



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

Tema:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL
ACHATADO DE TUBOS REDONDOS DE DIÁMETRO 1 PULGADA DE 2 MM
DE ESPESOR PARA LA EMPRESA CONSEG.

Autor: Joseph Esteban Toscano Pinto.

Tutor: Ing. Francisco Peña Mg.

AMBATO-ECUADOR

2018

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL ACHATADO DE TUBOS REDONDOS DE DIÁMETROS 1 PULGADA DE 2 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA CONSEG. Elaborado por el señor Joseph Esteban Toscano Pinto estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

Que la presente tesis es original de su autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, 16 de Julio de 2018.

.....

Ing. Francisco Peña Mg.

AUTORÍA DEL TRABAJO

Declaro que el contenido del proyecto técnico: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL ACHATADO DE TUBOS REDONDOS DE DIÁMETRO 1 PULGADA DE 2 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA CONSEG. Así como sus ideas, opiniones, resultados, conclusiones son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del proyecto.

Ambato, 16 de Julio de 2018.

.....

Joseph Esteban Toscano Pinto

C.I.: 1803926987

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación según las normas de la Institución. Cedo los derechos en línea patrimoniales de proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este Proyecto Técnico dentro de las regulaciones de la Universidad Técnica de Ambato, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, 16 de Julio de 2018.

.....

Joseph Esteban Toscano Pinto

C.I.: 1803926987

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del tribunal de grado aprueban el informe del trabajo experimental realizado por el estudiante Joseph Esteban Toscano Pinto de la carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL ACHATADO DE TUBOS REDONDOS DE DIÁMETRO 1 PULGADA DE 2 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA CONSEG”

Ambato, 19 de septiembre de 2018.

Para constancia firman:

Ing. Oscar Analuisa

Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a Dios padre todopoderoso cuyas bendiciones jamás se apartaron, a mis Padres y mis Hermanos cuyo esfuerzo, dedicación y apoyo incondicional fueron el pilar fundamental en el alcance de esta meta y el inicio de una nueva

AGRADECIMIENTO

Agradezco principalmente a toda mi familia y amigos por ser un apoyo de este gran sueño, a mi Padre y a mi Madre por la guía, consejos y valores que supieron darme y enseñarme pese a la distancia, un especial agradecimiento a mi hermana y hermano por su apoyo incondicional en todo momento.

A la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, a todos sus docentes que con mucho afán nos comparten su sabiduría, en especial al Ing. Mg. Francisco Peña, tutor de esta tesis, por brindarme toda su ayuda, paciencia y consejos.

A la Empresa CONSEG por permitirme el desarrollo de este proyecto técnico y brindarme su confianza.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|-------|
| CERTIFICACIÓN DEL TUTOR | II |
| AUTORÍA DEL TRABAJO | III |
| DERECHOS DE AUTOR | IV |
| APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO | V |
| DEDICATORIA | VI |
| AGRADECIMIENTO | VII |
| RESUMEN EJECUTIVO | XVIII |
| CAPÍTULO I..... | 20 |
| 1.1. Tema | 20 |
| 1.2. Justificación | 20 |
| 1.3. Objetivos | 21 |
| 1.3.1. Objetivo General | 21 |
| 1.3.2. Objetivos Específicos..... | 21 |
| CAPÍTULO II | 22 |
| 2.1. Investigaciones previas | 22 |
| 2.2. Fundamentación teórica | 23 |
| 2.2.1. Proceso de Achatado | 23 |
| 2.2.2. Fundamentos del proceso | 23 |
| 2.2.2.1. Aplanado a presión..... | 24 |
| 2.2.2.2. Aplanado por rodillos | 24 |
| 2.2.3. Máquinas de Conformado | 24 |
| 2.2.3.1. Prensa de husillo | 25 |
| 2.2.3.2. Prensa excéntrica y de cigüeñal | 25 |
| 2.2.3.3. Prensa de rodillera..... | 26 |

| | |
|---|----|
| 2.2.3.4. Prensa hidráulica..... | 27 |
| 2.2.4. Principios de una prensa hidráulica..... | 27 |
| 2.2.5. Tipos de configuraciones de prensas..... | 28 |
| 2.2.5.1. Prensa hidráulica tipo H..... | 28 |
| 2.2.5.2. Prensa hidráulica tipo C..... | 29 |
| 2.2.5.3. Prensa hidráulica tipo columnas..... | 29 |
| 2.2.6. Sistema hidráulico..... | 30 |
| 2.2.6.1. Bomba hidráulica..... | 31 |
| 2.2.6.2. Actuador hidráulico..... | 31 |
| 2.2.7. Velocidad de avance y caudal de funcionamiento..... | 32 |
| 2.2.8. Velocidad del motor..... | 32 |
| 2.2.9. Potencia del motor..... | 33 |
| 2.2.10. Ventajas y desventajas de los actuadores hidráulicos..... | 33 |
| 2.2.11. Conductos de presión..... | 33 |
| 2.2.12. Depósito del fluido hidráulico..... | 35 |
| 2.2.13. Válvulas de presión y control..... | 35 |
| 2.2.14. Fluido hidráulico..... | 35 |
| 2.2.15. Filtros de fluido..... | 36 |
| 2.2.16. Achatado de tubos redondos..... | 36 |
| 2.2.17. Especificaciones del tubo estructural redondo..... | 38 |
| 2.2.18. Criterios de calidad del proceso de achatado..... | 39 |
| 2.2.18.1. Acabado de la superficie..... | 39 |
| 2.2.18.2. Aplanado del tubo..... | 39 |
| 2.2.18.3. Redondeo en extremo de sujeción..... | 39 |
| 2.2.18.4. Dimensión final del tubo aplanado..... | 39 |

