamos el motor eléctrico-reductor de velocidad-bomba hidráulica y cubrimos las uniones con la malla perforada R5T8.	●	⇒	□	2	4		
Colocamos el tanque hidráulico que consta de 2 mangueras una de alta presión 2320 PSI hacia el mando hidráulico y la otra manguera de succión 290 PSI a la bomba hidráulica	●	⇒	□	3	4		
Las 3 mangueras restantes de alta presión 4800PSI la primera irá bomba hidráulica – mando hidráulico y las dos restantes del mando hidráulico – cilindro de doble efecto	●	⇒	□	2	5		
Ubicamos el manómetro en la parte superior en la entrada del cilindro de doble efecto.	●	⇒	□	2	4		
Sistema electrohidráulico terminado ubicamos aceite hidráulico BP de YPF, con características esenciales para el funcionamiento correcto del sistema. Finalmente esta listo para cualquier prueba y trabajo en la Empresa.				1	6		

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

CAPÍTULO 5

PRUEBAS Y PRESUPUESTOS

5.1. PRUEBAS

El sistema electrohidráulico fue diseñado para aplicar una carga máxima de 25 toneladas; los valores ideales de funcionamiento del sistema electrohidráulico van a oscilar entre 23 y 25 toneladas debido a que el estudio realizado para la remoción de pines de maquinaria pesada se encuentra en estos estándares establecidos para que el sistema funcione correctamente y no afecte el tiempo de vida del cilindro de doble efecto deberá estar entre esos valores.

Se ejecutaron pruebas para afirmar que el sistema eléctrico, mecánico e hidráulico trabaje eficientemente. Las pruebas más significativas fueron las siguientes:

- Comprobación del amperaje que va a soportar el cajetín de seguridad cuando esté trabajando a máximo el motor eléctrico de 10HP; el cual será de 60A.
- Verificación de las uniones mecánicas entre motor eléctrico – reductor de velocidad – bomba hidráulica.
- Desmultiplicación del reductor de velocidad (caja de cambios) de 4:1 para que la bomba hidráulica produzca la presión adecuada para el sistema electrohidráulico.
- Presión que utilizará el sistema electrohidráulico para los diferentes trabajos oscilará de 200 a 1945 PSI; la cual será verificada mediante el manómetro.
- Desplazamiento correcto del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas y del accesorio de 5,5 toneladas.

Luego de superar todas las verificaciones anteriores y de haberse montado el mecanismo en el sistema electrohidráulico, se confirmó el funcionamiento de todo el sistema en conjunto.

5.1.1. PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE 25 TONELADAS EN FUNCIÓN DE LA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA



Figura 5. 1 Remoción de pines de cadena
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 5.1 se ilustra la prueba que consiste en colocar distintas cadenas, realizar la remoción de pines de cadena y observar las variaciones de tiempo que se tarda en salir el pin de cadena debido a la carga sometida como se muestran en la tabla 5.1. El voltaje de alimentación es de 220V.

Tabla 5. 1 Prueba de medición del tiempo de salida del vástago

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Área Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de salida del vástago(seg.)
1	6	28,274	7.87	1620	20,82	4
2	6	28,274	7.87	1660	21,33	4,5
3	6	28,274	7.87	1710	21,98	5
4	6	28,274	19.69	1740	22,36	6,5
5	6	28,274	19.69	1790	23,01	7
6	6	28,274	19.69	1825	23,45	7,5
7	6	28,274	31.50	1850	23,78	9
8	6	28,274	31.50	1910	24,55	9,5
9	6	28,274	31.50	1940	24,93	10

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

5.1.2. PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE RETORNO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE 25 TONELADAS EN FUNCIÓN DE LA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA



Figura 5. 2 Tiempo de remoción de pines de cadena
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Como se puede apreciar en la figura 5.2 después de realizar la remoción de pines de cadena y observar las variaciones de tiempo que se tarda en salir el pin de cadena debido a la carga sometida como se muestran en las tablas; procedemos a generar las mediciones cuando esta retorna a su punto original como se muestra en la tabla 5.2. El voltaje de alimentación es de 220V.

Tabla 5. 2 Prueba de medición del tiempo de retorno del vástago

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Área Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de retorno del vástago(seg)
1	6	28,274	7.87	600	7,71	2
2	6	28,274	7.87	635	8,16	2,4
3	6	28,274	7.87	650	8,35	2,6
4	6	28,274	19.69	760	9,77	4
5	6	28,274	19.69	780	10,02	4,4
6	6	28,274	19.69	800	10,28	4,6
7	6	28,274	31.50	970	12,47	6
8	6	28,274	31.50	980	12,59	6,4
9	6	28,274	31.50	1000	12,85	6,6

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

En la figura 5.3 se ilustra el diagrama de flujo del proceso de remoción de pines de cadena de tren de rodaje, en el cual se puede apreciar cada uno de los procedimientos a realizarse con la prensa hidráulica.

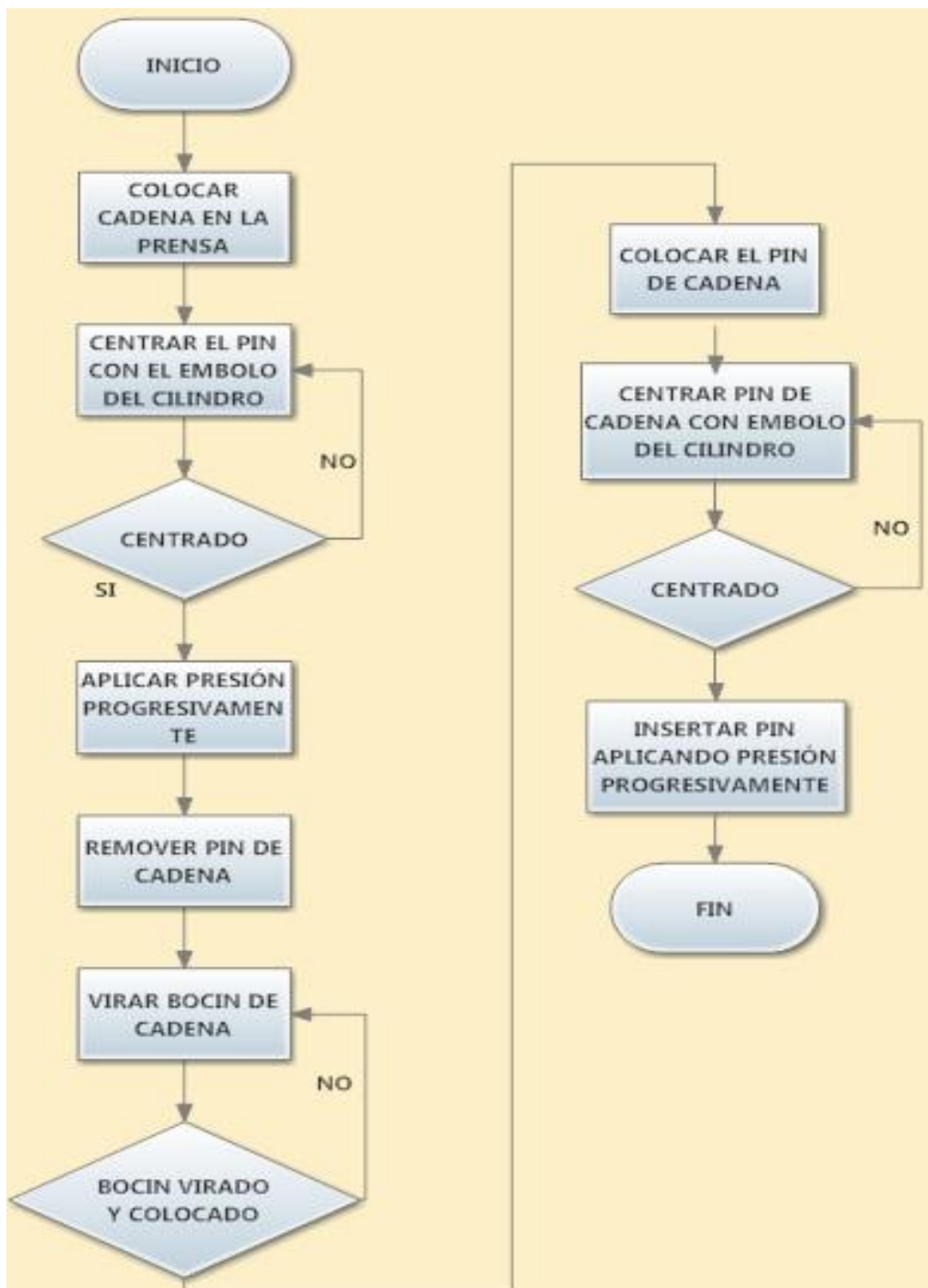


Figura 5. 3 Diagrama de flujo del preoceso de remocion de pines
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

5.1.3. PRUEBA DE MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA Y RETORNO DEL VÁSTAGO DEL ACCESORIO DE 5,5 TONELADAS EN FUNCIÓN DE LA REMOCIÓN DE PINES DE MENOR PRESIÓN



Figura 5. 4 Tiempo de salida de vastago accesorio
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Como se puede apreciar en la figura 5.4 se somete a prueba el accesorio para observar las variaciones de tiempo que se tarda en salir el vástago debido a la carga sometida como se muestra en la tabla 5.3; procedemos a generar las mediciones cuando esta retorna a su punto original como se muestra en la tabla 5.4. El voltaje es de 220V.

Tabla 5. 3 Prueba de medición del tiempo de salida del vástago del accesorio

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Área Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de salida del vástago(seg)
1	2,5	4,9088	11,81	850	1,90	2,8
2	2,5	4,9088	11,81	1000	2,23	3,6
3	2,5	4,9088	11,81	1345	3,00	5,1

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 4 Prueba de medición del tiempo de retorno del vástago del accesorio

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Área Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de retorno del vástago(seg)
1	2,5	4,9088	11,81	850	1,90	2
2	2,5	4,9088	11,81	1000	2,23	2,7
3	2,5	4,9088	11,81	1345	3,00	3,4

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

5.1.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Analizando las tablas de resultados de salida como de ingreso del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas va a variar 5 % en cada remoción en la misma altura; sin embargo al cambiar de altura se tendrá una variación del 15% como se puede apreciar en la figura 5.5.

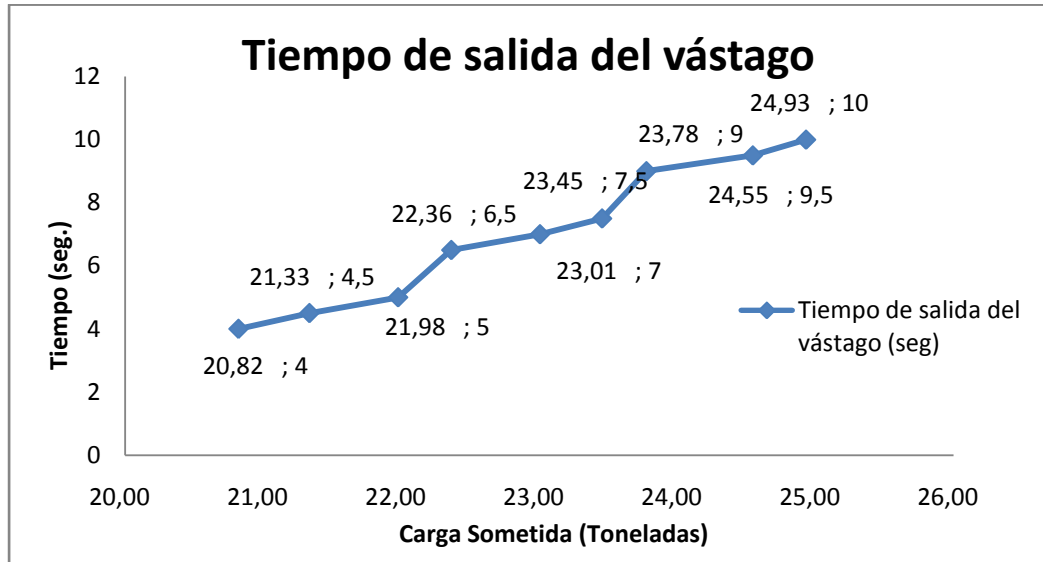


Figura 5. 5 Tiempo de salida del vástago
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

El tiempo de retorno del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas con los diferentes cargas es menor que el de salida, va a variar 2% entre cada carga analizada; sin embargo de acuerdo a la distancia de las 3 alturas utilizadas será de un 14% como se aprecia en la figura 5.6.

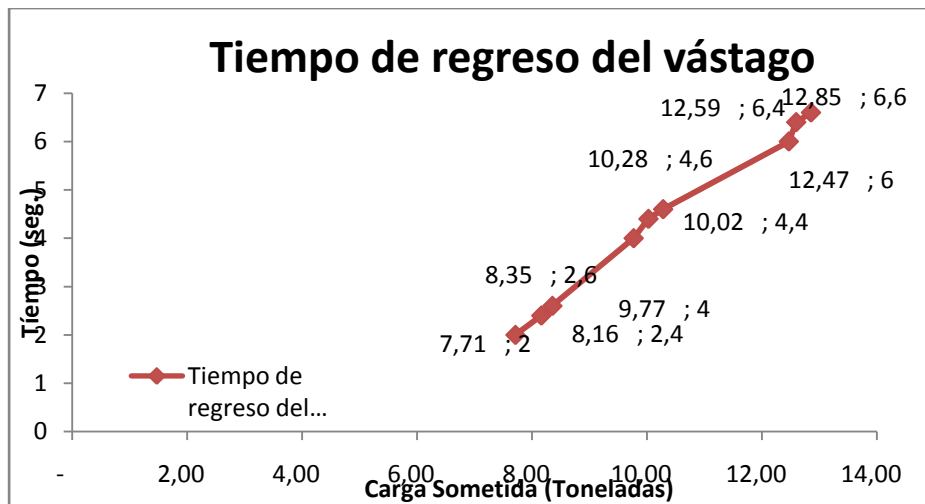


Figura 5. 6 Tiempo de retorno del vástago
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

El trabajo del accesorio de 5,5 toneladas con los diferentes cargas; el tiempo de salida del vástago va a variar 11,5% en la remoción de pines de menor tonelaje como se puede apreciar en la figura 5.7, mientras que su retorno será de 7% como se ilustra en la figura 5.8.

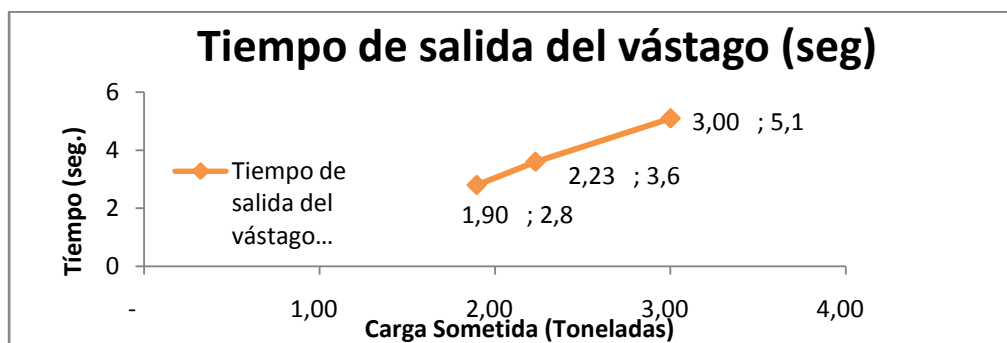


Figura 5. 7Tiempo de salida del vástago del accesorio
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

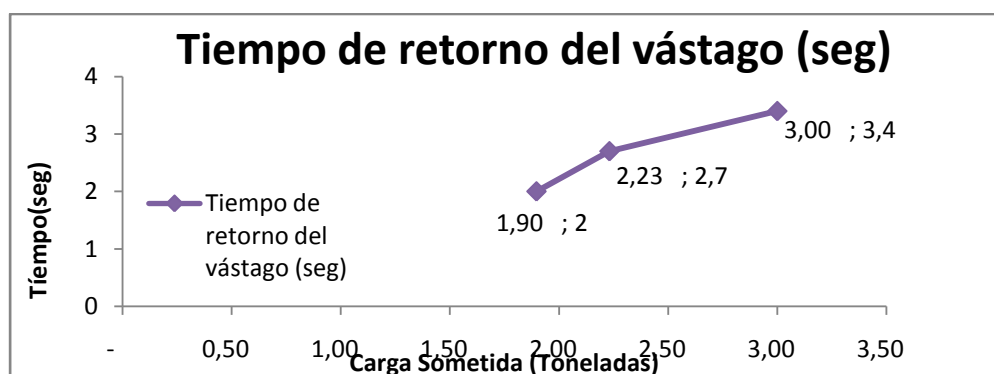


Figura 5. 8 Tiempo de retorno del vástago del accesorio
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

La variación del tiempo de salida como de retorno se debe a que cuando se aplica una carga y presión mayor van a realizar mayor esfuerzo y van a tardar en recorrer la distancia predeterminada para remover el pin de cadena de maquinaria pesada ilustrado en la figura 5.9.

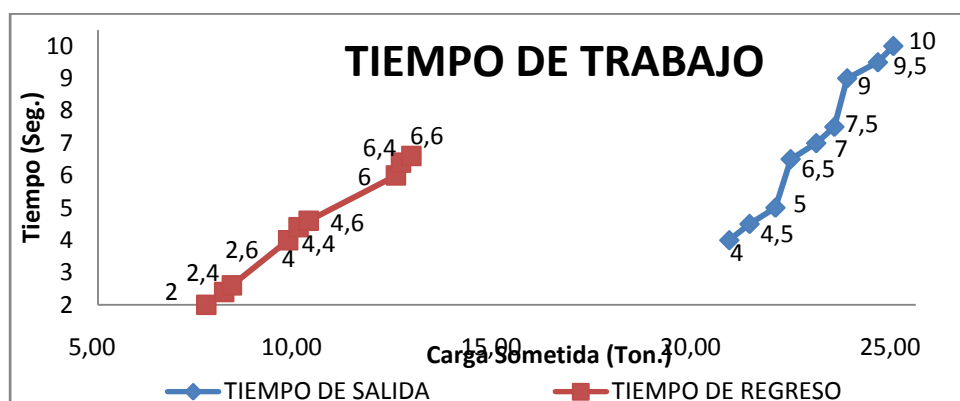


Figura 5. 9 Comparación de tiempo del vástago
Elaborado por: Carrera, Cepeda

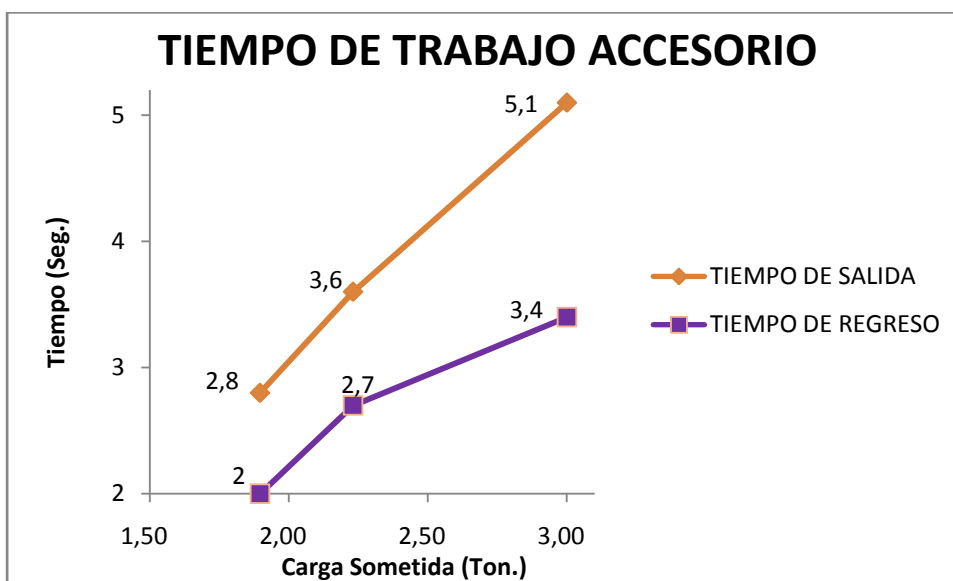


Figura 5. 10 Comparación del tiempo del accesorio
Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Las cargas del sistema electrohidráulico para un mejor rendimiento está entre los 23 y 25 toneladas ese sería el rango en el que sistema electrohidráulico funcionaría correctamente esos valores se estableció antes del diseño del sistema electrohidráulico; debido a que ese promedio de resistencia de los pines al aplicar una carga máxima de 25 toneladas en este rango se realizó el diseño como se puede apreciar en la figura 5.10.

5.2. PRESUPUESTO, ANÁLISIS DE COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO

A continuación se muestra el presupuesto del proyecto de tesis, se manifiesta por un lado el coste de los componentes y por otro el de los materiales empleados en el sistema electrohidráulico como se muestra en la tabla 5.5. No se tienen en cuenta los costes por mano de obra de fabricación o montaje.

Para el análisis de los resultados obtenidos, se partirá de datos como el consumo de operación y mantenimiento como se puede apreciar en la tabla 5.6, el cual se basó en referencia a una prensa manual de un sistema electrohidráulico, sobre los que se recabaron los parámetros que se muestran en las tablas 5.7 a 5.11:

Tabla 5. 5 Condiciones iniciales para el análisis.

Remoción de pines diarios	12
Cantidad de litros en un galón	3,785
Costo del aceite hidráulico (20litros)	50
Capacidad del Tanque de lubricante (L)	12

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 6 Costos de mantenimiento preventivo mensual.

ÍTEM	HORAS 250	COSTO UNITARIO
Revisión	1	3
Lubricación	1	2

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 7 Costos de mantenimiento correctivo mensual.

ÍTEM	HORAS 2000	COSTO UNITARIO
Lubricación	6	3

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 8 Costos anual de mantenimiento preventivo.

Mantenimiento Preventivo	Años				
	1	2	3	4	5
Frecuencia(producción)	12	12	12	12	12
ÍTEM					
Costo de Revisión (USD)	36,00	36,00	36,00	36,00	36,00
Costo de Lubricación (USD)	24,00	24,91	25,86	26,85	27,87
Total (USD)	60,00	60,91	61,86	62,85	63,87

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 9 Costos anual de mantenimiento correctivo.

Mantenimiento Correctivo	Años				
	1	2	3	4	5
Frecuencia(producción)	12	12	12	12	12
ÍTEM					
Lubricación	18,00	18,69	19,40	20,14	20,90
Total	18,00	18,69	19,40	20,14	20,90

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 10 Costos anual de mantenimiento y producción

COSTO DIARIO (MANTENIMIENTO)	3,90	3,98	4,06	4,15	4,24
COSTO MENSUAL(MANTENIMIENTO)	78,00	79,60	81,26	82,99	84,78
COSTO ANUAL(MANTENIMIENTO)	936,00	955,20	975,14	995,83	1017,31
COSTO DIARIO DE	23,90	23,98	24,06	24,15	24,24

Continua →

PRODUCCIÓN					
COSTO MENSUAL DE PRODUCCIÓN	478,0	479,6	481,3	483,0	484,8
COSTO ANUAL DE PRODUCCIÓN	5736	5755	5775	5796	5817

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 11 Costos anual de Producción

Costo de Producción	Años				
	1	2	3	4	5
Frecuencia(Meses)	12	12	12	12	12
ITEM					
COSTO DE PRODUCCIÓN (USD)	6672	6710	6750	6792	6835

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

5.2.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

Para que el proyecto se concrete es necesario contar con los siguientes recursos:

- a. MATERIALES DIRECTOS:** comprende materiales, y accesorios que intervienen directamente en el proyecto se muestra en la tabla 5.12:

Tabla 5. 12 Desglose de los materiales directos para la conversión

CANTIDAD	COMPONENTE	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	Cilindro de doble efecto de 25 toneladas	1200	1200
1	Cilindro de doble efecto de 8 toneladas	550	550
1	Bomba hidráulica	2800	2800
1	Mando hidráulico	1145	1145
1	Tanque hidráulico	38	38
1	Motor eléctrico	623	623
1	Cajetín de seguridad	200	200
1	Reductor de velocidades (Caja de cambios)	75	75
1	Cardán	30	30
20	Pernos de 1in	13,50	270
10	Pernos de 5/8in	2,80	28
10	Pernos de 3/4in	0,90	9
8	Pernos de 1/2in	0,30	2,40
4	Abrazaderas	1,35	5,40
4	Mangueras de alta presión	90	360

Continua →

1	Mangueras de succión	28	28
8	Acoples	2,50	20
4	Tapones	2,70	10,80
1	Manómetro	18	18
40	Cable eléctrico por metro	0,50	20
20	Manguera corrugada	0,35	7
		TOTAL	7439,60

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

b. COSTOS DE MODIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA: Comprende materias primas, materiales, accesorios y mano de obra, utilizados para el acoplamiento de los accesorios al sistema electrohidráulico dentro del proyecto se muestran en la tabla 5.13.

Tabla 5. 13 Desglose de los materiales de implementación

CANTIDAD	MATERIALES	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	Perfil IPEASTMA992-50	1210	1210
1	Perfil UPN200	765	765
1	Perfil UPN160	400	400
1	Acero ASTMA36 (32mm)	216,50	216,50
0,5	Acero ASTMA36 (25mm)	193,50	96,75
0,5	Acero ASTMA36 (16mm)	150	75
0,5	Acero ASTMA36 (12mm)	135	67,50
0,5	Acero ASTMA36 (6,4mm)	120	60
0,25	Tubo redondo 200(10mm)	150	37,50
0,5	Malla perforada R5T8	50	25
5	Electrodos E7018 AGA	10	50
15	Thinner	1,70	25,50
3	Pintura electrostática industrial	90	270
2	Aceite hidráulico BP de REPSOL YPF	50	100
1	Mano de obra	692	692
		TOTAL	4090,75

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

c. COSTOS INDIRECTOS. Comprende logística, movilización y combustible utilizado dentro de la investigación pero, que no se consideran directos en la conversión se muestran en la tabla 5.14.

Tabla 5. 14 Costos indirectos

CANTIDAD	ITEM	CARACTERÍSTICA	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	Logística	Importación de Materiales	58,00	58,00
1	Combustible y Movilización	Transporte de Materiales	35,00	35,00
TOTAL			93,00	

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

d. COSTO TOTAL DE LA INVESTIGACIÓN.

En la tabla 5.15 se puede apreciar el costo de inversión en el desarrollo de la investigación para llevar a término el proyecto.

Tabla 5. 15 Costo Total de la investigación.

ITEM	Descripción	Costo
1	Componentes	7439,60
2	Materiales	4090,75
3	Costos Indirectos	93,00
TOTAL		11623,35

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

e. CÁLCULO DEL COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL PROYECTO REALIZADO.

Número de pines removidos diarios = 12

Se estima los costos de consumo eléctrico y mantenimiento, para un periodo de 5 años, removiendo 12 pines diarios.

Para lo cual, se debe tomar en cuenta el consumo que tendría en Kw/h, el sistema electrohidráulico trabaja con 220V, cuyas características y a un amperaje de 5,7 A

El cálculo de Kw está dado por la siguiente ecuación:

$$P = V \times I$$

Ecuación 5.1 (Wildi, Máquinas eléctricas, 2007, pág. 98)

Dónde:

P= Potencia

V= Voltaje

I=Intensidad

Sustituyendo los valores:

$$P = (220V) \cdot (5,7A)$$

$$P = 1254W$$

Entonces, se tiene que la potencia que utilizaría es de 1254W. Para el cálculo de la energía se necesita del tiempo, el cual trabajara 8 horas diarias.

$$E = P \times t$$

Ecuación 5.2(Wildi, Máquinas eléctricas, 2007, pág. 98)

Dónde:

E = Energía consumida

P = Potencia

t = Tiempo de carga

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$E = (1254W) \cdot (8h)$$

$$E = 10032Wh$$

$$E = 10,032kWh$$

Entonces, el consumo por 8 horas, es de 10,032Wh.

Como en la planilla de servicio energético su medición es por Kw/h teniendo un consumo de 10,032Kw/h, esto sería al mes un consumo total de 220,70kW/h.

Se ingresó en la página de la CONELEC (Consejo Nacional de Electricidad), en donde encontramos en el cálculo de tarifas residenciales como se ilustra en la figura 5.11, que “el monto calculado no debe ser tomado como el real, debido a que se está facturando solo por energía y comercialización, sin ser tomado en consideración los diferentes subsidios de ley y rubros a terceros. (CONELEC, 2014). Entonces, se realiza el costo mensual en la empresa eléctrica de Cotopaxi como se aprecia en la tabla 5.16 a 5.20.

Artefacto	Potencia en KW/h	Número de Artefactos	Utilización Horas	Utilización Días mes	Acciones
-----------	------------------	----------------------	-------------------	----------------------	----------

Consumo Total:

Consumo mensual: 220 Kw

Resultados:

Rango de Consumo	Rango	Cargo	Sub total [\$]
0-50	50	0.0810	4.0500
51-100	50	0.0830	4.1500
101-150	50	0.0850	4.2500
151-200	50	0.0870	4.3500
201-250	20	0.0890	1.7800
251-300	0	0.0910	0.0000
301-350	0	0.0930	0.0000
351-400	0	0.0950	0.0000
401-9999	0	0.0950	0.0000

Valor Comercialización: \$ 1.41

Total Factura: \$ 19.99

Figura 5. 11 Consumo energético mensual del sistema electrohidráulico
Fuente: (CONELEC, 2014)

Para lo cual, el pago mensual es de \$19.99

Tabla 5. 16 Costos de consumo eléctrico

Consumo Eléctrico	1	2	3	4	5
Costo	240,00	240,00	249,14	258,64	268,49
Inflación	0	9,14	9,49	9,85	10,23
TOTAL	240,00	249,14	258,64	268,49	278,72

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 17 Costos anual de operación y mantenimiento.

	Años				
Mantenimiento	1	2	3	4	5
Frecuencia(producción)	12	12	12	12	12
ITEM					
Mantenimiento Preventivo	60,00	60,91	61,86	62,85	63,87
Lubricación	100,00	103,81	107,77	111,87	116,13
Consumo Eléctrico	240,00	249,14	258,64	268,49	278,72
TOTAL (USD)	400,00	413,87	428,27	443,21	458,73

Elaborado por:Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 18 Costos anual de mano

	MENSUAL	ANUAL
COSTO MANO DE OBRA REQUERIDO	200,00	2400

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 19 Costos de Operación

	Años				
Ahorro	1	2	3	4	5
Frecuencia(producción)	12	12	12	12	12
ITEM					
Operación y Mantenimiento Sistema Electrohidráulico	2800,00	2813,87	2828,27	2843,21	2858,73

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tabla 5. 20 Costos de total de operación y mantenimiento

	Años				
Ahorro	1	2	3	4	5
Frecuencia(producción)	12	12	12	12	12
ITEM					
Operación y Mantenimiento Sistema Electrohidráulico	2800,00	2813,87	2828,27	2843,21	2858,73

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

f. BENEFICIOS ECONÓMICOS TOTALES

Los beneficios económicos totales del proyecto, se estimaron para un período de 5 años como se puede apreciar en la tabla 5.22.

Tabla 5. 21 Variación inflación anual

Variación inflación anual	TASA
Septiembre 12	5,09%
Septiembre 13	2,68%
Septiembre 14	3,67%
Promedio	3,81%

Fuente: Banco Central del Ecuador

Tabla 5. 22 Beneficios económicos totales (USD), al remover 12 pines diario

BENEFICIOS ECONÓMICOS TOTALES DIARIOS						
Beneficios por año	AÑOS					
	0	1	2	3	4	5
Ahorro de operación y mantenimiento (45 km diarios)		811,82	1394,36	1076,34	1488,58	1183,03
Costos por año						
Materiales y Equipos	2390,00					
Consumo por año		47,16	48,96	50,82	52,76	54,77
Mantenimiento (US\$)	0	120,15	673,88	129,48	726,21	162,76
Costos totales (US\$)	2390,00	167,31	722,84	180,30	778,97	217,53
Beneficios netos por año. (FLUJOS)	-2390,00	644,51	671,52	896,04	709,61	965,50
Promedio inflación anual Sep2014		3,81%				
Tasa pasiva (tasa de oportunidad) Sep2014		4,98%				
TMAR(tasa mínima aceptable de retorno)						
VAN (Valor Actual Neto)		949,19				
TIR (Tasa Interna de Rendimiento)		17,51%				
Relación BENEFICIO/COSTO		1,22				

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Como se puede apreciar en la tabla 5.21:

- La tasa de descuento para el cálculo del VAN, TIR, RELACIÓN BENEFICIO COSTO, fue tomada de la tasa pasiva (costo de oportunidad), emitida por el Banco Central del Ecuador.
- De acuerdo al indicador VAN, el proyecto debe aceptarse, ya que luego de ejecutado el proyecto deja un beneficio de \$949,19 en teoría, un proyecto debe ser aceptado si su valor es mayor que cero.
- El indicador TIR, da como resultado un retorno del 17,51%, que es una tasa mayor a la tasa de oportunidad (4,98%), que se toma de la tasa pasiva que podrían pagar las instituciones financieras por un depósito a plazo fijo. Fuente tomada del Banco Central del Ecuador.
- La relación beneficio-costos, da un dato mayor a uno por lo tanto se acepta el proyecto, interpretando dice, que por cada dólar invertido hay un beneficio de 0,22 centavos.

Considerando los flujos (Beneficios Netos por año), se puede notar que se recuperará la inversión en el cuarto año.

g. COMPARACIÓN DE RESULTADOS

Al comparar los costos de operación y mantenimiento del sistema electrohidráulico, antes de la conversión y después de la misma se obtiene los siguientes resultados que se ilustran en la tabla 5.23.

Tabla 5. 23 Comparación de resultados obtenidos

Ahorro	Años				
	1	2	3	4	5
# Pines removidos	12	12	12	12	12
Operación y Mantenimiento Prensa Manual	\$6.672,00	\$6.710,40	\$6.750	\$6.792	\$6.834,62
Operación y Mantenimiento Prensa Electrohidráulica	\$2.800,00	\$2.813,87	\$2.828,27	\$2.843,21	\$2.858,73
Ahorro (USD)	\$(3.872)	\$(3.896,54)	\$(3.922)	\$(3.948)	\$(3.976)
Porcentaje de Ahorro	238%	238%	239%	239%	239%
# Pines	12	12	12	12	12
Porcentaje de Ahorro	238%	238%	239%	239%	239%

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

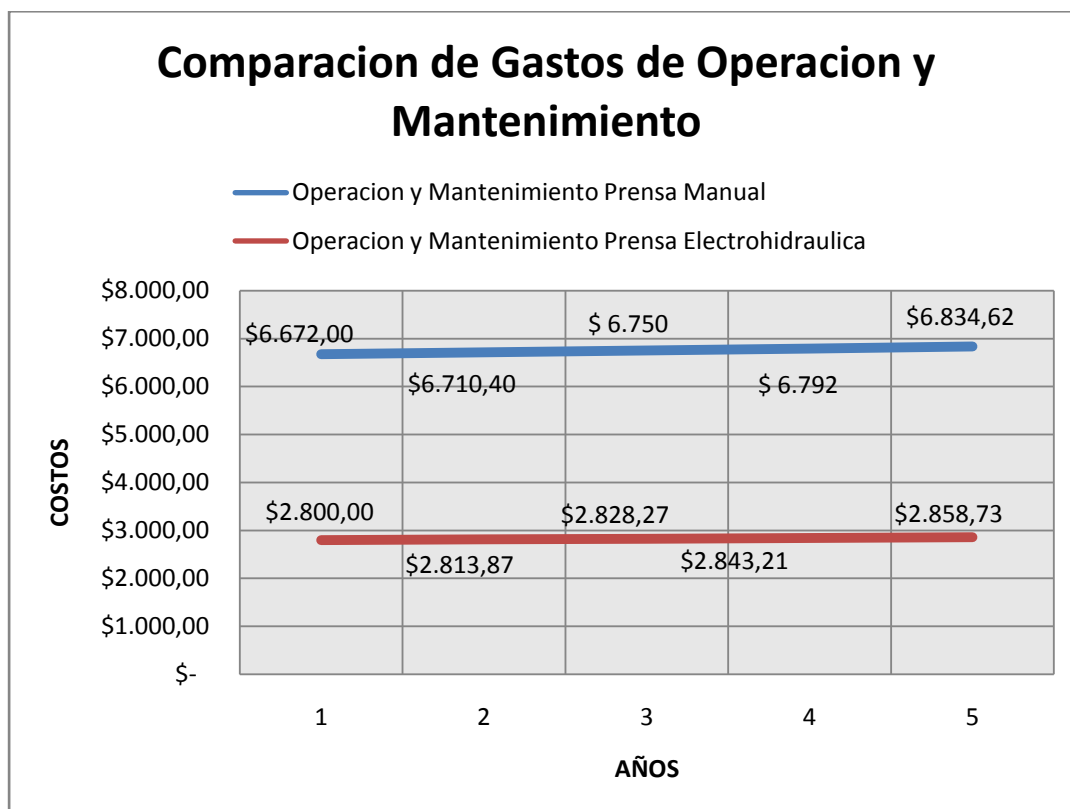


Figura 5. 12 Comparación de gastos de operación y mantenimiento.

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

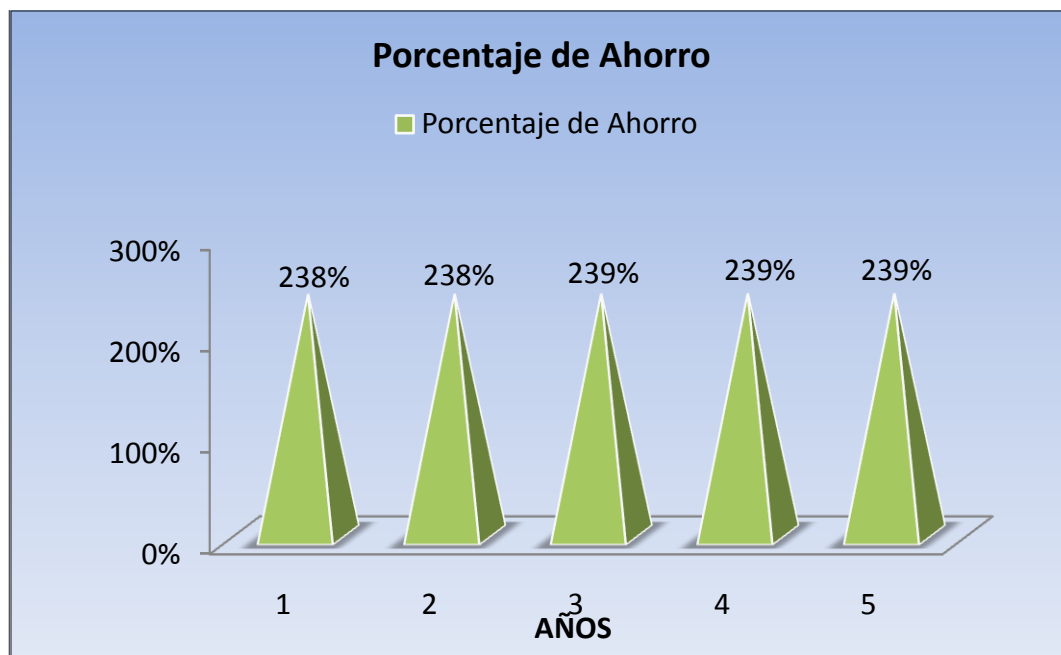


Figura 5. 13 Porcentaje de ahorro.

Elaborado por: Carrera C. & Cepeda W.

Tomando en cuenta todos los parámetros analizados, se obtiene que el sistema electrohidráulico posee costos de operación y mantenimiento más bajos que los utilizados en una prensa manual como se observa en la figura 5.12, razón por la cual es una alternativa que genera un ahorro considerable en los gastos de operación y mantenimiento a corto y largo plazo como se puede apreciar en la figura 5.13.

CONCLUSIONES

- Se construyó un sistema electrohidráulico, con un accesorio para remoción de pines de cadena con el cual se obtuvo resultados satisfactorios cumpliendo con el objetivo de remover los pines de cadena de tren de rodaje con una presión hidráulica de 1950 psi se logró obtener una fuerza de empuje en el vástago de 25 toneladas, cumpliendo los objetivos.
- Se afirmó que para realizar el sistema electrohidráulico se tuvo que garantizar las cargas que oscilan entre los 23 y 25 toneladas.
- Los perfiles IPE, UPN200, UPN160 y acero ASTM A36 utilizado en la construcción de la estructura del sistema electrohidráulico ofrece las mejores características tal como límite elástico de 250 MPa., que permitió un amplio margen de diseño de la estructura en sí.
- Los modelos matemáticos aplicados para el dimensionamiento de los elementos constitutivos de la prensa, están al alcance de los interesados, mediante la aplicación de criterios manejados a través de las teorías de diseño de elementos mecánicos. Todas estas teorías están documentadas en los textos relacionados con el tema. Una muestra puede ser verificada en la bibliografía de este documento, luego de concluido el diseño se obtuvo como resultado un factor de seguridad de 3,0 aproximadamente, lo que da una idea clara de que la máquina podría trabajar continuamente de manera ininterrumpida con un rendimiento óptimo con un ciclo de trabajo de aproximadamente 100% trabajando con 25 toneladas.
- Las aplicaciones de software Solid Works y ANSYS brindaron la posibilidad de aplicar condiciones de diseño: parámetros, ergonomía del equipo, que comprendan eficiencia y mantenimiento al simular el

esfuerzo y deformación que tendría el diseño así como la factibilidad de construir el mismo.

- Este diseño tiene un factor de seguridad mínimo requerido de 3 lo que ayuda a manejar adecuadamente los esfuerzos producidos al momento de realizar la remoción de pines de maquinaria pesada.
- Se analizó el sistema en base a de elementos finitos tales como los esfuerzos máximos deformaciones unitarias y factor de seguridad para alargar la vida útil de los pines de maquinaria pesada.
- Se presentó datos técnicos del diseño de sistema electrohidráulico como: modelado y peso total del mismo.
- Se analizó las cargas estáticas y mecánicas del sistema electrohidráulico que fueron 85,29 Mpa. resultado óptimo que denota la factibilidad y confiabilidad del diseño.
- Se simuló mediante el programa de diseñoDessault Systems Solidworks por el método de análisis por elementos finitos (FEA) presentes en la mecánica computacional.
- Se verificó las presiones y caudales del sistema electrohidráulico y el funcionamiento mediante Automation Studio.
- Es importante el concepto de manejar adecuadamente los pasivos ambientales, mediante la reutilización de materiales, que han sido separados de su función original y colocadas en espacios libres, los cuales pueden seguir siendo útiles en otras aplicaciones.
- Se consideró que trabajar con maquinaria pesada tienen la necesidad de construir un sistema electrohidráulico, ya que se realizará en

menos tiempo, sin deformaciones y con un costo menor a la casa comercial donde se debería realizar la remoción de pines.

- La retroalimentación del proceso se realizó mediante la ejecución de pruebas con cargas de trabajo reales. Estas pruebas se efectuaron sin reportar novedad alguna.