| | |
|--|-----------|
| 2.2.19. Descripción del Acero ASTM A 500..... | 39 |
| 2.2.20. Relaciones Esfuerzo-Deformación..... | 40 |
| 2.2.20.1. Propiedades en Compresión..... | 40 |
| 2.2.21. Ley de Hooke..... | 43 |
| 2.2.22. Consideraciones de equilibrio..... | 44 |
| 2.2.23. Momento flector máximo..... | 45 |
| 2.2.24. Momento resistente..... | 45 |
| 2.2.25. Inercia de un componente..... | 46 |
| 2.2.26. Esfuerzo de tensión..... | 46 |
| 2.2.27. Deformación de una viga..... | 47 |
| 2.2.28. Diseño mediante Esfuerzos Permisibles..... | 48 |
| 2.2.29. Longitud efectiva..... | 48 |
| 2.2.30. Radio de giro..... | 49 |
| 2.2.31. Relación de esbeltez..... | 49 |
| 2.2.32. Constante de columna..... | 50 |
| 2.2.33. Esfuerzos en pasadores..... | 51 |
| 2.2.34. Sujeción de componentes..... | 52 |
| 2.2.34.1. Sujeción mediante perno..... | 52 |
| CAPÍTULO III..... | 56 |
| 3.1. Selección de alternativas..... | 56 |
| 3.2. Cálculos..... | 58 |
| 3.2.1. Cálculo de presión necesaria para el proceso de achatado..... | 59 |
| 3.2.1.1. Aplicación de 0.5 MPa al análisis..... | 61 |
| 3.2.1.2. Aplicación de 1 MPa al análisis..... | 61 |
| 3.2.1.3. Aplicación de 2 MPa al análisis..... | 62 |

| | |
|--|----|
| 3.2.1.4. Aplicación de 4 MPa al análisis | 62 |
| 3.2.1.5. Aplicación de 8 MPa al análisis | 63 |
| 3.2.1.6. Aplicación de 12 MPa al análisis | 63 |
| 3.2.1.7. Evaluación de resultados | 63 |
| 3.2.2. Selección de actuador hidráulico | 64 |
| 3.2.2.1. Carga de empuje del actuador hidráulico | 65 |
| 3.2.2.2. Velocidad de avance y retroceso | 66 |
| 3.2.2.3. Caudal de avance y retroceso | 66 |
| 3.2.3. Selección de la bomba hidráulica | 67 |
| 3.2.4. Selección del motor eléctrico | 68 |
| 3.2.4.1. Cálculo de velocidad del motor | 68 |
| 3.2.4.2. Cálculo de la potencia del motor | 68 |
| 3.2.4.3. Caudal proporcionado por la bomba | 69 |
| 3.2.5. Selección de aceite hidráulico | 69 |
| 3.2.6. Selección de mangueras hidráulicas | 71 |
| 3.2.7. Diseño del tanque de aceite | 72 |
| 3.2.8. Diseño del circuito hidráulico | 73 |
| 3.2.9. Diseño del circuito eléctrico | 74 |
| 3.2.10. Diseño del sistema estructural | 74 |
| 3.2.10.1. Análisis de la mesa móvil | 75 |
| 3.2.10.2. Análisis de las columnas | 79 |
| 3.2.10.3. Análisis del cabezal | 83 |
| 3.2.10.4. Análisis del pasador | 84 |
| 3.2.10.5. Análisis del anclaje | 86 |
| 3.2.11. Diseño de las juntas soldadas | 89 |

| | |
|---|-----|
| 3.2.11.1. Selección de tipo de electrodo..... | 90 |
| 3.2.11.2. Determinación del amperaje y voltaje del alambre..... | 91 |
| 3.2.12. Sujeción del cilindro hidráulico | 91 |
| 3.3. Resultados obtenidos..... | 94 |
| 3.4. Comprobación de los resultados por medio de elementos finitos..... | 96 |
| 3.4.1. Comprobación de deformación de la prensa..... | 96 |
| 3.4.2. Comprobación de esfuerzo de Von Mises de la prensa | 97 |
| 3.4.3. Comprobación de factor de seguridad de la prensa | 98 |
| 3.5. Presupuesto | 98 |
| 3.5.1. Costo de los materiales de la estructura | 99 |
| 3.5.2. Costo de la matriz de aplanado | 99 |
| 3.5.3. Costo del sistema hidráulico | 99 |
| 3.5.4. Costo de construcción | 99 |
| 3.5.5. Costo total de la máquina..... | 99 |
| 3.6. Diagrama del proceso de construcción | 100 |
| 3.7. Pruebas de funcionamiento | 101 |
| 3.8. Especificaciones técnicas | 101 |
| 3.9. Manual de operación de la prensa hidráulico..... | 102 |
| 3.10. Manual de mantenimiento..... | 104 |
| CAPÍTULO IV..... | 106 |
| 4.1. Conclusiones | 106 |
| 4.2. Recomendaciones | 107 |
| BIBLIOGRAFÍA | 108 |
| ANEXOS | 112 |
| PLANOS DE LA MÁQUINA | 133 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 2.1. Aplanado a Presión [7] | 24 |
| Figura 2.2. Aplanado por Rodillos [7] | 24 |
| Figura 2.3. Prensa de Husillo [7] | 25 |
| Figura 2.4. Prensa Excéntrica [7]..... | 26 |
| Figura 2.5. Prensa de Cigüeñal [7]..... | 26 |
| Figura 2.6. Prensa de Rodillera [7] | 26 |
| Figura 2.7. Prensa Hidráulica [7] | 27 |
| Figura 2.8. Esquema de Prensa hidráulica [8]..... | 27 |
| Figura 2.9. Prensa hidráulica tipo H [10]..... | 29 |
| Figura 2.10. Prensa hidráulica tipo C [11] | 29 |
| Figura 2.11. Prensa hidráulica tipo Columna [12] | 30 |
| Figura 2.12. Esquema hidráulico básico [13]..... | 30 |
| Figura 2.13. Componentes de un actuador hidráulico de simple efecto [16]..... | 31 |
| Figura 2.14. Manguera flexible y sus componentes [17]..... | 34 |
| Figura 2.15. Diagrama de Procesos [19]..... | 37 |
| Figura 2.16. Acabado Superficial..... | 39 |
| Figura 2.17. Colocación del espécimen en máquina ensayadora [22] | 40 |
| Figura 2.18. Ensayo de compresión [22] | 41 |
| Figura 2.19. Curva relación esfuerzo-deformación [22]..... | 42 |
| Figura 2.20. Efecto de Abarrilamiento [22]..... | 42 |
| Figura 2.21. Límite de proporcionalidad [23]..... | 44 |
| Figura 2.22. Diagrama de fuerza cortante y momento flector [24]..... | 45 |
| Figura 2.23. Esfuerzos en flexión en un componente [25] | 47 |
| Figura 2.24. Viga deformada [26]..... | 47 |

| | |
|---|----|
| Figura 2.25. Esfuerzo cortante [25]..... | 51 |
| Figura 3.26. Sistemas de la prensa hidráulica | 59 |
| Figura 3.27. Condiciones de frontera del análisis | 60 |
| Figura 3.28. Tubo redondo aplanado a 0.5 MPa | 61 |
| Figura 3.29. Tubo redondo aplanado a 1 MPa | 61 |
| Figura 3.30. Tubo redondo aplanado a 2 MPa | 62 |
| Figura 3.31. Tubo redondo aplanado a 4 MPa | 62 |
| Figura 3.32. Tubo redondo aplanado a 8 MPa | 63 |
| Figura 3.33. Tubo redondo aplanado a 12 MPa | 63 |
| Figura 3.34. Cilindro hidráulico HMI SBd [28] | 64 |
| Figura 3.35. Esquema de áreas de avance y retroceso [6] | 66 |
| Figura 3.36. Bomba BAZARES BEA 11 [29]..... | 67 |
| Figura 3.37. Motor WEG G56H [30]..... | 68 |
| Figura 3.38. Aceite hidráulico REPSOL TELEX E68 [32]..... | 71 |
| Figura 3.39. Circuito Hidráulico | 73 |
| Figura 3.40. Diagrama de circuito eléctrico..... | 74 |
| Figura 3.41. Componentes del sistema estructural..... | 75 |
| Figura 3.42. Diseño de la mesa móvil..... | 76 |
| Figura 3.43. Consideración de equilibrio | 76 |
| Figura 3.44. Geometría del componente | 77 |
| Figura 3.45. Dimensiones de la viga [34] | 80 |
| Figura 3.46. Pandeo de la columna | 81 |
| Figura 3.47. Condiciones de equilibrio del cabezal | 83 |
| Figura 3.48. Diagrama del cuerpo libre del pasador | 84 |
| Figura 3.49. Diagrama cortante y momento flector | 85 |

| | |
|---|-----|
| Figura 3.50. Diagrama del cuerpo libre del anclaje | 87 |
| Figura 3.51. Diseño de la junta a tope y a bisel | 90 |
| Figura 3.52. Configuración del perno a tensión [25] | 92 |
| Figura 3.53. Deformación de la prensa (mm) | 96 |
| Figura 3.54. Esfuerzo de Von Mises (MPa)..... | 97 |
| Figura 3.55. Factor de seguridad..... | 98 |
| Figura 3.56. Diagrama del proceso de construcción | 100 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 2.1. Factor de seguridad en mangueras flexibles [17]..... | 34 |
| Tabla 2.2. Velocidades máximas de flujo [13] | 34 |
| Tabla 2.3. Grados de filtración acorde a la aplicación [17] | 36 |
| Tabla 2.4. Parámetros del Proceso de Achatado | 38 |
| Tabla 2.5. Dimensiones del tubo estructural empleado [20]..... | 38 |
| Tabla 2.6. Propiedades mecánicas del Acero ASTM 500 [21] | 40 |
| Tabla 2.7. Valores aproximados del factor de longitud efectiva [27]..... | 49 |
| Tabla 2.8. Parámetros de rigidez de varios materiales [25] | 53 |
| Tabla 3.9. Alternativas de prensa hidráulica | 56 |
| Tabla 3.9. Alternativas de prensa hidráulica (continuación)..... | 57 |
| Tabla 3.10. Criterios ponderados | 58 |
| Tabla 3.11. Selección de alternativas | 58 |
| Tabla 3.12. Parámetros del análisis dinámico | 60 |
| Tabla 3.13. Valoración de resultados | 64 |
| Tabla 3.14. Especificaciones del Cilindro Hidráulico [28]..... | 65 |
| Tabla 3.15. Relación entre bomba, temperatura y grado de viscosidad [31] | 70 |
| Tabla 3.16. Características del Aceite TELEX E68 [32] | 71 |
| Tabla 3.17. Listado de componentes de la mesa móvil..... | 75 |
| Tabla 3.18. Centroides de cada elemento..... | 78 |
| Tabla 3.19. Inercias de cada elemento | 78 |
| Tabla 3.20. Características del Acero ASTM A36 [33]..... | 79 |
| Tabla 3.21. Características de la Viga UPN 240 [34] | 80 |
| Tabla 3.22. Pesos de los componentes | 87 |
| Tabla 3.22. Pesos de los componentes (continuación)..... | 88 |

| | |
|--|-----|
| Tabla 3.23. Características del alambre ER 70S-3 [35]..... | 90 |
| Tabla 3.24. Espesores, amperajes y voltajes de alambre ER 70S-3 [35]..... | 91 |
| Tabla 3.25. Resultados de amperaje, voltaje, velocidad de avance y gas | 91 |
| Tabla 3.26. Resumen del sistema hidráulico..... | 94 |
| Tabla 3.26. Resumen del sistema hidráulico (continuación) | 95 |
| Tabla 3.27. Resumen del sistema estructural | 95 |
| Tabla 3.28. Resumen de sujeción de componentes..... | 95 |
| Tabla 3.29. Costo de materiales de la estructura..... | 99 |
| Tabla 3.30. Costo de materiales de la matriz | 99 |
| Tabla 3.31. Costo de materiales del sistema hidráulico..... | 99 |
| Tabla 3.32. Costo de la construcción | 99 |
| Tabla 3.33. Costo de la máquina..... | 99 |
| Tabla 3.33. Costo de la máquina (continuación) | 100 |
| Tabla 3.34. Proceso de achatado manual | 101 |
| Tabla 3.35. Proceso de achatado mediante prensa hidráulica..... | 101 |
| Tabla 3.36. Datos técnicos de la máquina..... | 102 |
| Tabla 3.37. Codificación de mantenimiento de la máquina..... | 104 |
| Tabla 3.38. Cronograma de mantenimiento del equipo | 105 |

RESUMEN EJECUTIVO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL ACHATADO DE TUBOS REDONDOS DE DIÁMETRO 1 PULGADA DE 2 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA CONSEG”

Autor: Joseph Esteban Toscano Pinto.