RECOMENDACIONES

- Para evitar que algunas limallas que se encontraran en el aceite hidráulico circulen por el sistema y por consecuencia afecten a los componentes hidráulicos se debe colocar un imán y un filtro en el tanque para que este cumpla la función de filtrar las limallas que existan en el fluido.
- Asumir un control continuo del nivel de aceite en el depósito antes de poner en funcionamiento el sistema hidráulico.
- El acople de la bomba hidráulica - moto reductor y motor eléctrico debe ser óptimo para evitar fallas de bombeo y llegar a la presión indicada para la remoción de pines de cadena de maquinaria pesada y equipo caminero.
- Se debe tomar todas las precauciones necesarias para trabajar con una presión hidráulica alta.
- Tomar en cuenta las conexiones eléctricas del sistema ya que al trabajar con un módulo trifásico se debe manejar correctamente el amperaje de los elementos.
- Utilizar el aceite hidráulico adecuado para el sistema en este caso el aceite hidráulico YPF HIDRÁULICO BP – ISO46.
- Para el diseño y construcción de este proyecto es necesario la investigación y estudio de materias como diseño de elementos, sistemas hidráulicos y lubricantes.
- Constatar que no exista fugas en el circuito hidráulico ya que si esto sucede la prensa no realizará su trabajo adecuadamente.

BIBLIOGRAFÍA

- Avallone, E. A. (2010). *Manual de Ing Mecánica Marks*. Sevilla, España: Mc. Graw Hill 9-119.
- Basalla, G. &. (1991). *La evolución de la tecnología*. .
- Bawa, H. (2007). *Procesos de Manufactura*. México DF.
- Cengel, Y. C. (2011). *Mecánica de Fluidos*. México : Mc Graw Hill.
- Cromer, A. (2006). *Física en la Ciencia y la Industria*. Loreto, Barcelona España: Reverté S.A.
- Duarte A., N. R. (2011). *Introducción a la mecánica de fluidos* . Bogota: Universidad Nacional de Colombia.
- Gere, J. (2008). *Mecanica de Materiales* .México: Cengage Leanings.
- Creus, N. E. (2011). *Hidráulica* . México: Alfaomega.
- Hirano, H., & Furuya, M. (2005). *La base de las 5S: La empresa cada vez funciona mejor*.Tokio: Chukei Publishing Company.
- Johnston, J. F. (2007). *Mecánica de Materiales*.México: Mc – Hill Interamericana Editores.
- Juran, J. (2009). *Método Juran: Análisis y planeación de la calidad*. Mexico.
- Lesur, L. (2000). *Manual De Pintura Automotriz*. Trillas Sa De Cv.
- Rexroth. *Manual Bosch*. (2012). México: Pearson Education.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México: Pearson Education.
- Oakland, J. (2003). *Administración de calidad Total*. Tihuana.
- Palacios, J. (2006). *Administración de la Calidad, Desarrollo Organizacional*. Mexico: Trillas.

- Remolina, C. (1985). *Descripción de la fabricación de una prensa troqueladora de 8 toneladas*. Mexico: M.P. Covarrubias.
- Riesco, G. H. (2012). *Manual del Soldador*. España: Cesol.
- Rivas T.J, G. V. (2000). *Producción por Mecanizado*. España: Anele.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Person Educación.
- Rodríguez, J. (2010). *Manual: Estrategia de las 5S - Gestión para la mejora continua*. Honduras.
- Shigley, J. E. (2008). *Teoría de Máquinas y Mecanismos*. Mc. Graw- Hill.
- Negrete, V. J. (2013). *Física General*. Mexico: Copyrighted Material.
- Waganoff, N. P. (2010). *Prensas Hidráulicas*. Buenos Aires: Alsina.
- Wildi, T. (2007). *Maquinas Eléctricas y Sistema de Potencia*. México: Pearson Education.
- Wilson J.D, B. A. (2003). *Física*. México: Pearson Educacion .
- Faires V.M. (2003). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Limusa
- Mott, R. L. (2006). *Resistencia de Materiales*. México: Pearson Education

NETGRAFÍA

- Reidar B., Guía para la elección del tipo de acero en estructuras. (14 Agosto 2014) obtenido de:
http://www.acesta.com.mx/boletin/5/Grados_Tipos_Aceros.pdf
- Catálogo de acero. (16 Junio 2014) obtenido de:
<http://es.scribd.com/doc/35443893/catalogo-acero-dipac>
- Steel referencehandbook (18 de Julio 2014) obtenido de:
http://www.saginawpipe.com/wide_flange_beam2.htm
- Planchas laminadas en caliente, (18 Junio 2014) obtenido de:
http://www.tubisa.com.pe/catalogo/PDF/Planchas_estructurales.pdf
- Catálogo general de productos y sistemas (12 Septiembre 2014) obtenido de: http://www.cintac.cl/pdf/Catalogo_2014_web.pdf
- Tubo estructural Leitza (22 Septiembre 2014) obtenido de: <http://hierrosleitza.com/leitza/documentos/catalogoleitza.pdf>
- Catálogo General RM 204 (27 Septiembre 2014) obtenido de: http://rmig.com/files/RMIG/PDF/ES/RM_Pattern_ES_204print.pdf
- Colores de pintura electrostática Wesco (05 Septiembre 2014) obtenido de:
http://www.pinturaswesco.com/pinturaelectrostatica/?gclid=Cj0KEQjwjtGfBRCN4-LU9ODG1-wBEiQAY_Xp70OzACaCAZg0hU9b3DVIXubQ-C-eGlowrKEhkWehp4UaAhls8P8HAQ
- Base fondo universal gris Pintulac Automotriz (09 Septiembre 2014) obtenido de:
http://pintulac.com.ec/images/productos/docs_descarga/11502.pdf
- Catálogo de aceite hidráulico BP Repsol YPF (19 Septiembre 2014) obtenido de:
<http://www.petroandina.com.ar/ypf/agro/hidraulicos/hidraulicobp.pdf>
- Catalogo técnico mercado latinoamericano WEG (23 Junio 2014) obtenido de:
<http://www.erarelmo.com/wsite/images/stories/Catalogos/weg%20w22.pdf>

- Selección y aplicación de motores eléctricos WEG (13 de Julio de 2014)obtenido de :<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-selección-y-aplicacion-de-motores-electricos-articulo-tecnico-espanol.pdf>

ANEXOS

ANEXOS A
ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES

ANEXO AX01SAGINAW



SAGINAW PIPE
STEEL SOLUTIONS YOU CAN COUNT ON

beams

Steel Reference Handbook Watch Our New Video

PIPE TUBE BEAMS FABRICATION MISC. STEEL OFFERINGS

CONTACT NEWSLETTER HOUSTON PROJECTS CHARTS





Steel Beams - Jr. Beams - Wide Flange Beams

A-992 A572-50 Up to 65 foot lengths !

Can't find a beam? Make Saginaw your first call for all hard-to-find steel beams. We have the Southeast's largest steel I beam inventory on a single site. We offer cut-to-length services and Mill Certifications are available.



- Wide Flange Beams - Chart 1 (4" to 16")
- Wide Flange Beam - Chart 3 (36" to 40")
- Wide Flange Beams - Chart 2 (16" to 36")
- Steel I Beam & Jr. Beams

 1-800-433-1374		Wide Flange Steel Beams				A-992 A572-50 A-588 Stocked in lengths Up to 65 Feet					
Sizes 4" to 16"											
Nominal Size in Inches	Weight Per Ft.	A Section Depth inches	B Flange Width Inches	C Ave. Flange Thickness Inches	D Web Thickness Inches	Nominal Size in Inches	Weight Per Ft.	A Section Depth inches	B Flange Width Inches	C Ave. Flange Thickness Inches	D Web Thickness Inches
4 x 4	13	4.16	4.060	.375	.280	12 x 10	53	12.06	10.000	.576	.345
5 x 5	16	5.00	5.000	.360	.240		58	12.19	10.014	.641	.359
	19	5.15	5.030	.430	.270	12 x 12	65	12.12	12.000	.606	.390
6 x 4	9	5.90	3.904	.215	.170		72	12.25	12.040	.671	.430
	12	6.00	4.000	.279	.230		79	12.38	12.080	.736	.470
	16	6.25	4.030	.404	.260		87	12.53	12.125	.810	.515
6 x 6	15	5.99	5.990	.260	.230		96	12.71	12.160	.900	.550
	20	6.20	6.018	.367	.258		106	12.88	12.230	.986	.620
	25	6.37	6.080	.456	.32		120	13.12	12.320	1.106	.710
8 X 4	10	7.90	3.940	.204	.170		136	13.41	12.400	1.250	.790
	13	8.00	4.000	.254	.230		152	13.71	12.480	1.400	.870
	15	8.12	4.015	.314	.245		170	14.03	12.570	1.560	.960
8 x 5 1/4	18	8.11	5.250	.330	.230		190	14.38	12.670	1.736	1.060
	21	8.28	5.270	.400	.250		210	14.71	12.790	1.900	1.180
8 x 6 1/2	24	7.93	6.500	.398	.245		230	15.05	12.895	2.070	1.285
	28	8.06	6.540	.463	.285		252	15.41	13.005	2.250	1.395
8 x 8	31	8.00	8.000	.433	.288		279	15.85	13.140	2.130	1.530
	35	8.12	8.027	.493	.315		305	16.32	13.235	2.705	1.625
	40	8.25	8.077	.558	.365		336	16.82	13.385	2.950	1.775
	48	8.50	8.117	.683	.405	14 x 5	22	13.72	5.000	.335	.230
	58	8.75	8.222	.808	.510		26	13.89	5.025	.418	.255
	67	9.00	8.287	.933	.575	14 x 6 3/4	30	13.86	6.733	.383	.270
10 x 4	12	9.87	3.960	.210	.190		34	14.00	6.750	.453	.287
	15	10.00	4.000	.269	.230		38	14.12	6.776	.513	.313
	17	10.12	4.010	.329	.240	14 x 8	43	13.68	8.000	.528	.308
	19	10.25	4.020	.394	.250		48	13.81	8.031	.593	.339
10 x 5 3/4	22	10.17	5.750	.360	.240		53	13.94	8.062	.658	.370
	26	10.33	5.770	.440	.260	14 x 10	61	13.91	10.000	.643	.378
	30	10.47	5.810	.510	.300		68	14.06	10.040	.718	.418
10 x 8	33	9.75	7.964	.433	.292		74	14.19	10.072	.783	.450
	39	9.94	7.990	.528	.318		82	14.31	10.130	.855	.510
	45	10.12	8.022	.618	.350	14 x 14 1/2	90	11.02	14.520	.710	.440
10 x 10	49	10.00	10.000	.558	.340		99	14.16	14.565	.780	.485
	54	10.12	10.028	.618	.368		109	14.32	14.605	.860	.525
	60	10.25	10.075	.683	.415		120	14.48	14.670	.940	.590
	68	10.40	10.130	.770	.470		132	14.66	14.725	1.030	.645
	77	10.62	10.195	.868	.535	14 x 16	145	14.78	15.500	1.090	.680
	88	10.81	10.265	.990	.605		159	14.98	15.565	1.190	.745
	100	11.12	10.345	1.118	.685		176	15.25	15.640	1.313	.820
	112	11.38	10.115	1.248	.755		193	15.50	15.710	1.438	.890
12 x 4	14	11.91	3.970	.224	.200		211	15.75	15.800	1.563	.980
	16	11.99	3.990	.265	.220		233	16.04	15.890	1.720	1.070
	19	12.16	4.010	.349	.240		257	16.38	15.995	1.890	1.175
	22	12.31	4.030	.424	.260		283	16.74	16.110	2.070	1.290
12 x 6 1/2	26	12.22	6.490	.380	.230		311	17.12	16.230	2.260	1.410
	30	12.31	6.520	.440	.260		342	17.56	16.365	2.468	1.545
	35	12.50	6.560	.520	.300		370	17.94	16.475	2.658	1.655
12 x 8	40	11.94	8.000	.516	.291		398	18.31	16.590	2.843	1.770
	45	12.06	8.042	.576	.336		426	18.69	16.695	3.033	1.875
	50	12.19	8.077	.640	.371						

ANEXO AX02 GERDAU CORSA

TIPO DE ACERO	DIFERENTES USOS
ASTM A36	-Placas de Conexión -Anclajes de barras redondas lisas (OS) y perfiles (LI) -Cuerdas Superiores e Inferiores de Armaduras (LI) -Montantes y Diagonales de Armaduras (LI) -Largueros Tipo Joist (OS ó LI) -Contravientos de Cubiertas (OS)
ASTM A529-50	-Placas hasta 1" de espesor (Placas de Conexión, Placas Base, Cartabones, etc.) -Canales (CE) pequeños utilizados para alfardas de escaleras y conexiones de postes de viento -Cuerdas de Armaduras de (LI) -Montantes y Diagonales (LI) -Contravientos Laterales (LI)
ASTM A572-50	-Placa Hasta 4" -Vigas Principales tipo (IR) -Vigas Secundarias tipo (IR) -Columnas de Perfiles tipo (IR) -Mezzanines
ASTM A588	-Acero Patinable (por lo general es una acero que estará sometido a la intemperie) -Plataformas Marinas
ASTM A709	-Puentes -Torres de Transmisión
ASTM A992-50	-Vigas (IR) -Columnas (IR) -Mezzanines (IR) -Postes de viento (IR) -Espectaculares (IR) -Trabes Carril
ASTM A53	-Tubos Estructurales
ASTM A500	-Columnas de secciones huecas cuadradas (HSS ó OR) -Columnas de secciones huecas circulares (OC) -Columnas de secciones huecas rectangulares (HSS ó OR)
ASTM A501	-Bastidores (PTR ó OR) -Bases de tanques de gas, de agua, etc (PTR ó OR)

ANEXO AX03 DIPAC



DIPAC
PRODUCTOS DE ACERO

Vigas · Planchas · Tubos · Ángulos · Canales

PLANCHAS LAMINADAS EN CALIENTE
ASTM - A36 / ASTM - A572 A709 GRADO
50

:: Descripción:

Producto plano, obtenido por la laminación de planchones de acero estructural, calentado hasta los 1,250°C

:: Usos:

Vigas, puentes, estructuras metálicas, tanques de almacenamiento, autopartes, torres de alta tensión, equipos, mecánicos, etc.

:: Composición Química (Más. %):

NORMA TECNICA	Grado B				
	C	Mn	P	S	Si
ASTM A-36	0.25	0.8 - 1.2 máx	0.040 máx	0.050 máx	0.40 máx
ASTM A-572 GRADO 50	0.23	1.35 mín.	0.040 máx	0.050 máx	--
ASTM A-709	0.23	1.35 mín.	0.040 máx	0.050 máx	--

:: Propiedades Mecánicas:

NORMA TECNICA	F	R	A	Norma Equivalente
	Kg/mm ²	Kg/mm ²	%	
ASTM A-36	24 min	41 min	18 min	DIN 17100 St 37-2
ASTM A-572 GRADO 50	35 min	46 min	16 min	DIN 17100 St 52-3
ASTM A-709	35 min	46 min	16 min	DIN 17100 St 52-4

:: Dimensiones y Peso Unitario

SISTEMA INGLES (pulg/pie)			SISTEMA METRICO (mm)			PESOS TEORICOS (Kgs)		
Espesor	Ancho	Largo	Espesor	Ancho	Largo	Pza	M ²	Pie ²
5/64"	4	8	2.0	1200	2400	45.216	15.700	1.413
			2.2	1200	2400	49.738	17.270	1.554
3/32"	4	8	2.5	1200	2400	56.520	19.625	1.766
				1250	2400	58.875		
1/8"	4	8	2.9	1200	2400	65.563	22.765	2.049
			3.0	1219	2438	69.989	23.550	2.187
	5	20	2.9	1500	3000	102.443	22.765	2.049
			2.9	1500	6000	204.885		
3/16"	4	8	4.4	1200	2400	99.475	34.540	3.109
			4.5	1500	6000	317.925	35.325	3.179
	5	20	4.8	1524	6096	346.412	37.288	3.464
1/4"	4	8	5.9	1200	2400	133.387	46.315	4.168
			6.0	1200	2440	137.909	47.100	4.310
				1219	2438	139.978		
			6.4	1219	2438	149.309	50.240	4.666
	10		5.9	1500	3000	208.418	46.315	4.168

	5	20	6.0	1500	3000	211.950	47.100	4.239
			5.9	1500	6000	416.835	46.315	4.168
			6.3	1520	6000	451.030	49.455	4.510
			6.4	1500	6000	452.160	50.240	4.522
5/16"	4	8	7.9	1200	2400	178.603	62.015	5.581
			8.0	1200	2400	180.864	62.800	5.652
	5	10	7.9	1500	3000	279.068	62.015	5.581
			8.0	1500	3000	282.600	62.800	5.652
		20	7.9	1500	6000	558.135	62.015	5.581
			8.0	1500	6000	565.200	62.800	5.652
3/8"	4	8	9.0	1200	2400	203.472	70.650	6.359
			9.0	1500	3000	317.925		
	5	10	9.5	1500	3000	335.588	74.575	6.712
			9.0	1500	6000	635.850	70.650	6.359
		8	20	9.0	2400	6000		
1/2"	4	8	12.0	1200	2400	271.296	94.200	8.478
			12.5	1219	2438	291.620	98.125	9.113
	5	10	12.0	1500	3000	423.900	94.200	8.478
			12.0	1500	6000	847.800		
		8	20	12.0	2400	6000	1,356.480	94.200
	8	20	12.5	2440	6000	1,436.550	98.125	8.978
			12.7	2440	6000	1,459.535	99.695	9.122
		10	20	12.0	3000	6000	1,695.600	94.200
		40	12.0	3000	12000	3,391.200		
5/8"	4	8	16.0	1200	2400	361.728	125.600	11.304
			16.0	1500	3000	565.200		
	5	20	16.0	1500	6000	1,130.400	149.150	13.852
			16.0	2400	6000	1,808.640		
		10	40	16.0	3000	12000		
3/4"	4	8	19.0	1219	2438	443.262	196.250	17.663
			19.0	1500	3000	671.175		
	5	20	19.0	1500	6000	1,342.350	251.200	22.608
			19.0	2438	6096	2,216.674		
		8	40	19.0	2400	12000		
	10	40	19.0	3000	12000	5,369.400		
7/8"	8	20	22.0	2440	6000	2,528.328	172.700	15.802
		40	22.0	2400	12000	4,973.760		
1"	4	8	25.0	1200	2400	565.200	196.250	17.663
			25.0	1219	2438	583.240		
	5	20	25.4	1200	2440	583.814	251.200	22.608
			25.0	1500	6000	1,766.250		
		8	40	25.4	2440	6000		
	8	40	25.0	2400	12000	5,652.000		
1 1/4"	8	20	32.0	2400	6000	3,617.280	251.200	22.608
		40	32.0	2400	12000	7,234.560		

ANEXO AX04 CINTAC

VIGAS LAMINADAS

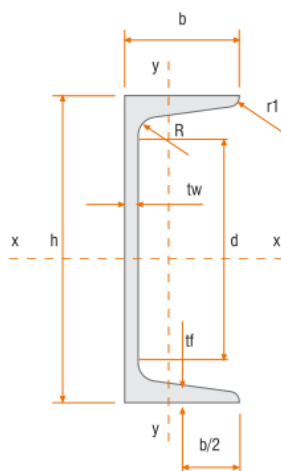
UPN

Perfil	Dimensiones						Peso P kgf/m	Area A cm ²	Propiedades					
	Nominales								Eje X-X			Eje Y-Y		
	h	b	tw	tf=R	r1	d			Ix (cm ⁴)	Wx (cm ³)	ix (cm)	Iy (cm ⁴)	Wy (cm ³)	iy (cm)
UPN 80	80	45	6,0	8,0	4,0	46	8,64	11,0	106	26,5	3,1	19,4	6,33	1,3
UPN 100	100	50	6,0	8,5	4,5	64	10,60	13,5	206	41,2	3,9	29,3	8,5	1,5
UPN 120	120	55	7,0	9,0	4,5	82	13,40	17,0	364	60,7	4,6	43,2	11,1	1,6
UPN 140	140	60	7,0	10,0	5,0	98	16,00	20,4	605	86,4	5,5	62,7	14,8	1,8
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	18,80	24,0	925	116,0	6,2	85,3	18,3	1,9
UPN 180	180	70	8,0	11,0	5,5	133	22,00	28,0	1350	150,0	7,0	114,0	22,4	2,0
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6,0	151	25,30	32,2	1910	191,0	7,7	148,0	27,0	2,1
UPN 220	220	80	9,0	12,5	6,5	167	29,40	37,4	2690	245,0	8,5	197,0	33,6	2,3
UPN 240	240	85	9,5	13,0	6,5	184	33,20	42,3	3600	300,0	9,2	248,0	39,6	2,4
UPN 260	260	90	10,0	14,0	7,0	200	37,90	48,3	4820	371,0	10,0	317,0	47,7	2,6
UPN 280	280	95	10,0	15,0	7,5	216	41,80	53,3	6280	448,0	10,9	399,0	57,2	2,7
UPN 300	300	100	10,0	16,0	8,0	232	46,20	58,8	8030	535,0	11,7	495,0	67,8	2,9
UPN 320	320	100	14,0	17,5	8,8	246	59,50	75,8	10870	679,0	12,1	597,0	80,6	2,8
UPN 350	350	100	14,0	16,0	8,0	282	60,70	77,3	12840	734,0	12,9	570,0	75,0	2,7
UPN 380	380	102	13,5	16,0	8,0	313	63,10	80,4	15760	829,0	14,0	615,0	78,7	2,8
UPN 400	400	110	14,0	18,0	9,0	324	71,80	91,5	20350	1020,0	14,9	846,0	102,0	3,0