Tutor: Ing. Francisco Peña, Msc.

El siguiente proyecto técnico explica el diseño y construcción de una prensa hidráulica para el achatado de tubos redondos de diámetro 1 pulgada y 2 milímetros de espesor, adquiriendo información del proceso, datos de proveedores, características del material y empleando criterios de diseño, tablas, catálogos de fabricantes y ponderaciones de los distintos tipos de prensas hidráulicas.

Para el criterio de ponderación en la selección de alternativas se tomó en cuenta las siguientes características: precio, funcionalidad, montaje, mantenibilidad y tamaño, eligiendo la alternativa con mayor puntaje y procediendo con los cálculos correspondientes.

En la determinación de la presión de achatado se utilizó el software de diseño y simulación ANSYS, obteniendo una presión de 12 MPa y seleccionando un actuador hidráulico de doble efecto para un mejor control del proceso. De igual manera, se decidió emplear una viga UPN 240 para la construcción de la estructura soporte, y planchas de acero estructural ASTM A36 de 20 milímetros de espesor y de largo 1 metro como soporte de la mesa de aplanado. Asimismo, se empleó el máximo tonelaje del actuador hidráulico en los cálculos de diseño a fin de incrementar el factor de seguridad de los componentes y evitar cualquier falla en la máquina.

Palabras clave: Prensa hidráulica, aplanado, tubo redondo, diseño, presión, viga, tonelaje, pistón, elemento finito, ANSYS.

ABSTRACT

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL ACHATADO DE TUBOS REDONDOS DE DIÁMETRO 1 PULGADA DE 2 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA CONSEG”

Author: Joseph Esteban Toscano Pinto.

Advisor: Ing. Francisco Peña, Msc.

The following technical project explains the design and construction of a hydraulic press for round tube flattening of 1 inch and 2 millimeters of thickness, acquiring information of the process, data from suppliers, characteristics of the material and using design principles, tables, manufacturer catalogs and weighing of the different types of hydraulic press.

For the weighing criterion in the selection of alternatives, the following characteristics were considered: price, functionality, assemble, maintainability and size, choosing the alternative with the highest score and proceeding with the proper calculations.

In the determination of the flattening pressure it was used design and simulation software ANSYS, obtaining a pressure of 12 MPa and choosing a double effect hydraulic actuator for a better control of the process. In the same way, it was decided to use a beam UPN 240 for the construction of the structure, and ASTM A36 plates of 20 mm thickness as main support of the flattening table. Likewise, it was used the maximum tonnage of the hydraulic actuator in the calculations in order to increase de safety factor of the components avoiding any damage or failure in the machine.

Keywords: Hydraulic press, flattening, round pipe, design, pressure, beam, tonnage, piston, finite element, ANSYS.

CAPÍTULO I

Antecedentes

1.1. Tema

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL ACHATADO DE TUBOS REDONDOS DE DIÁMETRO 1 PULGADA DE 2 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA CONSEG”

1.2. Justificación

Durante el año 2014, el sector metalmecánico a nivel nacional representó el 1.5% del producto interno bruto, el mismo se ha encontrado en constante expansión en diferentes provincias y subdividiéndose en sectores tales como el carrocerero, estructural, etc.; de acuerdo con este porcentaje, las principales industrias de metalmecánica se encuentran ubicadas en las provincias de Pichincha, Tungurahua, Guayas, Azuay y Loja. Sin embargo, ciertas empresas aun no cuentan con la maquinaria necesaria para los procesos que se realizan en las mismas; aunque en el mercado existe la maquinaria necesaria para aumentar su producción y reducir la mano de obra, su costo es excesivo y resulta, en ciertos casos, perjudicial para las empresas en auge [1] [2].

Específicamente en la industria carrocerera, el achatado o aplanado de tubos es un proceso de manufactura para deformar el material hasta cierta dimensión mediante la aplicación de una determinada presión que sobrepase el límite de fluencia, de manera que la presión aplicada deforme el material permanentemente sin romperlo.

La Empresa CONSEG ubicada en la parroquia de Montalvo, realiza de forma manual dicho proceso, de manera que su diseño y acabado final no es el esperado; el enfoque de este proyecto va en el diseño y construcción de una prensa hidráulica para el achatado de tubos de 1 pulgada de 2 milímetros de espesor, con la finalidad

de reducir este inconveniente, mejorando su producción y calidad de fabricación a un costo relativamente bajo.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

- Diseñar y construir una prensa hidráulica para el achatado de tubos redondos de diámetro 1 pulgada de 2 mm de espesor para la Empresa CONSEG.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Diseñar los componentes de la prensa hidráulica para el achatado de tubos redondos utilizando las teorías de diseño de elementos de máquinas.
- Analizar mediante software de elementos finitos el diseño de la estructura de la máquina y sus componentes.
- Construir los componentes de máquina mediante procesos de manufactura.
- Realizar las pruebas de funcionamiento de la máquina.

CAPÍTULO II

Fundamentación

2.1. Investigaciones previas

Apolinario, J. [3], el objetivo de esta tesis fue el diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento; su alcance abarca desde el estudio de la tecnología utilizada en la actualidad hasta la selección de componentes hidráulicos del mismo y su posterior construcción. De esto último, el autor expone los cálculos necesarios para selección del sistema hidráulico a elegirse en función de la fuerza necesaria para el conformado del material, que en este caso es el fibrocemento. Como conclusión de esta tesis se describe que mediante la utilización del método de Cross se lograron analizar las distintas configuraciones de la estructura de manera sencilla y precisa logrando obtener un diseño que cumple con las exigencias de costo y rigidez.