Normas Perfiles UPN

Dimensiones	UNE-36522-72
Tolerancias	UNE-36522-72
Material	UNE-EN 10025 - 94

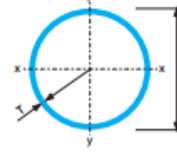
Sección Perfiles UPN



ANEXO AX05 DIPAC



DIPAC® PRODUCTOS DE ACERO



TUBO REDONDO

Vigas · Planchas · Tubos · Ángulos · Canales

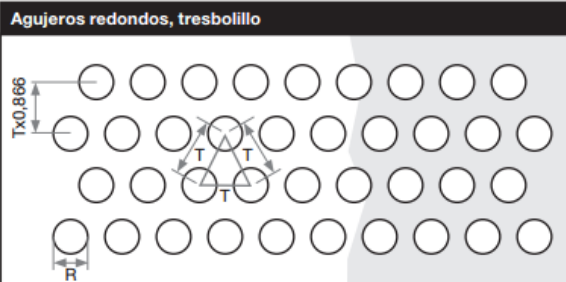
TAMAÑO	ESPESOR	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN	MOMENTO DE INERCIA	RADIO DE GIRO	MÓDULO ELÁSTICO	MÓDULO PLÁSTICO	CONSTANTES DE TORSIÓN		ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR	FACTOR DE FORMA
D mm	T mm	M Kg/m	A cm ²	I cm ⁴	i cm	W _{el} cm ³	W _{pl} cm ³	I _t cm ⁴	C _t cm ³	A _s m ² /m	A _s /v m ⁻¹
200	3	14,57	18,57	900,91	6,97	90,09	116,44	1801,82	180,18	0,628	338,4
	4	19,33	24,63	1183,23	6,93	118,32	153,69	2366,46	236,65	0,628	255,1
	5	24,04	30,63	1456,86	6,90	145,69	190,17	2913,73	291,37	0,628	205,1
	6	28,71	36,57	1721,99	6,86	172,20	225,89	3443,99	344,40	0,628	171,8
	8	37,88	48,25	2227,44	6,79	222,74	295,08	4454,89	445,49	0,628	130,2
219,1	10	46,86	59,69	2700,98	6,73	270,10	361,33	5401,97	540,20	0,628	106,3
	3	15,99	20,37	1189,13	7,64	108,55	140,11	2378,26	217,09	0,688	338,0
	4	21,22	27,03	1563,84	7,61	142,75	185,09	3127,67	285,50	0,688	254,6
	5	26,40	33,63	1928,04	7,57	176,00	229,24	3856,09	351,99	0,688	204,7
	6	31,53	40,17	2281,95	7,54	208,30	272,54	4563,89	416,60	0,688	171,4
	8	41,65	53,06	2959,63	7,47	270,16	356,68	5919,27	540,33	0,688	129,7
	10	51,57	65,69	3598,44	7,40	328,47	437,56	7196,88	656,95	0,688	104,8
	12	61,29	78,07	4199,88	7,33	383,38	515,26	8399,76	766,75	0,688	88,2
244,5	12,5	63,69	81,13	4344,58	7,32	396,58	534,20	8689,16	793,17	0,688	84,8
	14,2	71,75	91,41	4820,09	7,26	439,99	597,13	9640,18	879,98	0,688	75,3
	6	35,29	44,96	3198,53	8,43	261,64	341,37	6397,07	523,28	0,768	170,9
	8	46,66	59,44	4160,45	8,37	340,32	447,63	8320,89	680,65	0,768	129,2
	10	57,83	73,67	5073,15	8,30	414,98	550,24	10146,29	829,96	0,768	104,3
273	12,5	68,81	87,85	5938,34	8,23	485,75	649,25	11876,69	971,51	0,768	87,6
	14,2	71,52	91,11	6147,42	8,21	502,86	673,45	12294,84	1005,71	0,768	84,3
	14,2	80,65	102,74	6837,20	8,16	559,28	754,10	13674,39	1118,56	0,768	74,8
	6	39,51	50,33	4487,08	9,44	328,72	427,81	8974,17	657,45	0,858	170,4
	8	52,28	66,60	5851,71	9,37	428,70	561,97	11703,43	857,39	0,858	128,8
	10	64,86	82,62	7154,09	9,31	524,11	692,02	14308,19	1048,22	0,858	103,8
323,9	12	77,24	98,39	8396,14	9,24	615,10	818,03	16792,28	1230,20	0,858	87,2
	12,5	80,30	102,30	8697,45	9,22	637,18	848,90	17394,90	1274,35	0,858	83,8
	14,2	90,63	115,45	9694,97	9,16	710,25	952,03	19389,94	1420,51	0,858	74,3
	6	47,04	59,92	7572,47	11,24	467,58	606,43	15144,93	935,16	1,018	169,8
	8	62,32	79,39	9910,08	11,17	611,92	798,51	19820,16	1223,84	1,018	128,2
	10	77,41	98,61	12158,34	11,10	750,75	985,67	24316,68	1501,49	1,018	103,2
	12	92,30	117,58	14319,56	11,04	884,20	1167,96	28639,12	1768,39	1,018	86,5
355,6	12,5	95,99	122,29	14846,53	11,02	916,74	1212,78	29693,06	1833,47	1,018	83,2
	14,2	108,45	138,16	16599,08	10,96	1024,95	1362,93	33198,15	2049,90	1,018	73,7
	16	121,49	154,77	18389,93	10,90	1135,53	1518,20	36779,86	2271,06	1,018	65,7
	5	43,23	55,07	8463,58	12,40	476,02	614,64	16927,15	952,03	1,117	202,9
	6	51,73	65,90	10070,55	12,36	566,40	733,39	20141,11	1132,80	1,117	169,5
	8	68,58	87,36	13201,37	12,29	742,48	966,78	26402,75	1484,97	1,117	127,9
	10	85,23	108,57	16223,50	12,22	912,46	1194,73	32447,00	1824,92	1,117	102,9
	12	101,68	129,53	19139,47	12,16	1076,46	1417,31	38278,95	2152,92	1,117	86,2
355,6	12,5	105,77	134,74	19852,18	12,14	1116,55	1472,12	39704,35	2233,09	1,117	82,9
	14,2	119,56	152,30	22227,44	12,08	1250,14	1656,02	44454,88	2500,27	1,117	73,4
16	134,00	170,70	24663,00	12,02	1387,12	1846,62	49326,00	2774,24	1,117	65,4	

ANEXO AX06 AMBATOL



Agujeros Redondos

Por favor contacte con el Grupo RMIG para más información sobre agujeros redondos

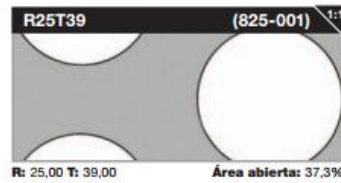
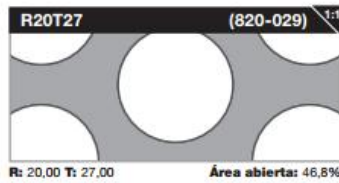
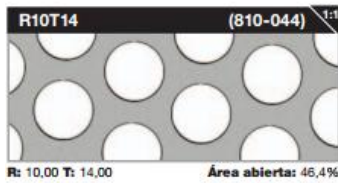
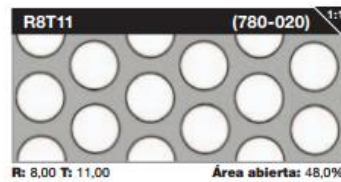
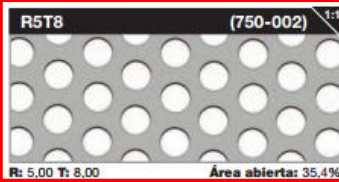
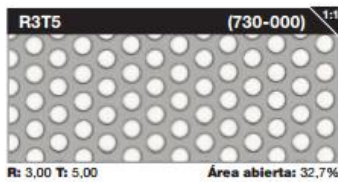
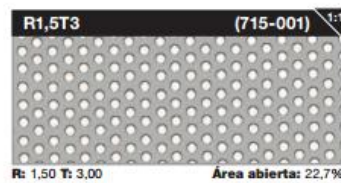
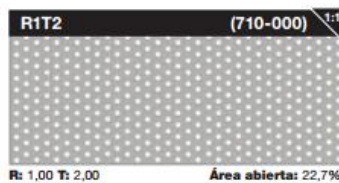
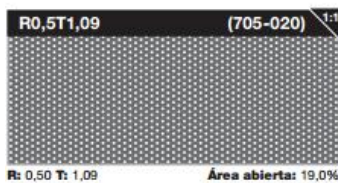


Tresbolillo – algunos ejemplos

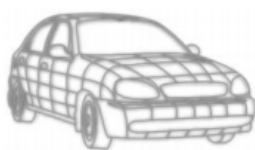
No.	R	T	% Área abierta
R0,5T1,09	0,50	1,09	19,0
R0,75T1,5	0,75	1,50	22,7
R1T2	1,00	2,00	22,7
R1,2T2	1,20	2,00	32,7
R1,5T3	1,50	3,00	22,7

Tresbolillo – algunos ejemplos





No.	R	T	% Área abierta
R2T3,5	2,00	3,50	29,6
R3T4	3,00	4,00	51,0
R3T5	3,00	5,00	32,7
R4T5	4,00	5,00	58,0
R4T7	4,00	7,00	29,6
R5T8	5,00	8,00	35,4
R6T9	6,00	9,00	40,3
R7T10	7,00	10,00	44,4
R8T11	8,00	11,00	48,0
R10T14	10,00	14,00	46,4
R10T16	10,00	16,00	35,4
R12T16	12,00	16,00	51,0
R15T21	15,00	21,00	46,3
R20T27	20,00	27,00	46,8
R25T39	25,00	39,00	37,3
R30T35	30,00	35,00	66,6



ANEXO AX07 PINTUCO



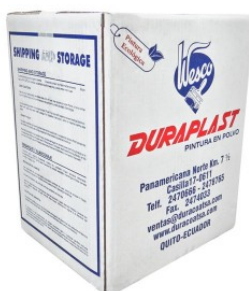
BASE FONDO UNIVERSAL GRIS

	REFERENCIA Y COLOR 9217 Gris																						
	DESCRIPCIÓN Producto en un solo componente con tecnología de altos sólidos, fácil de aplicar y lijar, de alto poder de relleno, rápido secamiento, buen poder anticorrosivo, gran adherencia, resistente al cuarteo y al rechupe, no sangra ni produce mapas, adherencia y alto poder de cubrimiento (rendimiento en el acabado)																						
	USOS <ul style="list-style-type: none">• Como Base – Fondo Universal de cualquiera de los sistemas de repintado de vehículos de Pintuco para garantizar la adherencia, facilitar el cubrimiento y permitir extraordinarios acabados en los colores planos, metalizados y perlados.• Permite visualizar fácilmente los defectos de preparación de superficie.																						
	ESPECIFICACIONES <table border="1"><tr><td>Acabado</td><td>Semimate</td></tr><tr><td>Sólidos por volumen</td><td>48%</td></tr><tr><td>Punto de chispa copa cerrada</td><td>Por debajo de 23 °C</td></tr><tr><td>Tiempo secamiento a 25°C y humedad relativa del 60%</td><td></td></tr><tr><td>Para segundas manos o masillar</td><td>5 minutos Mínimo</td></tr><tr><td>Para lijar o aplicar pintura de acabado</td><td>2 horas</td></tr><tr><td>Gravedad Específica a 25°C</td><td>1,19</td></tr><tr><td>Espesor recomendado</td><td>2 a 3 manos</td></tr><tr><td>Método de aplicación</td><td>Pistola</td></tr><tr><td>Dilución para la aplicación por volumen</td><td>1:2 Base – Fondo/ Thi</td></tr><tr><td>Thinner Pintuco para la aplicación</td><td>121.015 ó 121.036</td></tr></table>	Acabado	Semimate	Sólidos por volumen	48%	Punto de chispa copa cerrada	Por debajo de 23 °C	Tiempo secamiento a 25°C y humedad relativa del 60%		Para segundas manos o masillar	5 minutos Mínimo	Para lijar o aplicar pintura de acabado	2 horas	Gravedad Específica a 25°C	1,19	Espesor recomendado	2 a 3 manos	Método de aplicación	Pistola	Dilución para la aplicación por volumen	1:2 Base – Fondo/ Thi	Thinner Pintuco para la aplicación	121.015 ó 121.036
Acabado	Semimate																						
Sólidos por volumen	48%																						
Punto de chispa copa cerrada	Por debajo de 23 °C																						
Tiempo secamiento a 25°C y humedad relativa del 60%																							
Para segundas manos o masillar	5 minutos Mínimo																						
Para lijar o aplicar pintura de acabado	2 horas																						
Gravedad Específica a 25°C	1,19																						
Espesor recomendado	2 a 3 manos																						
Método de aplicación	Pistola																						
Dilución para la aplicación por volumen	1:2 Base – Fondo/ Thi																						
Thinner Pintuco para la aplicación	121.015 ó 121.036																						

ANEXO AX08 WESCO



Pintura Electrostática



Desoxidante preparador de superficies para remover el óxido fácilmente de superficies ferrosas. Producto preparador de superficies ferrosas, líquido, incoloro, de naturaleza ácida que transforma los óxidos de hierro

H. 7022. Blanco Glacial	H.7324. Negro Semi Brillante
H.7008. Almendra RAL 1013	E.5124. Negro Mate
H.7034. Gris Nube	H7044. Blanco Garza RAL 9010
H.7004. Gris Arena RAL 7032	H.7024. Negro Brillante RAL 9005
H.7052. Bleu Clair RAL 5012	H.7002. Azul Turquí
H.7039. Verde Espinaca	H.7006. Amarillo
H.7015. Naranja Claro RAL 2008	H. 7016. Rojo RAL 3000
H.7026. Vino RAL 3005	H.7101. Bicolor Plata Viejo
H.7102. Bicolor Oro Viejo	H.7596. Aluminio Texturizado

Preparamos cualquier color de la carta RAL. Pedido mínimo de 200kg. Entrega de 5 a 10 días. A continuación tiene una muestra. **Tenga en cuenta que los colores son aproximados.**

RAL	RAL-RGB	RAL-HEX	Nombre del Color
RAL 1000	190-189-127	#BEBD7F	Beige verdoso
RAL 1001	194-176-120	#C2B078	Beige
RAL 1002	198-166-100	#C6A664	Amarillo arena
RAL 1003	229-190-001	#E5BE01	Amarillo señales
RAL 1004	205-164-052	#CDA434	Amarillo oro
RAL 1005	169-131-007	#A98307	Amarillo miel
RAL 1006	228-160-016	#E4A010	Amarillo maíz
RAL 1007	220-156-000	#DC9D00	Amarillo narciso
RAL 1011	138-102-066	#8A6642	Beige pardo
RAL 1012	199-180-070	#C7B446	Amarillo limón
RAL 1013	234-230-202	#EAE6CA	Blanco perla
RAL 1014	225-204-079	#E1CC4F	Marfil
RAL 1015	230-214-144	#E6D690	Marfil claro

RAL 2000	237-118-014	#ED760E	Amarillo naranja
RAL 2001	201-060-032	#C93C20	Rojo anaranjado
RAL 2002	203-040-033	#CB2821	Naranja sanguineo
RAL 2003	255-117-020	#FF7514	Naranja pálido
RAL 2004	244-070-017	#F44611	Naranja puro
RAL 2005	255-035-001	#FF2301	Naranja brillante
RAL 2007	255-164-032	#FFA420	Naranja claro brillante
RAL 2008	247-094-037	#F75E25	Rojo claro anaranjado
RAL 2009	245-064-033	#F54021	Naranja tráfico
RAL 2010	216-075-032	#D84B20	Naranja señales
RAL 2011	236-124-038	#EC7C26	Naranja intenso
RAL 2012	235-106-014	#E55137	Naranja salmón
RAL 2013	195-088-049	#C35831	Naranja perlado
RAL 3000	175-043-030	#AF2B1E	Rojo vivo
RAL 3001	165-032-025	#A52019	Rojo señales
RAL 3002	162-035-029	#A2231D	Rojo carmin
RAL 3003	155-017-030	#9B111E	Rojo rubí
RAL 3004	117-021-030	#75151E	Rojo purpura
RAL 3005	094-033-041	#5E2129	Rojo vino
RAL 3007	065-034-039	#412227	Rojo negruzco
RAL 3009	100-036-036	#642424	Rojo óxido
RAL 3011	120-031-025	#781F19	Rojo pardo
RAL 3012	193-135-107	#C1876B	Rojo beige
RAL 3013	161-035-018	#A12312	Rojo tomate
RAL 3014	211-110-112	#D36E70	Rojo viejo
RAL 8012	089-035-033	#592321	Pardo rojo
RAL 8014	056-044-030	#382C1E	Sepia
RAL 8015	099-058-052	#633A34	Castaño
RAL 8016	076-047-039	#4C2F27	Caoba
RAL 8017	069-050-046	#45322E	Chocolate
RAL 8019	064-058-058	#403A3A	Pardo grisáceo
RAL 8022	033-033-033	#212121	Pardo negruzco
RAL 8023	166-094-046	#A65E2E	Pardo anaranjado
RAL 8024	121-085-061	#79553D	Pardo beige
RAL 8025	117-092-072	#755C48	Pardo pálido
RAL 8028	078-059-049	#4E3B31	Marrón tierra
RAL 8029	118-060-040	#763C28	Cobre perlado
RAL 9001	250-244-227	#FDF4E3	Blanco crema
RAL 9002	231-235-218	#E7EBDA	Blanco grisáceo
RAL 9003	244-244-244	#F4F4F4	Blanco señales
RAL 9004	040-040-040	#282828	Negro señales
RAL 9005	010-010-010	#0A0A0A	Negro intenso
RAL 9006	165-165-165	#A5A5A5	Aluminio blanco
RAL 9007	143-143-143	#8F8F8F	Aluminio gris
RAL 9010	255-255-255	#FFFFFF	Blanco puro
RAL 9011	028-028-028	#1C1C1C	Negro grafito
RAL 9016	246-246-246	#F6F6F6	Blanco tráfico
RAL 9017	030-030-030	#1E1E1E	Negro tráfico
RAL 9018	215-215-215	#D7D7D7	Blanco papiro
RAL 9022	156-156-156	#9C9C9C	Gris claro perlado
RAL 9023	130-130-130	#828282	Gris oscuro perlado

ANEXO AX09 REPSOL YPF



HIDRAULICO BP



: DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

Aceites elaborados a partir de bases altamente refinadas y aditivos antioxidantes, antiherrumbre y antidesgaste.

Los grados ISO 150, ISO 220 e ISO 320 están formulados con aditivos libres de cinc.

: APLICACION

Recomendado para todo tipo de sistemas hidráulicos, especialmente aquellos cuyo diseño incluye bombas a paletas, en donde se requiere un aceite con alta capacidad antidesgaste.

: ATRIBUTOS

- Excelente demulsibilidad.
- Propiedad anticorrosiva.
- Muy buen control contra la herrumbre.
- Controla eficazmente la espuma.
- Efectiva protección contra el desgaste.
- Bajo punto de escurrimiento, especialmente en los grados ISO 32, ISO 46 e ISO 68.
- Excelente desempeño en el ensayo de oxidación ASTM D-943.

: NIVELES Y ESPECIFICACIONES

Estos aceites cumplen con las especificaciones de los principales fabricantes de bombas y equipos hidráulicos:

VICKERS M-2950-S / Bomba 35 VQ 25A, desde el grado ISO 22 al ISO 100 inclusive.

DENISON HF-0 y HF-2, desde el grado ISO 22 al grado ISO 100 inclusive.

CINCINNATI MACHINE P-68, P-70 y P-69 para los grados ISO 32, ISO 46 e ISO 68 respectivamente.

AGMA 9005-D94 tipo R&O para engranajes cerrados, desde el grado ISO 32 al ISO 320 inclusive.

: ENSAYOS	: UNIDAD	: METODO ASTM	: PRODUCTOS									
			22	32	37	46	68	100	150	220	320	
Grado ISO	----	----	22	32	(*)	46	68	100	150	220	320	
Viscosidad a 40 °C	cSt	D-445	22,0	31,5	37,5	44,0	66,0	102	148	218	321	
Índice de Viscosidad	----	D-2270	95	95	95	95	95	95	95	95	95	
Punto de Inflamación	°C	D-92	180	205	210	210	215	220	230	240	250	
Punto de Escurrimiento	°C	D-97	-15	-27	-12	-24	-24	-9	-9	-9	-9	
Corrosión s/Cu (3h a 100 °C)	----	D-130	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	
Herrumbre	----	D-665-B	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	
Número de Acido	mg KOH/g	D-974	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	
EnsayoFZG	Etapas	(1)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
Emulsión a 54,4 °C	min	D-1401	30	30	30	30	30	---	---	---	---	
Emulsión a 82,2 °C	min	D-1401	---	---	---	---	---	30	30	30	30	

→ Los datos precedentes de Análisis Típicos no conforman una especificación, los mismos son representativos de valores estadísticos de producción. (*) No corresponde a grados definido por el sistema ISO. Es de color rojo.

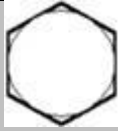



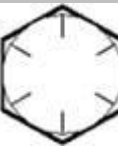

(1) DIN 51354

: ENVASES

La línea Hidráulico BP se comercializa en envases de 20 y 205 litros. Además, el BP 68 en 1.000 litros, el BP 37 a granel y el BP 320 solo en tambores y a granel.