Moina, W., Navarrete, R. y Rodríguez, M. [4], entre uno de los temas tratados en esta tesis, los autores profundizan en los esfuerzos, deformaciones y recuperación elástica del proceso de doblado de tubos de acero. Se realiza una breve descripción de las prensas hidráulicas y sus componentes principales, tales como la viga principal, columnas, junta empernada, bastidor, matriz, apoyos y sistema hidráulico. Entre una de sus conclusiones detallan que la recuperación elástica que sufre el tubo luego de la descarga es una condición que es más fácil determinar actuando una serie de pruebas en la prensa hidráulica que por medio de cálculos, esto es debido a que la recuperación está directamente influenciada por el espesor de pared del tubo, diámetro exterior, longitud del tubo y su distancia de cada línea de centro de doblado.

Carvajal, M., Rocha, J., Carrera, C., Cepeda, W. [5], los autores de esta tesis abordan los parámetros de diseño de la prensa hidráulica y comprueban sus resultados mediante el método computacional de elementos finitos, a su vez

determinan el factor de seguridad, convergencia de la estructura y el nivel de calidad de la malla empleada. Entre uno de sus objetivos específicos fue el diseño de los circuitos hidráulicos y eléctricos requeridos para la operación de la prensa hidráulica. De igual manera, los autores concluyen que las aplicaciones de software SolidWorks y ANSYS brindaron la posibilidad de aplicar las condiciones de diseño, a fin de simular el esfuerzo y la deformación que presenta el mismo, de forma que se asegure la factibilidad en su construcción.

Pallo, J. [6], el autor realiza una búsqueda detallada y exhaustiva de información acerca del proceso de barolado de perfiles y las máquinas que realizan este proceso. Asimismo, establece los parámetros del proceso tales como la selección de los rodillos deformadores y la fuerza necesaria para la deformación plástica de los perfiles. Entre sus objetivos específicos fueron la determinación del tipo de mecanismo para el proceso y el diseño del sistema hidráulico, esto incluyó la selección de componentes y accesorios necesarios para su correcto funcionamiento. El autor concluye que la fuerza necesaria para deformar el perfil omega de acero inoxidable AISI 304 es de 58060 N, esta fuerza está directamente relacionada con la resistencia a la fluencia del material (S_y) debido a que para un perfil de las mismas características dimensionales de acero ASTM A-529 la fuerza necesaria para deformar el perfil es de 72576 N.

2.2. Fundamentación teórica

2.2.1. Proceso de Achatado

El proceso de aplanado o también llamado “achatado”, es la supresión de conformaciones no deseadas en chapas, alambres, barras, etc. Mediante procedimientos de conformación especiales [7].

2.2.2. Fundamentos del proceso

Las tensiones internas, choques, golpes, procesos de mecanización, etc. Llegan a producir las deformaciones en un material, mediante el aplanado se corrige el trabajo de conformación al aportar energía mecánica por medio de golpes o compresión del material. Este proceso puede realizarse de 2 maneras:

2.2.2.1. Aplanado a presión

La pieza se lleva libremente a su forma, ya sea golpeándola por medio de un martillo o por medio de un punzón, creando el estado plástico. Dependiendo del espesor del material, el trabajo se lo realiza en frío o en caliente. En la Figura 2.1 se observa la aplicación del aplanado a presión [7].

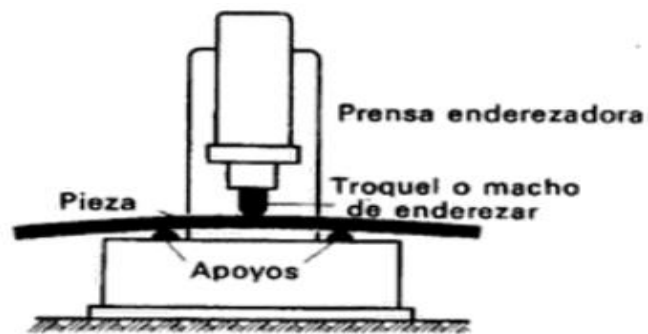


Figura 2.1. Aplanado a Presión [7]

2.2.2.2. Aplanado por rodillos

En este caso, las barras, chapas, alambres o tubos de sección cuadrada, rectangular o circular son conformados al pasar por cilindros colocados en línea recta, de manera que al material se lo puede adaptar a una forma plana o curva, según la necesidad que se presente, este método se observa en la Figura 2.2.

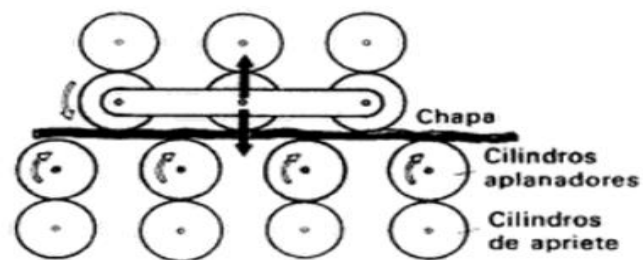


Figura 2.2. Aplanado por Rodillos [7]

Sin embargo, se tiene un endurecimiento en frío y aumento de la dureza; este fenómeno se tiene como consecuencia del conformado en frío [7].

2.2.3. Máquinas de Conformado

Para la conformación de material se requiere de esfuerzos considerables que se producen por medio de prensas. Según el movimiento del carro de la prensa, se

deben distinguir entre prensas de husillo cigüeñal, excéntricas, rodillera e hidráulicas; como se describen a continuación [7].

2.2.3.1. Prensa de husillo

Mediante un motor eléctrico que acciona los discos de fricción, transmite el movimiento por medio de correas trapeciales que hacen girar un husillo helicoidal de varios pasos dentro de una tuerca de husillo, unida al puente del bastidor de la prensa. En el extremo inferior va el carro conectado a 4 guías. En la Figura 2.3 se observa las partes de una prensa de husillo, las cuales son muy robustas, esto con el fin de que puedan absorber con seguridad las sollicitaciones bruscas a la que están sometidas [7].

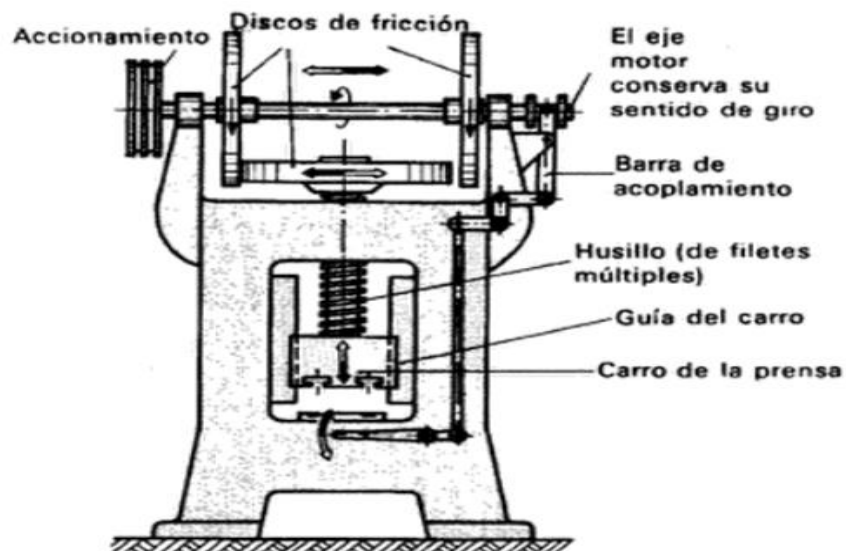


Figura 2.3. Prensa de Husillo [7]

2.2.3.2. Prensa excéntrica y de cigüeñal

En estas máquinas, el movimiento de giro del accionamiento se transforma en movimiento rectilíneo el carro por medio de un cigüeñal o de una excéntrica a través de un empujador y una articulación esférica. En las Figuras 2.4 y 2.5 se observan los esquemas de funcionamiento y sus componentes respectivamente [7].

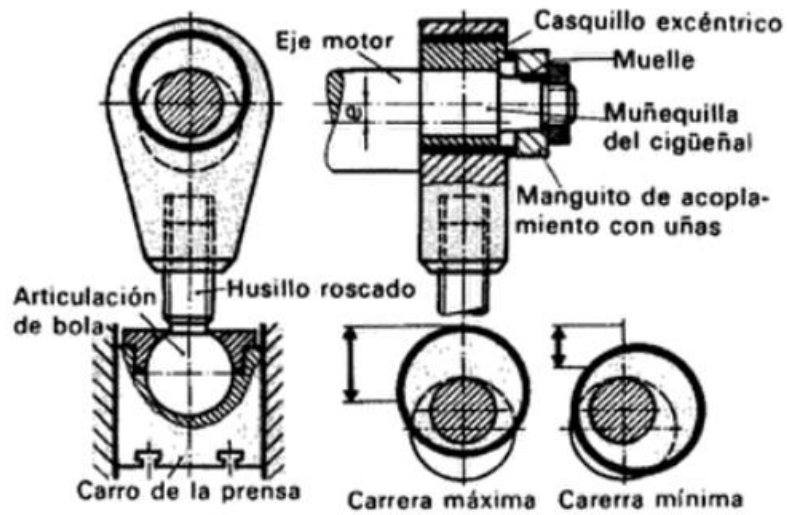


Figura 2.4. Prensa Excéntrica [7]



Figura 2.5. Prensa de Cigüeñal [7]

2.2.3.3. Prensa de rodillera

Al girar el cigüeñal, la palanca acodada es estirada por la barra de tracción de manera que el carro se desplace hacia abajo con gran fuerza. Su esquema y componentes puede observarse en la Figura 2.6 [7].

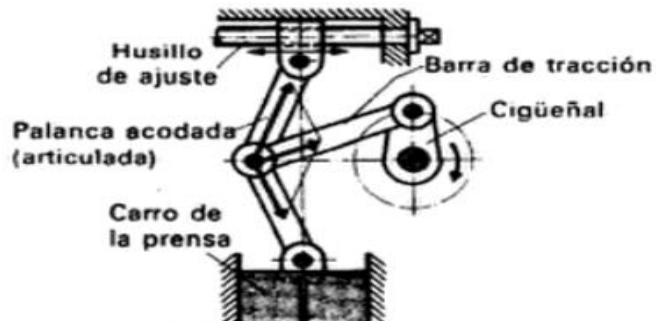


Figura 2.6. Prensa de Rodillera [7]

2.2.3.4. Prensa hidráulica

Se utilizan sobre todo para los trabajos de embutición profunda ya que en ellas se pueden regular con independencia de unas con otras, la fuerza, velocidad de embutición y la presión del pisador. La Figura 2.7 se observa una prensa hidráulica y sus componentes [7].

Las prensas hidráulicas se accionan por medio de un acumulador de presión o directamente por medio de bombas de émbolo sumergido con varios émbolos. En el funcionamiento con acumulador se utiliza agua con 2% de aceite anticorrosivo, mientras que, en el accionamiento directo, el líquido empleado es aceite especial para mecanismos hidráulicos. [7]

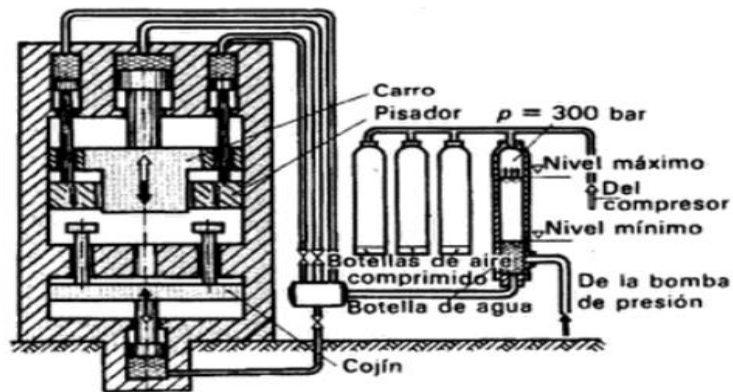


Figura 2.7. Prensa Hidráulica [7]

2.2.4. Principios de una prensa hidráulica

El principio establecido en 1658 por Pascal sobre la transmisión de la presión en los líquidos encontró una importante aplicación en la prensa hidráulica, construida por primera vez por el ingeniero inglés J. Bramah en 1795 y que, en la actualidad es un aporte en procesos de producción industriales que realicen conformado de materiales [8].