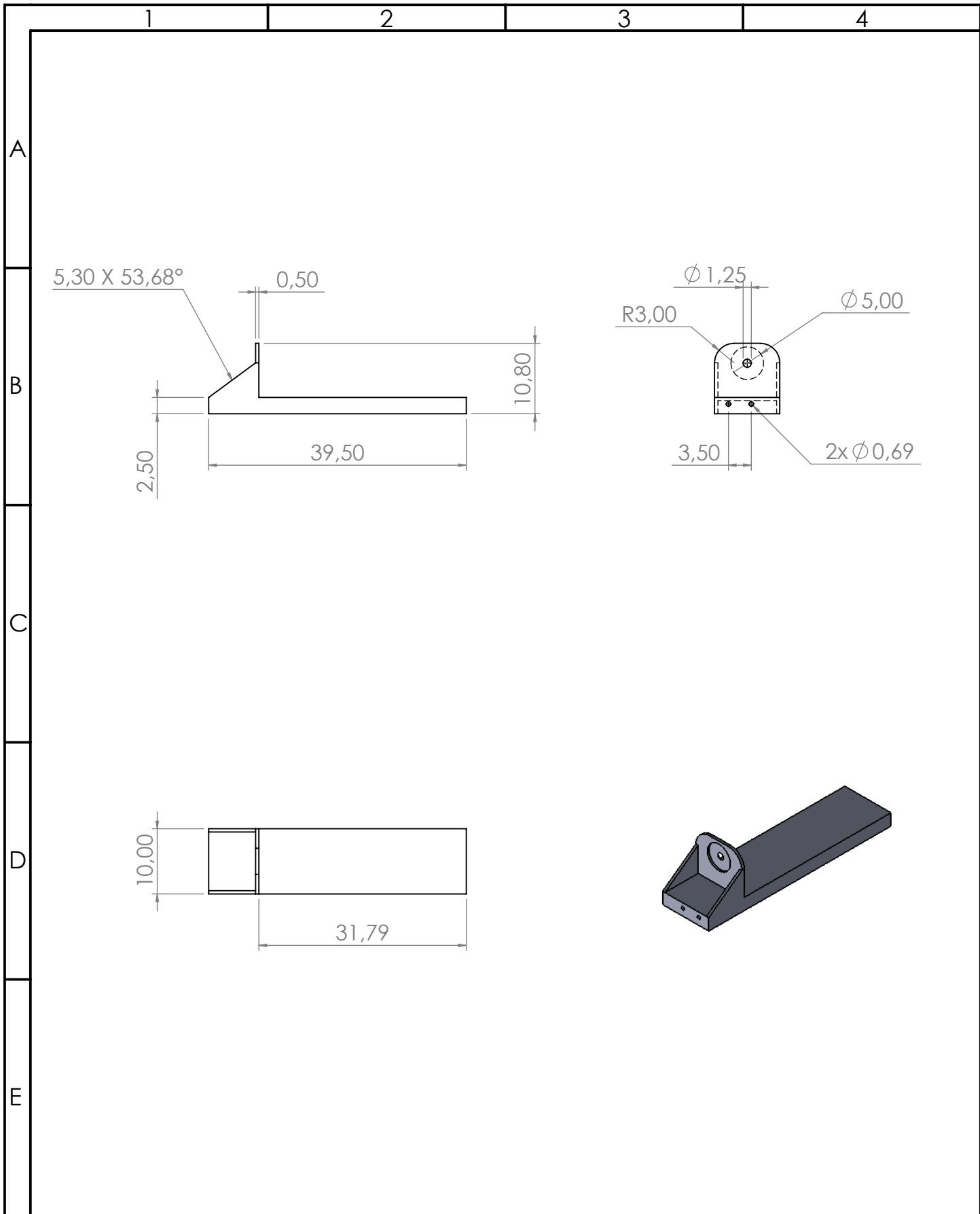
ANEXO AX10 ACEROS DEL PERÚ

GRADOS DE PERNOS

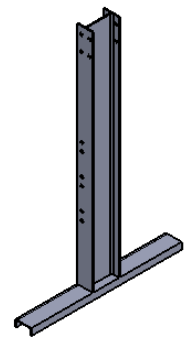
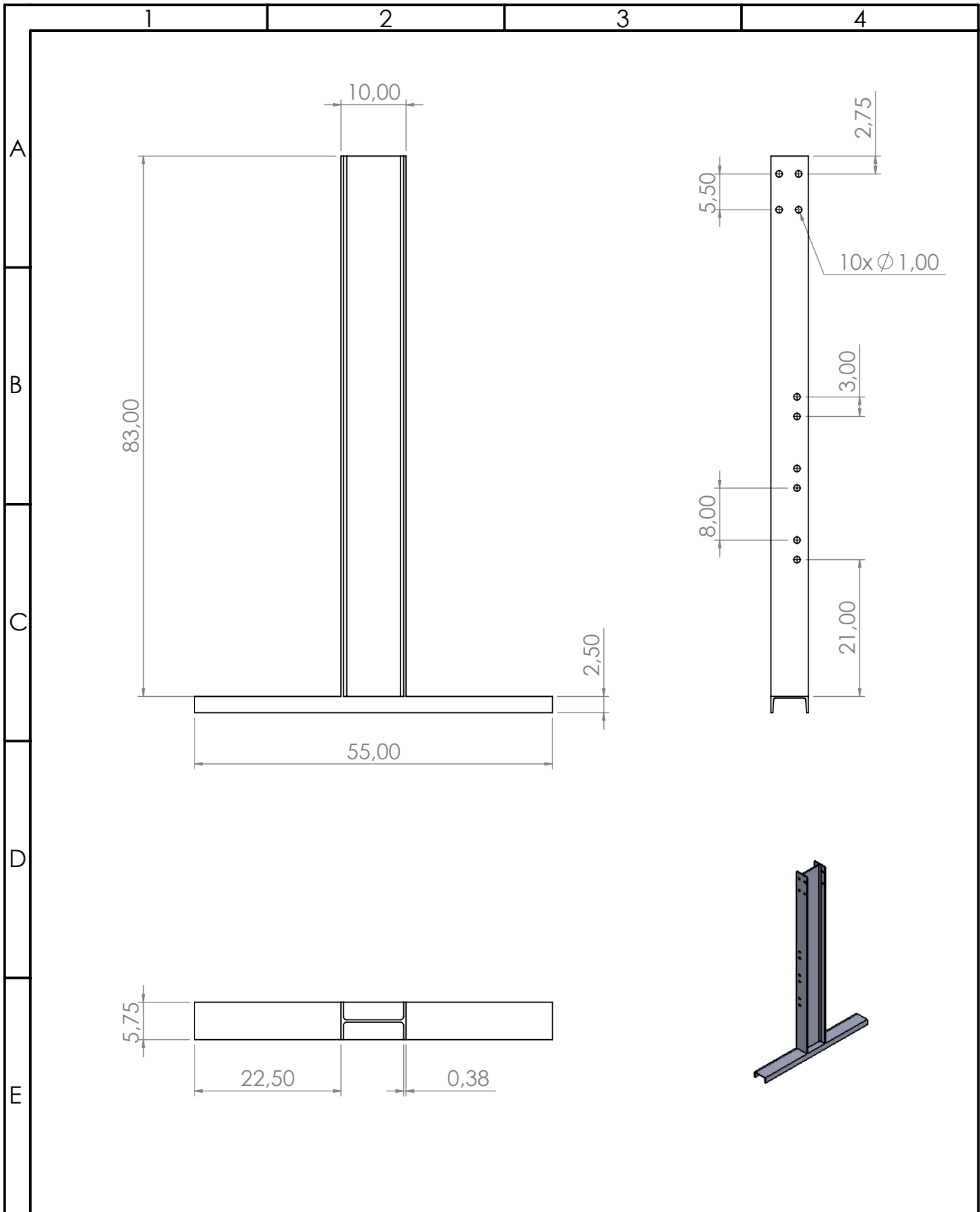
Número de grado SAE	Marcado de la cabeza	Rango del diámetro (pulgadas)	Carga de prueba (kpsi)	Esfuerzo de ruptura (kpsi)	Acero Recomendado
1 y 2		$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$ $\frac{1}{4} - \frac{3}{4}$ $\frac{7}{8} - 1\frac{1}{2}$	55 - 33	74 - 60	CK 45, XC 18
5		$\frac{1}{4} - 1$ $1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}$	85 - 74	120 - 105	CK 45 c/Tratamiento Térmico
5.2		$\frac{1}{4} - 1$	85	120	CK 45 c/Tratamiento Térmico 42 CrMoS4H s/Tratamiento Térmico (*) 34 CrNiMo6 s/Tratamiento Térmico (*)
7		$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	105	133	42 CrMoS4H c/Tratamiento Térmico 34 CrNiMo6 c/Tratamiento Térmico
8		$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	120	150	42 CrMoS4H c/Tratamiento Térmico 34 CrNiMo6 c/Tratamiento Térmico
8.2		$\frac{1}{4} - 1$	120	150	42 CrMoS4H c/Tratamiento Térmico 34 CrNiMo6 c/Tratamiento Térmico

ANEXOS B

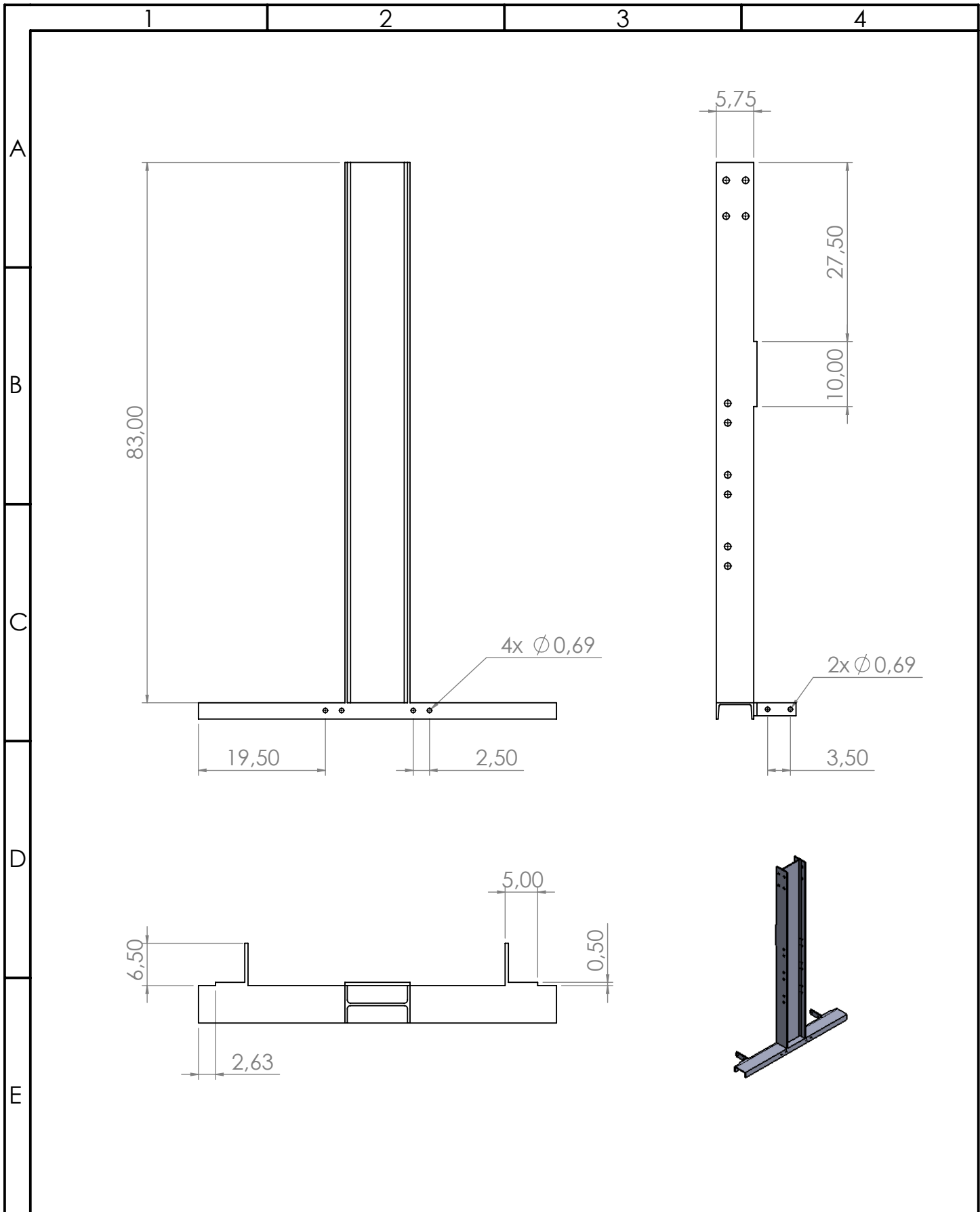
PLANOS



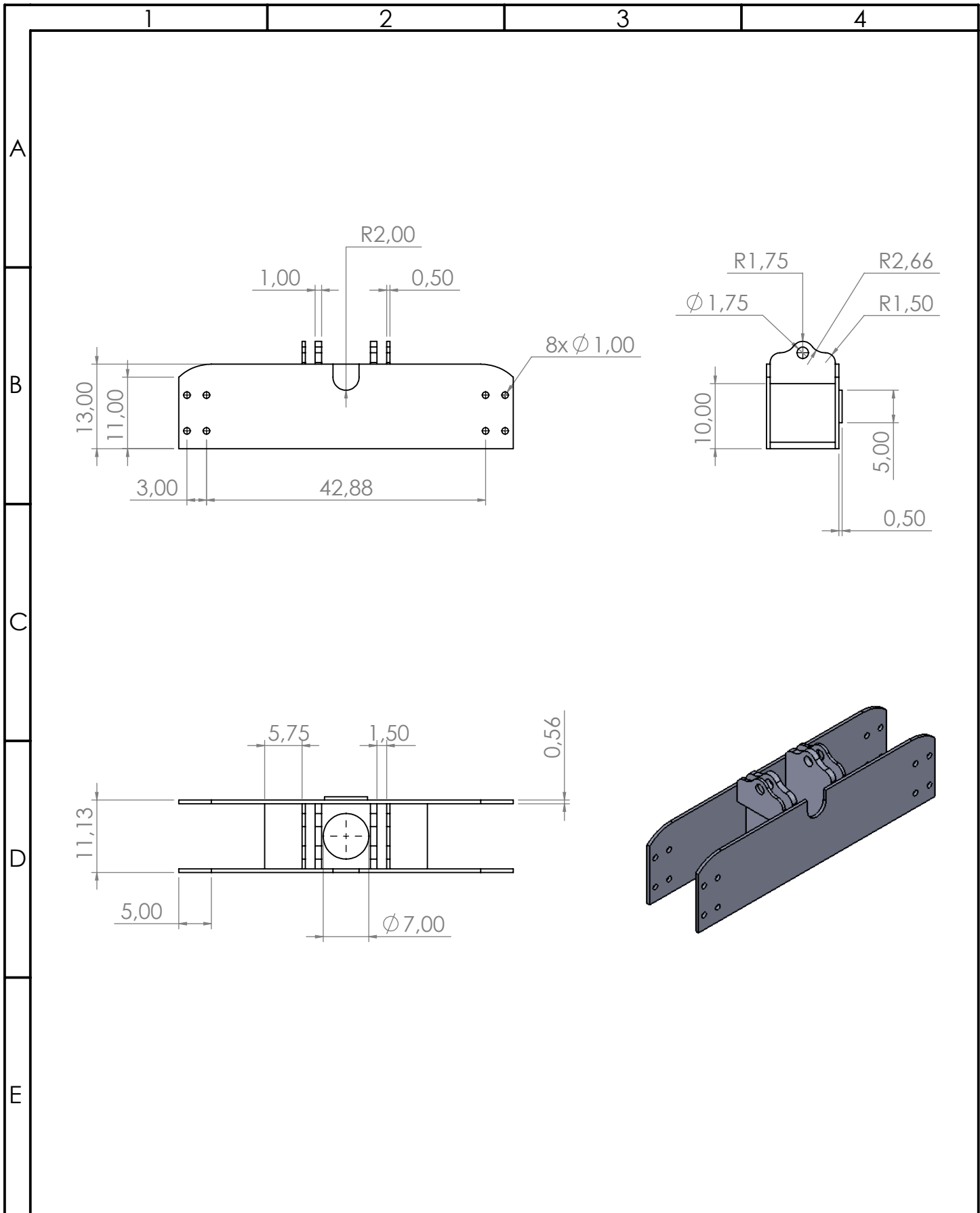
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
						Denominación:		VIDRIO PUERTA	
				Dib.	09/04/14	Nombre			Escala
				Rev.	09/04/14				1:20
				Apro.	09/04/14				
				ESPE			PRENSA HIDRAULICA		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				Nº1		



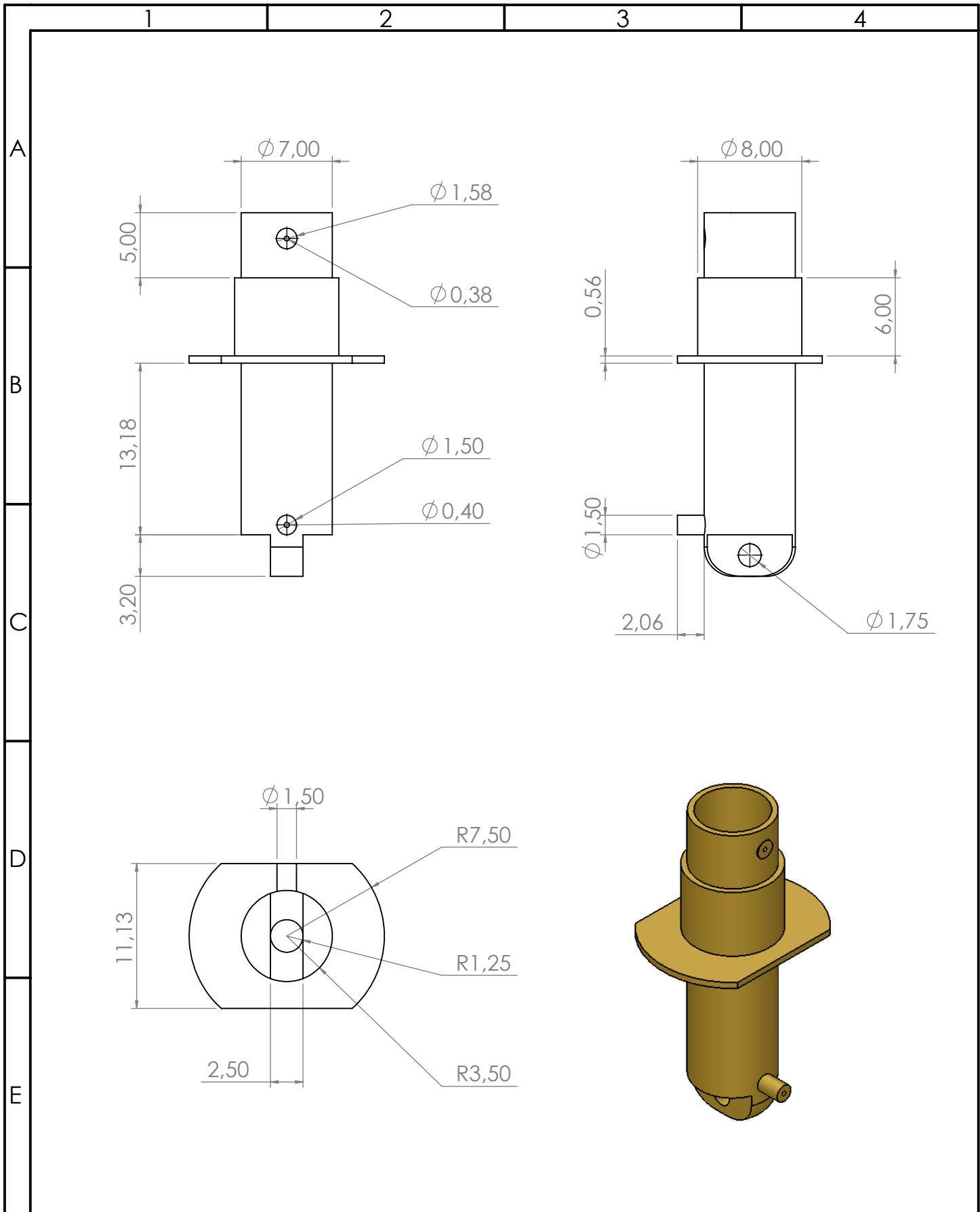
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
				Fecha	Nombre	Denominación:			Escala
				Dib.	09/04/14	W.CEPEDA			1:20
				Rev.	09/04/14				
				Apro.	09/04/14				
				ESPE		PRENSA HIDRAULICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Nº2			



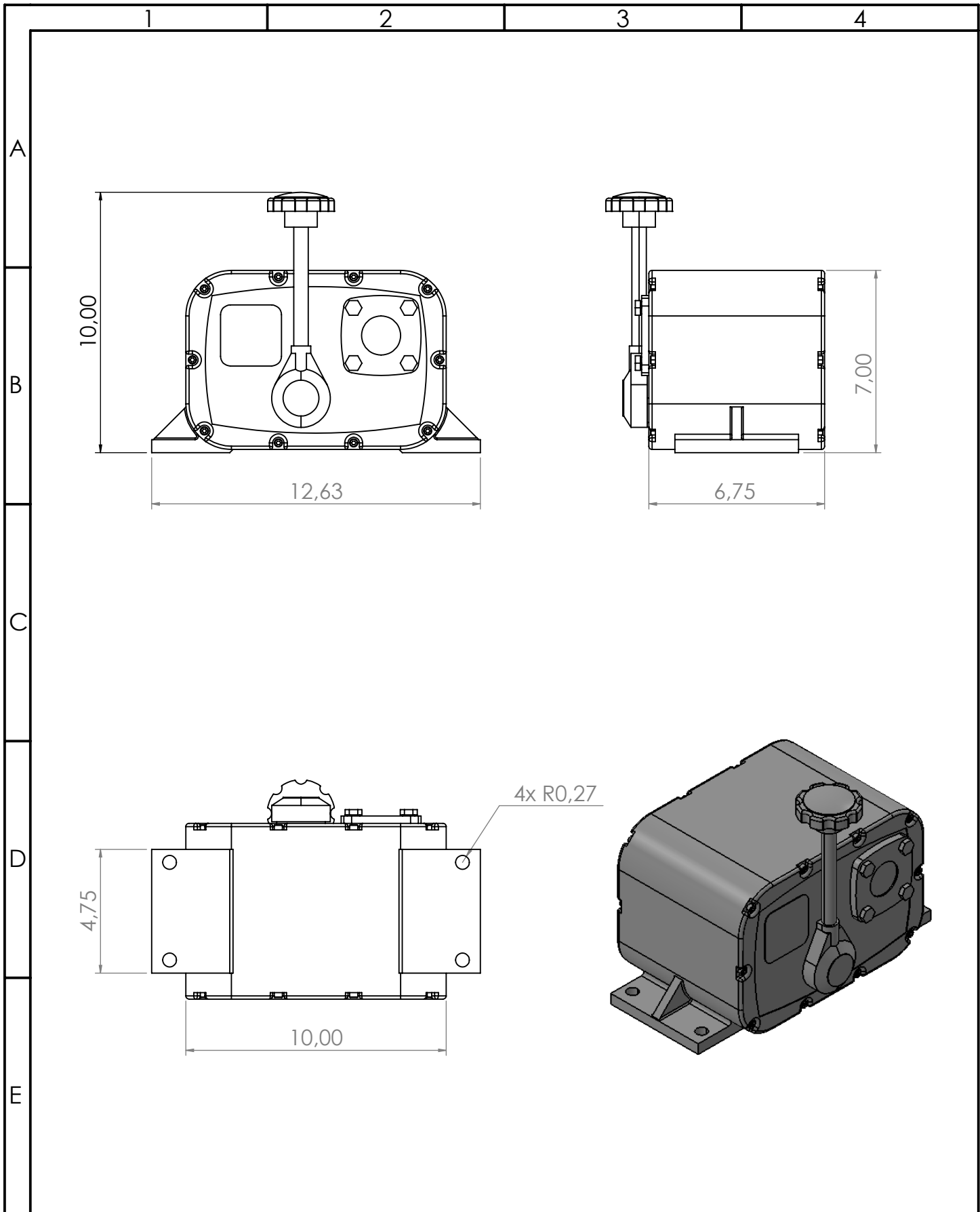
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO		
				Fecha	Nombre	Denominación:			Escala	
				Dib.	09/04/14					W.CEPEDA
				Rev.	09/04/14					
				Apro.	09/04/14		PRENSA HIDRAULICA			
				<div style="text-align: center; font-size: 2em; font-weight: bold; color: green;">ESPE</div>						Nº3
Edición	Modificación	Fecha	Nombre							



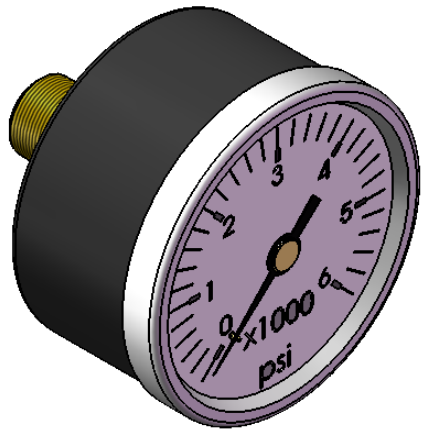
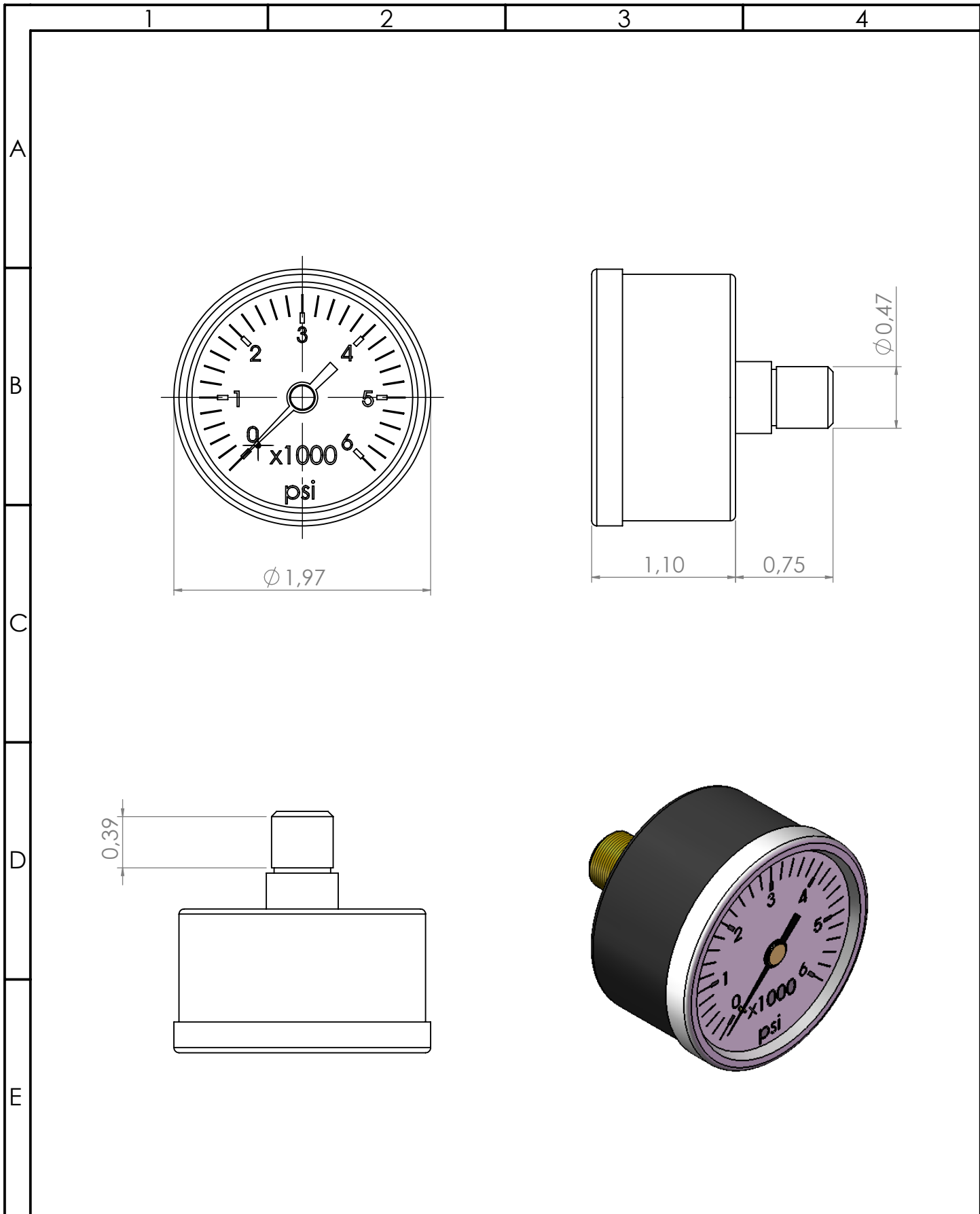
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
						Denominación:		Escala	
				Dib.	09/04/14	Nombre		1:20	
				Rev.	09/04/14				
				Apro.	09/04/14				
				ESPE			PRENSA HIDRAULICA		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				Nº4		



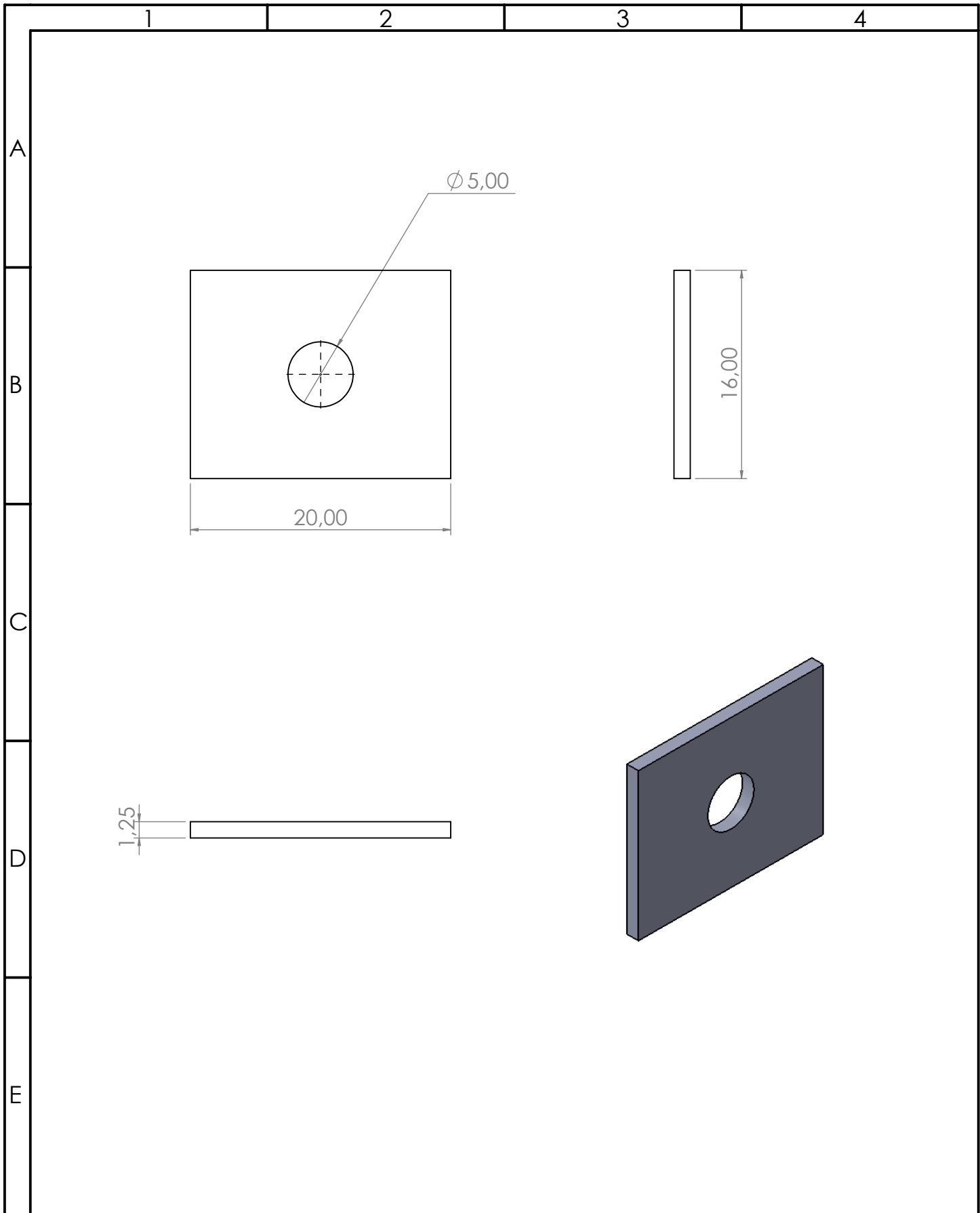
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
						Denominación:		Escala	
				Dib.	09/04/14	Nombre		1:10	
				Rev.	09/04/14				
				Apro.	09/04/14				
				ESPE		PRENSA HIDRAULICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			N°5			



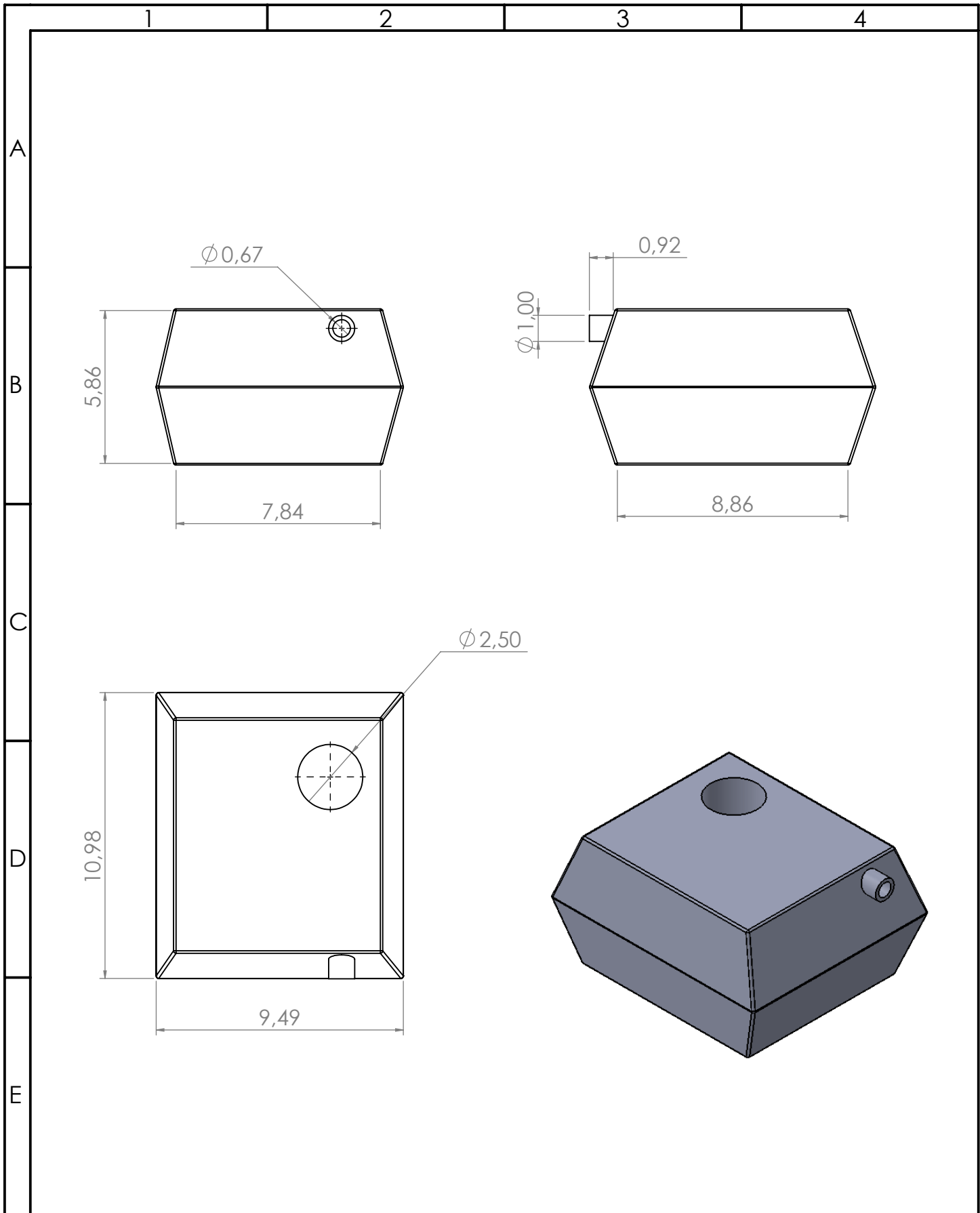
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
						Denominación:		CAJA REDUCTORA	
				Dib.	09/04/14	Nombre	W.CEPEDA		Escala
				Rev.	09/04/14				1:5
				Apro.	09/04/14				
				ESPE			PRENSA HIDRAULICA		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				N°6		



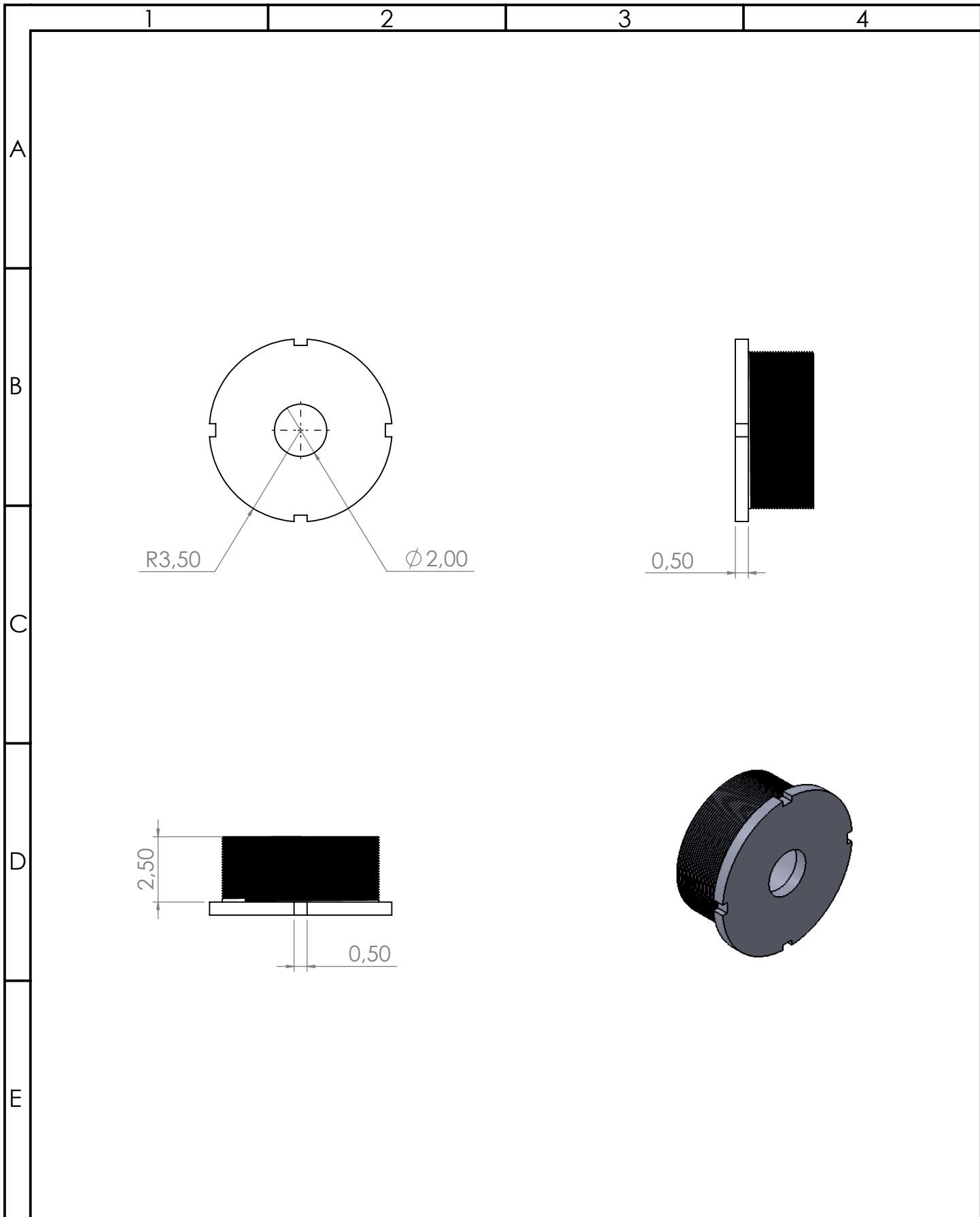
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
				Fecha	Nombre	Denominación:			Escala
				Dib.	09/04/14	W.CEPEDA			1:1
				Rev.	09/04/14				
				Apro.	09/04/14				
				ESPE		PRENSA HIDRAULICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Nº7			



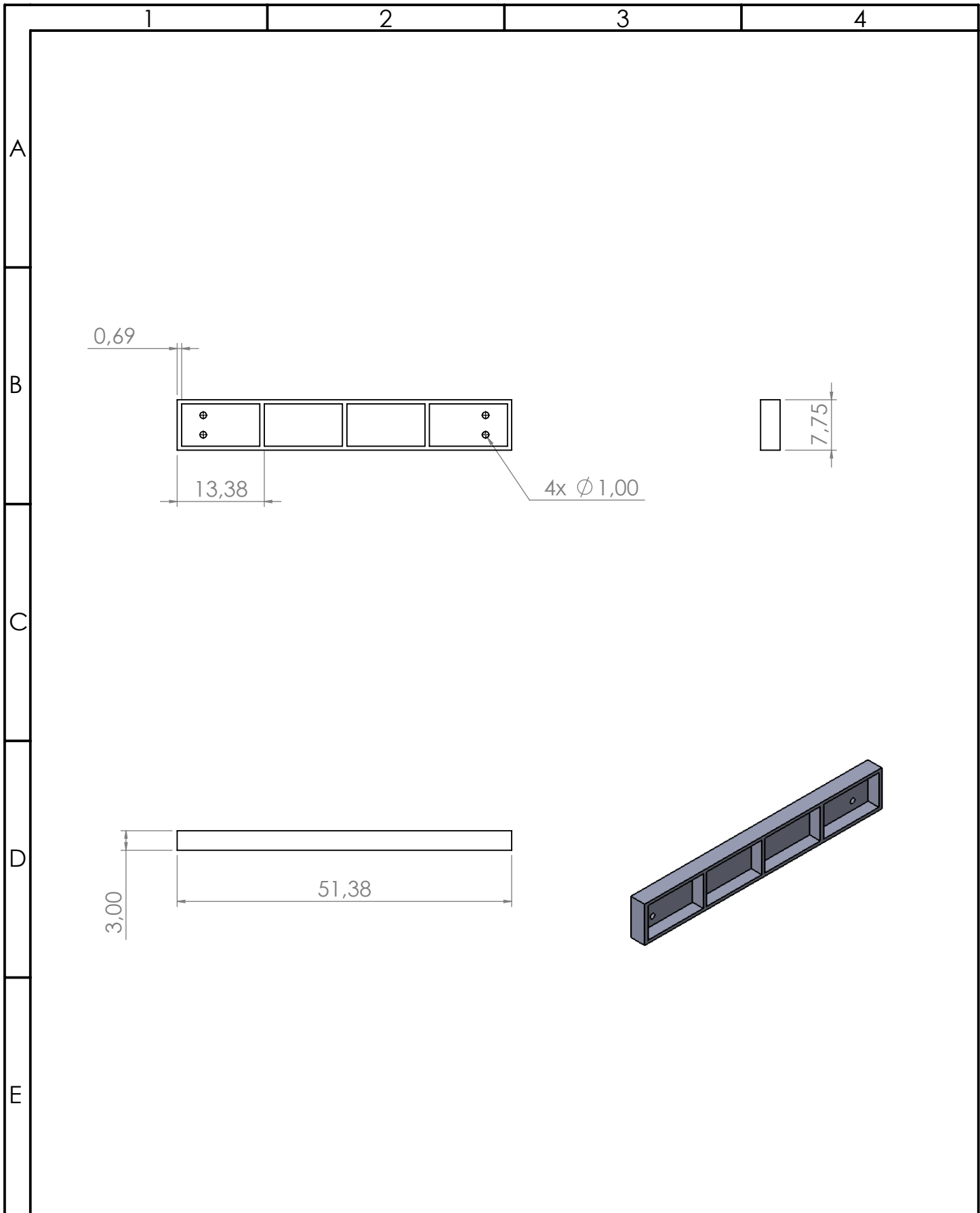
				Tolerancia:	Peso:	Materiales: ACERO		
				Fecha	Nombre	Denominación:		
				Dib.	09/04/14	W.CEPEDA	Escala	
				Rev.	09/04/14		1:10	
				Apro.	09/04/14			
				ESPE		PRENSA HIDRAULICA		
						Nº8		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