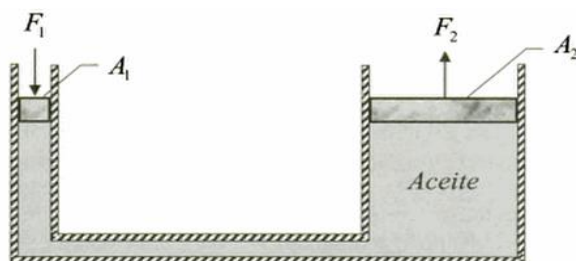


Figura 2.8. Esquema de Prensa hidráulica [8]

Como puede observarse en la Figura 2.8, la prensa hidráulica consiste en 2 cuerpos de bomba de diámetros distintos, en donde se mueven los émbolos correspondientes. El principio de Pascal puede ser la base de una palanca hidráulica, en el cual una fuerza externa F_1 dirigida hacia abajo sobre el émbolo izquierdo cuya área es A_1 . Un líquido incompresible en el dispositivo produce entonces una fuerza de magnitud F_2 hacia arriba sobre el émbolo derecho cuya área es A_2 . De manera que la fuerza F_1 aplicada a la izquierda y la fuerza F_2 a la derecha, producen un cambio en la presión del fluido, de manera que se rigen a la siguiente ecuación:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

Generalmente la fuerza F_1 se aplica por medio de una palanca hidráulica o mediante un compresor, incrementando la fuerza de aplicación mediante una distancia dada, transformando la fuerza en otra más grande F_2 , aunque el recorrido del émbolo sea menor [8].

2.2.5. Tipos de configuraciones de prensas

Las prensas hidráulicas se encuentran actualmente en una amplia variedad de capacidades y configuraciones sin afectar el propósito para el cual fueron diseñadas. Entre los tipos de configuraciones podemos encontrar los siguientes:

2.2.5.1. Prensa hidráulica tipo H

Como lo indica su nombre, este tipo de prensa se asemeja a una letra H, son mayormente utilizadas en el sector metalmecánico y se caracteriza por su estructura económica y sencilla. La Figura 2.9 se observa una estructura H y sus aplicaciones van desde el enderezado, doblado y tareas de mantenimiento [9].



Figura 2.9. Prensa hidráulica tipo H [10]

2.2.5.2. Prensa hidráulica tipo C

En la Figura 2.10 se observa una prensa hidráulica tipo C, esta se caracteriza por tener 3 frentes de trabajo. Es utilizada para la producción en línea y maquinados en piezas muy grandes. Tiene aplicaciones en ensambles, remachado, recorte y punzonado [9].



Figura 2.10. Prensa hidráulica tipo C [11]

2.2.5.3. Prensa hidráulica tipo columnas

La Figura 2.11 presenta una prensa de tipo Columna, se caracteriza por tener una exactitud y alineación para troqueles. Su uso va enfocado en procesos de producción industrial con aplicaciones de embutido, embutido profundo, sintetizado, perforado, dobles, vulcanizado, marcado y calibrado [9].



Figura 2.11. Prensa hidráulica tipo Columna [12]

2.2.6. Sistema hidráulico

Es la combinación de elementos que permiten el empuje del vástago a una determinada fuerza y presión, de forma que deforme de manera permanente un componente o pieza. Estos elementos son:

- Bomba hidráulica.
- Actuador hidráulico.
- Conductos de presión.
- Depósito del fluido hidráulico.
- Válvulas de presión y control.
- Fluido hidráulico [13].

Un esquema de estos elementos puede observarse en la Figura 2.12.

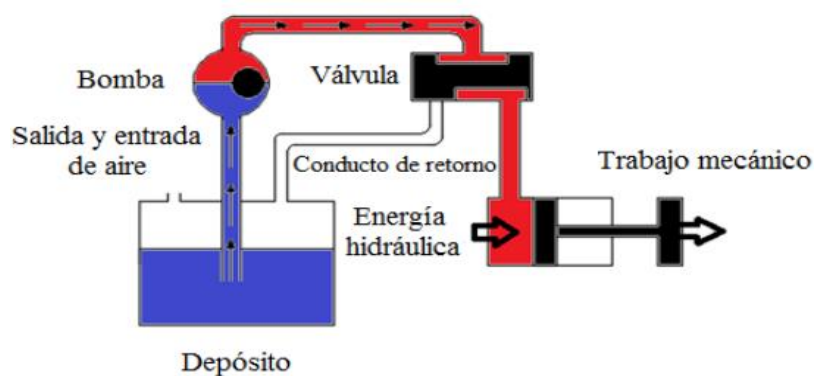


Figura 2.12. Esquema hidráulico básico [13]

2.2.6.1. Bomba hidráulica

Es el componente principal del sistema hidráulico, se encarga de aspirar el fluido hidráulico del depósito, transportándolo hacia los conductos del sistema hidráulico, transformando la energía mecánica en presión hidráulica. Para los sistemas hidráulicos están las bombas de desplazamiento positivo y volumétrico [14].

2.2.6.2. Actuador hidráulico

Transforman la presión hidráulica en una fuerza o movimiento lineal. Su uso va enfocado en aplicaciones que demanden grandes fuerzas de empuje y desplazamientos elevados, estos pueden observarse en grúas hidráulicas, máquinas herramientas, vehículos, elevadores, etc.

Como puede observarse en la figura 2.13, el fluido ingresa por el puerto correspondiente a una presión determinada, de forma que la misma actúa sobre el área del pistón empujándolo linealmente; los actuadores pueden ser de simple o doble efecto y telescópicos [15].