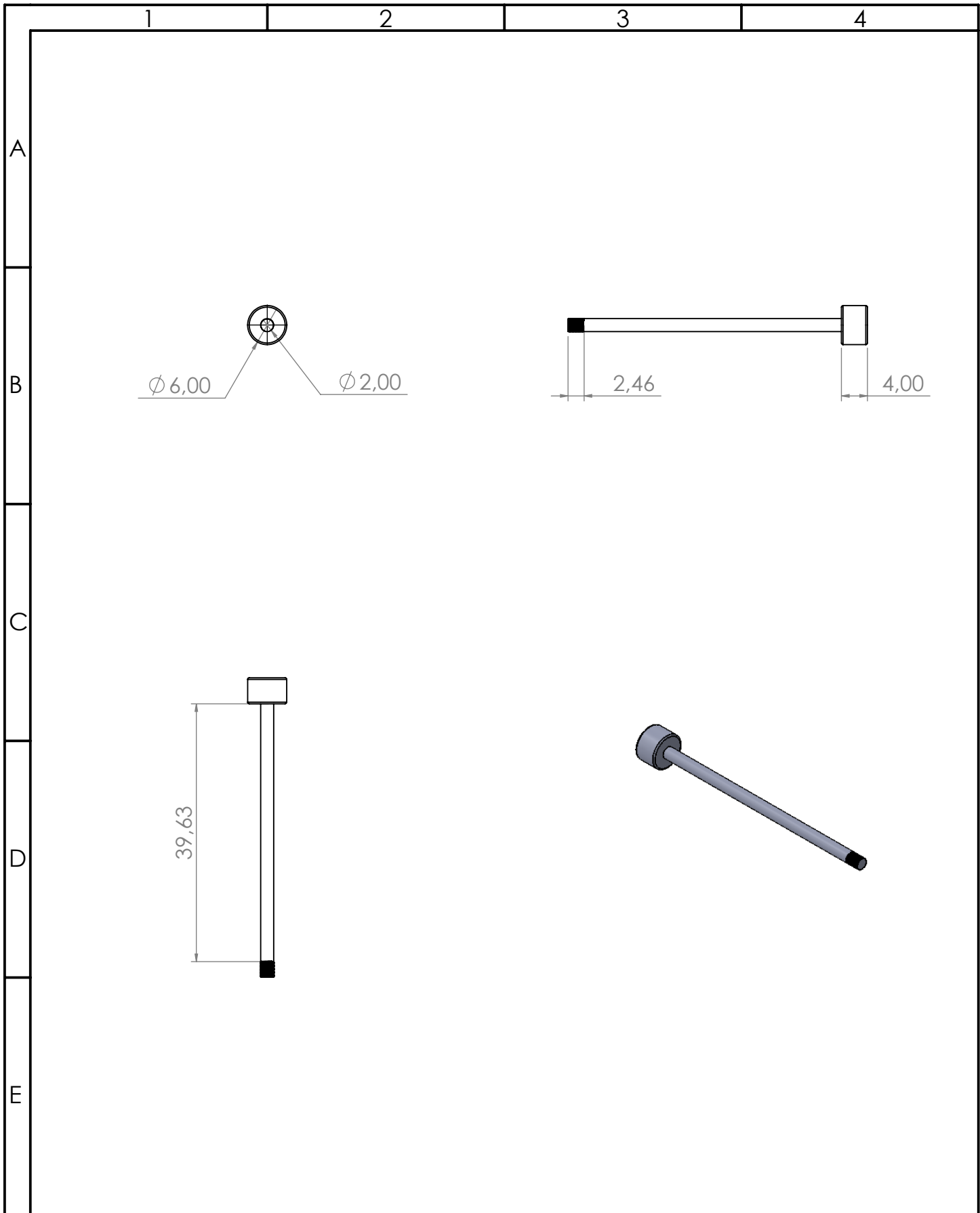
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
						Denominación:		TANQUE	
				Dib.	09/04/14	Nombre	W.CEPEDA		Escala
				Rev.	09/04/14				1:5
				Apro.	09/04/14				
				ESPE			PRENSA HIDRAULICA		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				Nº9		



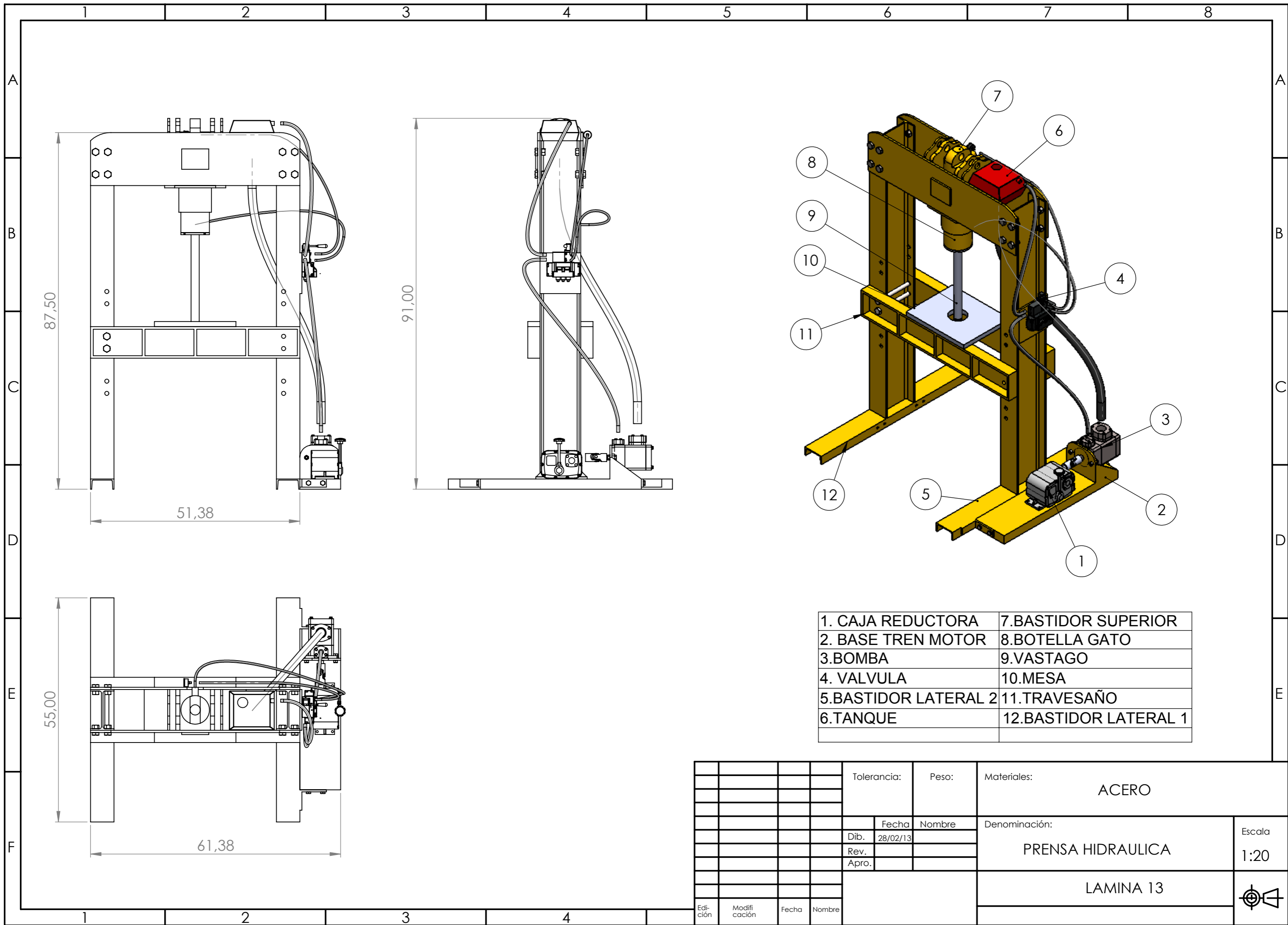
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:		ACERO	
						Denominación:		Escala	
				Dib.	09/04/14	Nombre		1:5	
				Rev.	09/04/14				
				Apro.	09/04/14				
				ESPE		PRENSA HIDRAULICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Nº10			



				Tolerancia:	Peso:	Materiales: ACERO	
						Denominación: TRAVESAÑO	Escala 1:20
				Fecha	Nombre		
				Dib. 09/04/14	W.CEPEDA		
				Rev. 09/04/14			
				Apro. 09/04/14			
				ESPE		PRENSA HIDRAULICA	
						N°11	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



				Tolerancia:	Peso:	Materiales: ACERO	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dib.	09/04/14	VASTAGO	
				Rev.	09/04/14	Escala	
				Apro.	09/04/14	1:20	
				ESPE		PRENSA HIDRAULICA	
						N°12	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



ANEXOS C

ESPECIFICACIONES Y CATÁLOGOS DE LOS ELEMENTOS

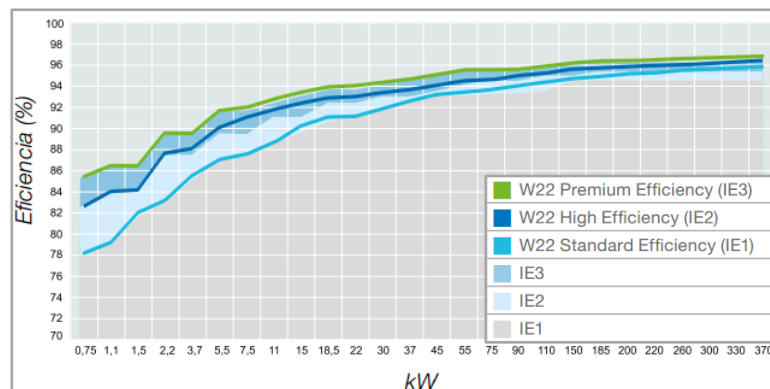
MECÁNICOS, HIDRÁULICOS Y ELÉCTRICOS.

ANEXO CX01WEG



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Artículo	Motor IEEE 841	Cojinetes	Bola
Aplicación de Motor	Motores IEEE	Material del Marco	Hierro Fundido
Tipo de Motor	3 Fase	Temp. Ambiente Máx.	40 Grados C
Gabinete	Enfriado por Ventilador Totalmente Cerrado	Rotación	CW/CCW
HP	10	Diámetro del Eje	1-3/8"
RPM de la Placa de Identificación	1760	Longitud del Eje	3-3/8"
Marco	215T	Longitud Menos el Eje	16-3/16"
Voltaje	460	Largo Total	19-9/16"
Hz	60	Tipo de Eje	Con Llave
Fase	3	Rango de RPM	1701-1800
Amperios a Carga Completa	12.4	Normas	UL, CSA, CE, NOM, NEMA clase 1, Div 2, Grupos B, C & D, NEMA MG-1 parte 31
Cantidad de Velocidades	1	Trabajo	Continuo
Montaje	Base Rígida	Grupo de Eficiencia	NEMA Premium(R)
Posición de Montaje	En Ángulo	Eficiencia Nominal	91.7%
Protección Térmica	Ninguno	Inversores que Marcan	Sí
Clase de Aislamiento	F	Garantía (Años)	5



ANEXO CX02 Moro Hidráulico



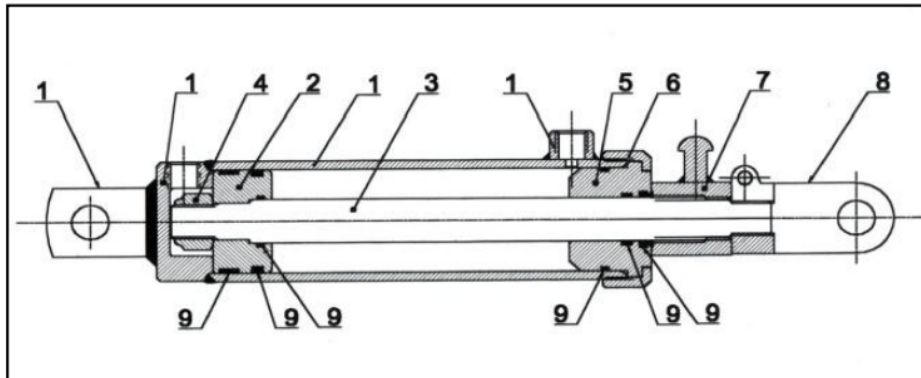
Moro Hidráulica *Cilindros Hidráulicos y componentes*

CILINDROS HIDRÁULICOS PARA PRENSAS

Código	Denominación	Diám Interior mm	Carrera mm	Diám Vástago mm	Aplicación
070111	Cilindro Hidráulico	76,20	800	44,45	Prensa 5 toneladas
070112	Cilindro Hidráulico	101,60	800	50,80	Prensa 10 toneladas
070113	Cilindro Hidráulico	127,00	800	63,50	Prensa 15 toneladas
070114	Cilindro Hidráulico	152,40	800	63,50	Prensa 25 toneladas
070115	Cilindro Hidráulico	203,20	800	76,20	Prensa 40 toneladas
070116	Cilindro Hidráulico	254,00	800	100,00	Prensa 60 toneladas

COMPONENTES CILINDRO HIDRÁULICO

Item	Denominación
1	Conjunto tubo de cilindro (tubo, tapa base, anclaje y cupla conexión)
2	Pistón
3	Vástago
4	Tuerca autofrenante
5	Guía vástago
6	Tuerca cierre superior
7	Registro de carrera
8	Anclaje superior
9	Kit de sellos




**CILINDROS HIDRÁULICOS PARA MÁQUINAS VIALES**

Código	Denominación	Diám Interior mm	Carrera mm	Diám Vástago mm	Aplicación
070088	Cilindro Hidráulico	63,50	400	32,00	Balde Pala Frontal
070089	Cilindro Hidráulico	63,50	700	38,10	Levante de Pala Frontal
070090	Cilindro Hidráulico	76,20	200	44,45	
070091	Cilindro Hidráulico	76,20	300	44,45	
070092	Cilindro Hidráulico	76,20	400	44,45	
070093	Cilindro Hidráulico	76,20	500	44,45	Balde Pala Frontal
070094	Cilindro Hidráulico	76,20	600	44,45	
070095	Cilindro Hidráulico con pivot	76,20	700	44,45	Cuchilla motoniveladora
070096	Cilindro Hidráulico	76,20	700	44,45	Levante de Pala Frontal
070097	Cilindro Hidráulico	76,20	800	44,45	
070098	Cilindro Hidráulico	76,20	1000	44,45	
070099	Cilindro Hidráulico	88,90	300	44,45	
070100	Cilindro Hidráulico	88,90	400	44,45	
070101	Cilindro Hidráulico	88,90	500	44,45	
070102	Cilindro Hidráulico	88,90	600	50,80	
070103	Cilindro Hidráulico	88,90	700	50,80	Levante de Pala Frontal
070104	Cilindro Hidráulico	88,90	800	50,80	
070105	Cilindro Hidráulico con pivot	101,60	300	50,80	Giro Retroexcavadora
070106	Cilindro Hidráulico	101,60	400	50,80	
070107	Cilindro Hidráulico con placa sop	101,60	500	63,50	Estabilizador
070108	Cilindro Hidráulico	101,60	600	50,80	
070109	Cilindro Hidráulico	101,60	800	50,80	
070110	Cilindro Hidráulico	101,60	1000	50,80	

Nota: La aplicación de estos cilindros es variada y ajustable a cada necesidad. Lo indicado en dicha columna es a título de ejemplo. Rogamos consultar por dimensiones que no figuren.

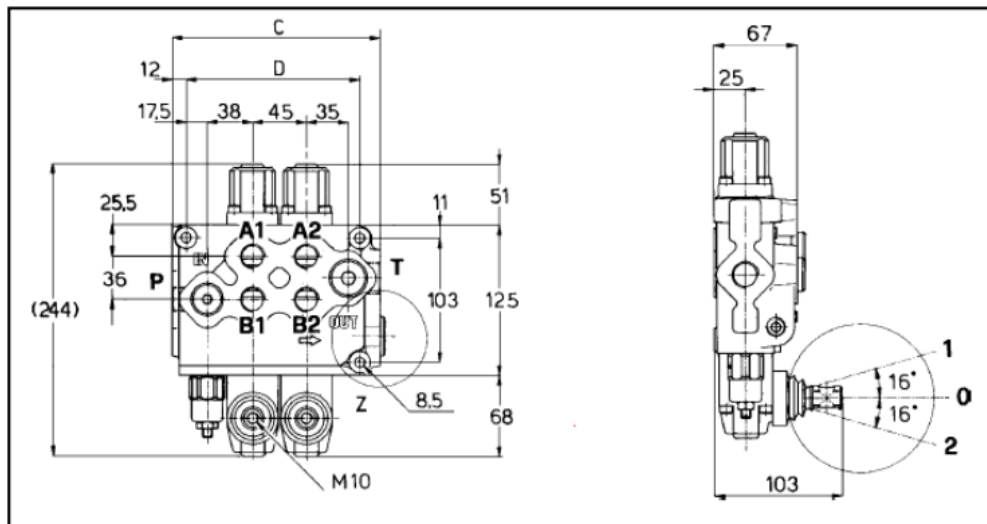


ANEXO CX03 COHIMAR

 www.cohimar.com	Distribuidores manuales <i>Hand operated control valves</i>
---	---

DISTRIBUIDORES DOBLE EFECTO DE 70 Lts/min

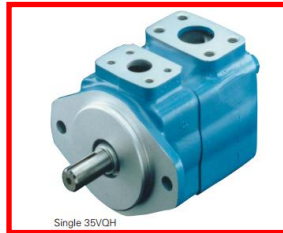
Código	Nº de Palancas	Pres máx bar	C mm	D mm	Rosca NPT
040006	1	250	129	100	1/2"
040007	2	250	174	145	1/2"
040008	3	250	219	190	1/2"



ANEXO CX04 EATON



3500 PSI Fixed Displacement Mobile Vane Pumps VQH Series (Supplement to Catalog 353)



Single 35VQH



Double 3525VQH



Thru-Drive 35VQHT*S



VQH Series fixed displacement single and double vane pumps employ a new rotor design that enhances pressure capability and efficiency over the 20th design VQ pumps. VQH cartridge kits are interchangeable with those of VQ series. In order to accommodate high pressure requirements, the VQH pump housing is upgraded to ductile iron. The VQH installation dimensions are exactly the same as VQ pumps.

Available Pump Frame sizes are:

Single and Thru-Drive pumps:
25, 35, and 45
Double Pumps:
2520, 3520, 3525, 4520,
4525 and 4535

For installation dimensions, please refer to VQ pump section in Cat. 353 "Vane Pump and Motor Design Guide for Mobile Equipment."

FRAME SIZES	DELIVERY USGPM @1200 RPM 100 PSI	DISPL. CM ³ /R (IN ³ /R)	MAX. R/MIN	MAX. CONTINUOUS BAR (PSI)	MAX. PEAK BAR (PSI)	TYPICAL DEL. L/MIN (USGPM) @ MAX. SPEED & PRESSURE	TYPICAL INPUT KW (HP) @ MAX. SPEED & PRESSURE	WEIGHT KG (LB)
25VQH	12	40,2 (2.45)	2700	241 (3500)	262 (3800)	89 (24)	45 (60)	14,5 (32)
	14	45,4 (2.77)	2700	241 (3500)	262 (3800)	104 (28)	51 (69)	
	17	55,2 (3.37)	2500	241 (3500)	262 (3800)	120 (32)	57 (77)	
	19	61,3 (3.74)	2500	241 (3500)	262 (3800)	140,1 (37)	66 (88)	
	21	67,5 (4.12)	2500	241 (3500)	262 (3800)	159 (42)	73 (98)	
35VQH	25	81,6 (4.98)	2500	228 (3300)	248 (3600)	189,3 (50)	82 (110)	22,7 (50)
	30	97,7 (5.96)	2500	228 (3300)	248 (3600)	227,1 (60)	98 (132)	
	35	112,8 (6.88)	2400	228 (3300)	248 (3600)	255,5 (68)	106 (142)	
	38	121,6 (7.42)	2400	228 (3300)	248 (3600)	272,5 (72)	116 (155)	
45VQH	42	138,7 (8.46)	2200	228 (3300)	248 (3600)	282 (75)	123 (165)	34,1 (75)
	47	151,9 (9.27)	2200	228 (3300)	248 (3600)	315 (83)	137 (184)	
	50	162,3 (9.90)	2200	228 (3300)	248 (3600)	335 (89)	143 (192)	
	57	190,2 (11.61)	2200	228 (3300)	248 (3600)	382,3 (101)	165 (221)	
	60	193,4 (11.80)	2200	207 (3000)	248 (3600)	397,5 (105)	158 (212)	

ANEXO CX05 COMERCIAL CASALLY&PAEZ

MANÓMETRO DE GLICERINA

Código	Rango Kg/cm ²	Diámetro mm	Rosca NPT
040025	0 - 160	60	1/4"
040026	0 - 250	60	1/4"



“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS, CON ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA DE TREN DE RODAJE; PARA LA EMPRESA PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO”

Ing. Miguel Carvajal¹ /Ing. Juan Rocha²/ Cristian Carrera³/ William Cepeda⁴

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n

Email: macarvajal@espe.edu.ec¹, jcrocha@espe.edu.ec², kristyanpunk@hotmail.com³, williameduardocepeda@hotmail.com⁴
Latacunga – Ecuador

RESUMEN:

Diseño, construcción e implementación del sistema electrohidráulico de 25 toneladas, en el cual existirá un trabajo adecuado en la extracción y colocación de pines de maquinaria pesada y equipo caminero, de tal manera que el cliente quede complacido con el trabajo realizado. Luego de terminar la construcción se procedió a las pruebas y evaluación de la máquina para determinar la eficiencia de la misma, regular los sistemas hidráulicos para obtener el mejor desempeño de la máquina.

ABSTRACT

Design, construction and implementation of the electro-hydraulic system of 25 tons , in which there will be an adequate job in the removal and placement of pins of heavy machinery and road equipment, so that the customer is pleased with the work done. After construction is completed we proceeded to the testing and evaluation of the machine to determine the efficiency of it, regulate hydraulic systems for the best performance of the machine.

I. INTRODUCCIÓN

En nuestro país no hay la facilidad para aplicaciones especiales en maquinaria pesada como es la extracción de pines de cadenas del tren de rodaje, la cual ha provocado la pérdida de dinero y tiempo en los propietarios de las mismas.

Al realizar el diseño y construcción de un sistema electrohidráulico con un accesorio innovador para este tipo de aplicaciones se dotará a la empresa una herramienta muy eficiente para poder reducir los tiempos de mantenimiento de maquinaria pesada; así como la reducción de esfuerzos y deformaciones en los pines.

II. DESARROLLO DEL PROYECTO

a. JUSTIFICACIÓN

Mejorar la calidad del servicio en mantenimiento de la empresa en la cual será implementada; será de gran utilidad ya que reducirá los tiempos y costos en el mantenimiento de maquinaria pesada así como la reutilización de componentes. El proyecto para remoción de pines se indica en la figura 1.

Figura1. Remoción de pines de maquinaria pesada



Fuente: Autores

b. DISEÑO DEL PROYECTO

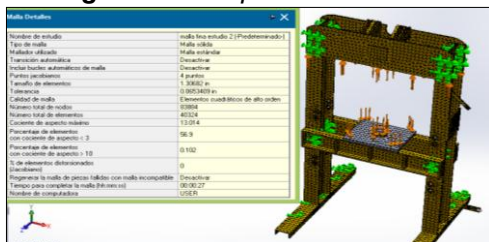
DISEÑO MECÁNICO

PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

Partiendo de los requerimientos de la empresa se han tomado en cuenta varios aspectos para la selección de materiales y el diseño de la prensa hidráulica.

- El peso de la estructura es de 1340.99 libras
- Tonelaje máximo = 25000 Kgf
- Peso de la estructura = 1340,99 lb
- Material = Acero ASTM A36
- Límite elástico de 250 MPa.
- Malla de alta calidad de elementos cuadráticos de alto orden de 40324 elementos, como se muestra en la figura2.

Figura2. Malla prensa hidráulica

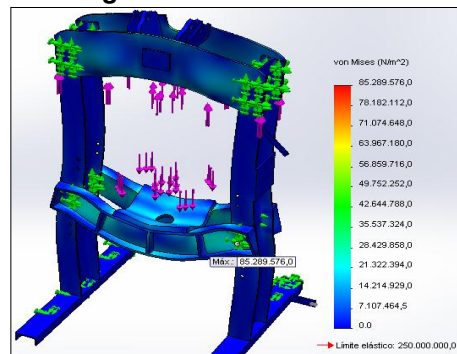


Fuente: Autores

- Esfuerzo máximo de 85.289 MPa.

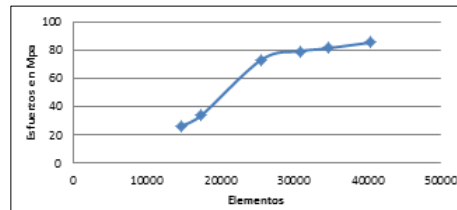
- Desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura es de 0,1551 mm.
- Factor de seguridad de 2,93. Como se indica a continuación en la figura3.
- En la figura 4 se evidencia la convergencia de la estructura, el análisis se torna más efectivo dependiendo del número de elementos analizados en el software de diseño.

Figura3. Prensa hidráulica



Fuente: Autores

Figura4. Diagrama de convergencia prensa hidráulica

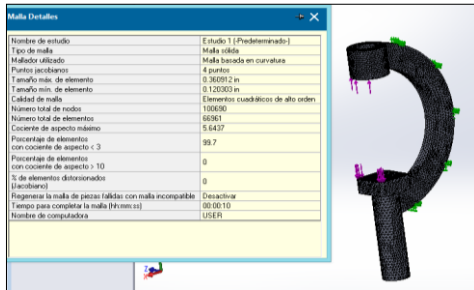


Fuente: Autores

PARÁMETROS DE DISEÑO DEL ACCESORIO

- Tonelaje máximo 5.500 Kgf
- Límite elástico de 250 MPa.
- Malla de alta calidad de elementos cuadráticos de alto orden basado en curvatura de 66961 elementos, como se muestra en la figura 5.

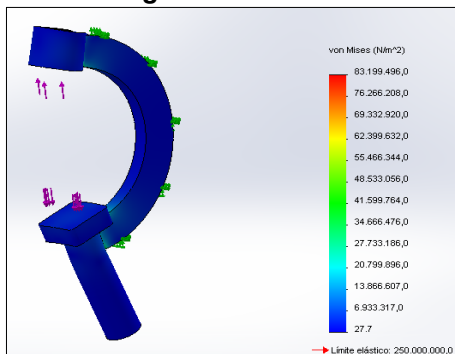
Figura5. Malla accesorio



Fuente: Autores

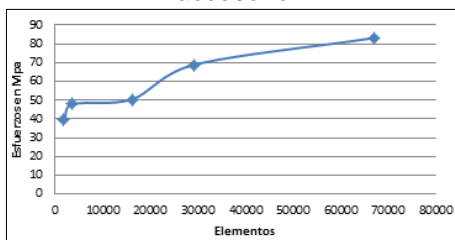
- Esfuerzo máximo de 83.119 MPa.
- Desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura es de 0,0471 mm
- Factor de seguridad de 3 Como se indica a continuación en la figura6.
- En la figura 7 se demuestra la convergencia del accesorio se va tornando efectiva.

Figura6. Accesorio



Fuente: Autores

Figura7. Diagrama de convergencia accesorio



Fuente: Autores

DISEÑO HIDRÁULICO

- Área del pistón del cilindro hidráulico 182,41cm²
- Potencia necesaria para generar 25 toneladas es de 1.949,34 psi.
- Volumen de llenado 2,88 gal
- Gasto volumétrico 6,91 GPM
- Potencia hidráulica requerida basada en la presión ejercida por el pistón 8,67 HP.
- Potencia sugerida de la bomba con una eficiencia del 85%; basada en la potencia hidráulica es de 9,23 HP ≈ 10 HP.

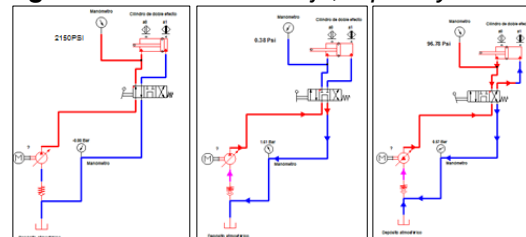
CÁLCULO DE LA TUBERÍA

- Para evitar la turbulencia en el flujo y pérdidas de presión $v= 4.5 \text{ m/s}$
- El caudal es de $4,35 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
- Diámetro interior de 1/2 in
- Numero de Reynolds $430,65 < 2000$ Flujo laminar.
- Factor de fricción 0,53

FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

- En la figura 8 se muestra los tiempos de funcionamiento de la prensa hidráulica para la remoción de pines de maquinaria pesada y equipo caminero.

Figura8. Carrera de trabajo, reposo y retorno



Fuente: Autores

c. CONSTRUCCIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA Y ACCESORIO

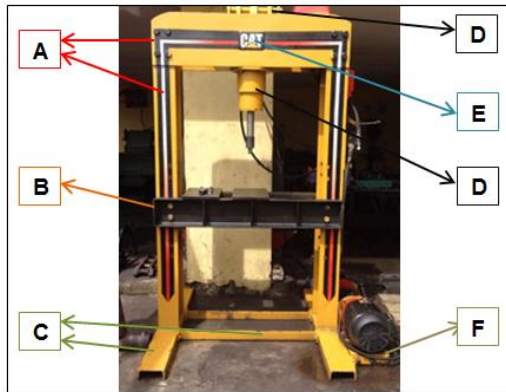
Para la construcción se utilizó acero ASTM A36, perfil en IPN 250 MM X 170 y acero micro aleado de chasis como se indica en la tabla 1, el cual soportara todos los elementos de la prensa hidráulica de 25 toneladas; mientras que el accesorio se utilizará planchas de acero ASTM A36 de diferentes medidas; los cuales se encuentran especificados en los planos realizados en Solidworks.

Tabla1. Diagrama de procesos

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO				RESUMEN		
ACTIVIDAD: CONSTRUCCIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA Y ACCESORIO:	ACTIVIDAD	ACTUAL	PRESPUESTO	TARIFARIO		
FECHA: 03 Julio 2014	Operación	0	9 h			
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN - CEPEDA VILLJAN	Transporte	0	0			
ANALISTA: CARRERA CRISTIAN - CEPEDA VILLJAN	Inspección	0	0			
METODO: Actual	retraso	0	0			
TIPO: Trabajo	Almacenaje	0	0			
MATERIAL: Perfil PE ASTM A360-55 y acero estructural ASTM A36	TIEMPO	0	257 h			
COMENTARIO: Construcción de la prensa hidráulica de 25 toneladas y el accesorio de 5.5 toneladas.	DISTANCIA	0	255m			
	COSTOS	0	\$ 452.00			
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SIMBOLO	TIEMPO (HORA)	DISTANCIA (m)	METODO RECOMENDADO		
TRAVESAÑOS Y PARTE SUPERIOR		9	16			
MESA SOPORTE		29	50			
SOPORTE INFERIOR		14	13			
SOPORTE DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO		33	48			
ACCESORIOS Y ELEMENTOS ADICIONALES		31	34			
SOPORTES PARA ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS		37	35			
LIMPIEZA Y PINTADO		37	29			
ARMADO		37	38			

Fuente: Autores

Figura9. Prensa hidráulica terminada



Fuente: Autores

- A. Travesaños y parte superior
- B. Mesa soporte
- C. Soporte inferior
- D. Soporte del cilindro de doble efecto
- E. Accesorios y elementos adicionales
- F. Soportes para elementos hidráulicos, mecánicos y eléctricos

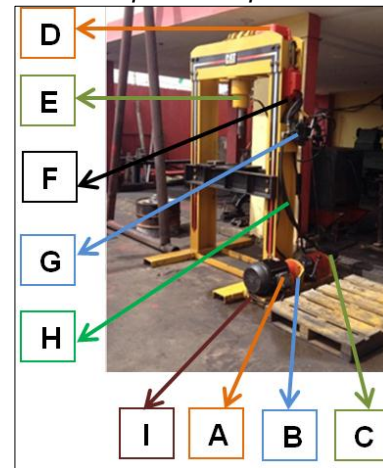
Figura10. Accesorio



Fuente: Autores

Los componentes hidráulicos, eléctricos y mecánicos se detallan a continuación en la figura 11.

Figura11. Componentes prensa hidráulica



Fuente: Autores

- A. Motor eléctrico
- B. Caja reductora
- C. Bomba hidráulica
- D. Tanque hidráulico
- E. Cilindro de doble efecto 25 toneladas
- F. Cajetín de seguridad
- G. Mando hidráulico
- H. Mangueras
- I. Cables eléctricos protegidos por manguera corrugada

d. PRUEBAS DEL PROYECTO.

Se ejecutaron pruebas para afirmar que el sistema eléctrico, mecánico e hidráulico trabaje eficientemente. Las pruebas más significativas fueron las siguientes:

- Comprobación del amperaje que va a soportar el cajetín de seguridad cuando esté trabajando a máximo el motor eléctrico de 10HP; el cual será de 60A.
- Presión que utilizará el sistema electrohidráulico para los diferentes trabajos oscilará de 200 a 1945 PSI; la cual será verificada mediante el manómetro.
- Desplazamiento correcto del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas y del accesorio de 5,5 toneladas.

Luego de superar todas las verificaciones anteriores y de haberse montado el mecanismo en el sistema electrohidráulico, se confirmó el funcionamiento de todo el sistema en conjunto.

MEDICIÓN TIEMPO DE SALIDA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE 25 TONELADAS EN FUNCIÓN DE LA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA

La prueba que consiste en colocar distintas cadenas, realizar la remoción de pines de cadena y observar las variaciones de tiempo que se tarda en salir el pin de cadena debido

a la carga sometida como se muestran en la tabla2.

Tabla2. Tiempo de salida

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de salida del vástago(seg)
1	6	28,274	7.87	1620	20,82	4
2	6	28,274	7.87	1660	21,33	4,5
3	6	28,274	7.87	1710	21,98	5
4	6	28,274	19.69	1740	22,36	6,5
5	6	28,274	19.69	1790	23,01	7
6	6	28,274	19.69	1825	23,45	7,5
7	6	28,274	31.50	1850	23,78	9
8	6	28,274	31.50	1910	24,55	9,5
9	6	28,274	31.50	1940	24,93	10

Fuente: Autores

MEDICIÓN DEL TIEMPO DE RETORNO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE 25 TONELADAS.

Se observa las variaciones de tiempo que se tarda en salir el pin de cadena debido a la carga sometida como se muestran en las tablas; procedemos a generar las mediciones cuando esta retorna a su punto original como se muestra en la tabla 3.

Tabla3. Tiempo de retorno

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de retorno del vástago(seg)
1	6	28,274	7.87	600	7,71	2
2	6	28,274	7.87	635	8,16	2,4
3	6	28,274	7.87	650	8,35	2,6
4	6	28,274	19.69	760	9,77	4
5	6	28,274	19.69	780	10,02	4,4
6	6	28,274	19.69	800	10,28	4,6
7	6	28,274	31.50	970	12,47	6
8	6	28,274	31.50	980	12,59	6,4
9	6	28,274	31.50	1000	12,85	6,6

Fuente: Autores

MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA Y RETORNO DEL VÁSTAGO DEL ACCESORIO DE 5,5 TONELADAS

Sé somete a prueba el accesorio para observar las variaciones de tiempo que se tarda en salir el vástago debido a la carga sometida como se demuestra en la tabla 4; y las mediciones cuando esta retorna a su punto original como se muestra en la tabla 5.

Tabla4. Tiempo de salida del accesorio

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de salida del vástago(seg)
1	2,5	4,9088	11,81	850	1,90	2,8
2	2,5	4,9088	11,81	1000	2,23	3,6
3	2,5	4,9088	11,81	1345	3,00	5,1

Fuente: Autores

Tabla5. Tiempo de retorno del accesorio

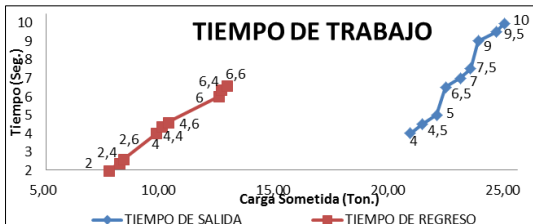
# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de retorno del vástago(seg)
1	2,5	4,9088	11,81	850	1,90	2
2	2,5	4,9088	11,81	1000	2,23	2,7
3	2,5	4,9088	11,81	1345	3,00	3,4

Fuente: Autores

ANALISIS DE RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Analizando las tablas de resultados de salida como de ingreso del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas va a variar 5 % en cada remoción en la misma altura; sin embargo al cambiar de altura se tendrá una variación del 15%. Mientras que el tiempo de retorno del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas con los diferentes cargas es menor que el de salida, va a variar 2% entre cada carga analizada; sin embargo de acuerdo a la distancia de las 3 alturas utilizadas será de un 14% como se puede apreciar en la figura 12.

Figura12. Tiempo de trabajo del cilindro de doble efecto

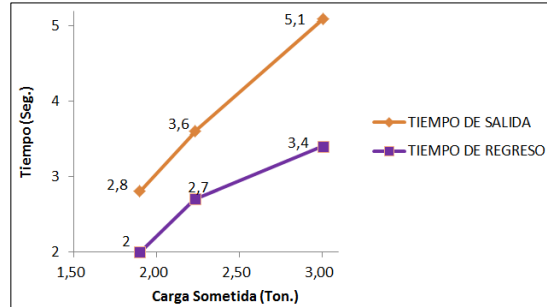


Fuente: Autores

El trabajo del accesorio de 5,5 toneladas con los diferentes cargas; el tiempo de salida del vástago va a variar 11,5% en la remoción de pines de menor tonelaje, mientras que su

retorno será de 7% como se ilustra en la figura 5.8.

Figura13. Tiempo de trabajo del accesorio



Fuente: Autores

CONCLUSIONES

- Se construyó un sistema electrohidráulico, con un accesorio para remoción de pines de cadena con el cual se obtuvo resultados satisfactorios cumpliendo con el objetivo de remover los pines de cadena de tren de rodaje con una presión hidráulica de 1950 psi se logró obtener una fuerza de empuje en el vástago de 25 toneladas, cumpliendo los objetivos.
- Este diseño tiene un factor de seguridad mínimo requerido de 3 lo que ayuda a manejar adecuadamente los esfuerzos producidos al momento de realizar la remoción de pines de maquinaria pesada.
- Se analizó el sistema en base a de elementos finitos tales como los esfuerzos máximos deformaciones unitarias y factor de seguridad para alargar la vida útil de los pines de maquinaria pesada.

- Se simuló mediante el programa de diseño Dessault Systems Solidworks por el método de análisis por elementos finitos (FEA) presentes en la mecánica computacional.
- Se verificó las presiones y caudales del sistema electrohidráulico y el funcionamiento mediante Automation Studio.
- La retroalimentación del proceso se realizó mediante la ejecución de pruebas con cargas de trabajo reales. Estas pruebas se efectuaron sin reportar novedad alguna.
- Para el diseño y construcción de este proyecto es necesario la investigación y estudio de materias como diseño de elementos, sistemas hidráulicos y lubricantes.
- Constatar que no exista fugas en el circuito hidráulico ya que si esto sucede la prensa no realizará su trabajo adecuadamente.

RECOMENDACIONES

- Asumir un control continuo del nivel de aceite en el depósito antes de poner en funcionamiento el sistema hidráulico.
- El acople de la bomba hidráulica - moto reductor y motor eléctrico debe ser óptimo para evitar fallas de bombeo y llegar a la presión indicada para la remoción de pines de cadena de maquinaria pesada y equipo caminero.
- Tomar en cuenta las conexiones eléctricas del sistema ya que al trabajar con un módulo trifásico se debe manejar correctamente el amperaje de los elementos.

BIBLIOGRAFÍA

- Creus Solé, A. (2011). Neumática e Hidráulica. México: Alfaomega
- Duarte A., N. R. (2011). Introducción a la mecánica de fluidos. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia
- Mott, R. L. (2006). Mecánica de fluidos. México: Pearson education.
- Mott, R. L. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson education.
- Wildi, T. (2007). Maquinas Eléctricas y Sistema de Potencia. México: Pearson Education.

NETGRAFÍA

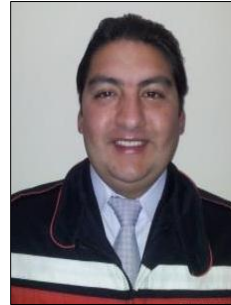
- Reidar B., Guía para la elección del tipo de acero en estructuras. (14 Agosto 2014)http://www.acesta.com.mx/boletin/5/Grados_Tipos_Aceros.pdf

BIOGRAFÍA:



Miguel Alberto Carvajal, nació en Ambato, Ecuador, Es Ingeniero Mecánico, dispone estudios de Magister en tecnología de la información y

multimedia educativa, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Escuela Politécnica del Ejército desde 2012.



Cristian Iván Carrera, nació en Latacunga, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.



Juan Carlos Rocha, nació en Quito, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Sistemas Automotrices,

Autotrónica, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Escuela Politécnica del Ejército desde 2008. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.



William Eduardo Cepeda, nació en Salcedo, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como técnico de

mantenimiento de maquinaria pesada.

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los Señores Carrera Espín Cristian Iván y Cepeda Paredes William Eduardo bajo mi supervisión.

Ing. MIGUEL CARVAJAL
DIRECTOR

Ing. JUAN ROCHA
CODIRECTOR

Ing. JUAN CASTRO
DIRECTOR DE LA CARRERA

Dr. FREDDY JARAMILLO CHECA
SECRETARIO ACADÉMICO