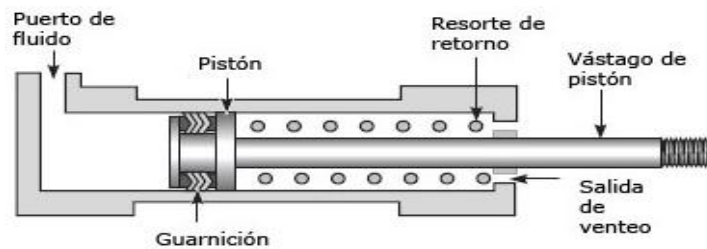


Figura 2.13. Componentes de un actuador hidráulico de simple efecto [16]

2.2.6.2.1. Actuador de simple efecto

El fluido hidráulico empuja en un sentido el pistón del cilindro y una fuerza externa (resorte o gravedad) lo retrae en el sentido contrario [15].

2.2.6.2.2. Actuador de doble efecto

El cilindro de acción doble utiliza la fuerza generada por el fluido hidráulico para mover el pistón en 2 direcciones mediante una válvula solenoide [15].

2.2.6.2.3. Actuador telescópico

Es altamente empleado en grúas, contiene otros cilindros de menor diámetro en su interior y que se expanden por etapas [15].

2.2.7. Velocidad de avance y caudal de funcionamiento

La velocidad de avance y retroceso es la distancia que recorre el vástago por unidad de tiempo, y viene determinada por la siguiente formula:

$$V = \frac{L}{t} \quad (\text{Ecuación 2.2})$$

Donde:

V= Velocidad del vástago [m/s].

L= Carrera del actuador [m].

T= Tiempo de desplazamiento [s].

Asimismo, el caudal es la cantidad necesaria de fluido para el correcto funcionamiento del equipo; el mismo depende del área de las mangueras y la velocidad de avance. Su ecuación es la siguiente:

$$Q = V \cdot A \quad (\text{Ecuación 2.3})$$

Donde:

Q= Caudal del actuador [m³/s].

V= Velocidad del vástago [m/s].

A=Área de superficie del actuador [m²].

2.2.8. Velocidad del motor

Son las revoluciones que debe entregar el motor al momento del uso de la máquina, las mismas dependerán del caudal necesario y el desplazamiento volumétrico que entregue la bomba, de forma que se tiene la siguiente ecuación:

$$V_M = \frac{1000 \cdot n \cdot Q}{D_V} \quad (\text{Ecuación 2.4})$$

Donde:

V_M= Velocidad del motor [rpm].

D_V= Desplazamiento volumétrico [cm³/rev].

n= Rendimiento de la bomba.

Q= Caudal del actuador [l/min].

2.2.9. Potencia del motor

La potencia del motor es un indicador del funcionamiento del mismo, y especifica la cantidad de trabajo que se produce por unidad de tiempo. Para determinar la potencia del motor se emplea la siguiente ecuación:

$$P_M = \frac{Q \cdot P}{n} \quad (\text{Ecuación 2.5})$$

Donde:

P_M = Potencia del motor [kW].

Q= Caudal del actuador [m³/s].

P= Presión de la bomba [kN/m²].

n= Rendimiento del motor.

2.2.10. Ventajas y desventajas de los actuadores hidráulicos

Los actuadores hidráulicos proporcionan pares y fuerzas elevados y un buen control de movimiento, siendo esta la principal ventaja frente a los sistemas neumáticos y eléctricos. Los fluidos hidráulicos son virtualmente incompresibles y gracias a las altas presiones con que trabajan (35 a 350 bar), permiten un control del caudal lo suficientemente preciso para el actuador [15].

Sus desventajas son el elevado coste y la necesidad de acondicionar, contener y filtrar el fluido hidráulico a temperaturas seguras y centrales hidráulicas o unidades de potencia. Sus aplicaciones típicas residen en vehículos, elevadores, grúas hidráulicas, maquinas herramientas, simuladores de vuelo, accionamiento de timones en aviones, etc. [15].

2.2.11. Conductos de presión

Son de gran importancia ya que los mismos conectan todos los elementos del sistema, estos pueden ser rígidos como tuberías o flexibles como mangueras. El fluido es conducido a través de los conductos partiendo de la bomba hasta el cilindro hidráulico, y retorna por el mismo camino. Los conductos deben instalarse de forma que las pérdidas sean mínimas [13].

Para aplicaciones móviles y de corta distancia, se suele emplear mangueras flexibles como se observa en la Figura 2.14. y en su cálculo hay que tener en cuenta un factor de seguridad en función de la presión de funcionamiento. Estos factores pueden observarse en la Tabla 2.1 [17].

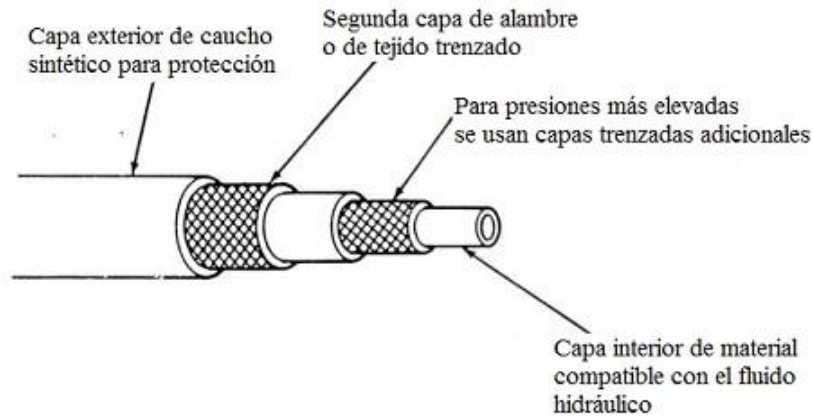


Figura 2.14. Manguera flexible y sus componentes [17]

Tabla 2.1. Factor de seguridad en mangueras flexibles [17]

| Presión de servicio en bares | F _s |
|------------------------------|----------------|
| De 0-70 | 8 |
| De 70-175 | 6 |
| >175 | 4 |

Los factores que deben tomarse en cuenta al momento de seleccionar una manguera son los siguientes:

- Diámetro interno.
- Presión máxima de trabajo.
- Tipo de acople.

De acuerdo con la Tabla 2.2, se especifican las velocidades máximas de flujo según la presión y el tipo de tubería.

Tabla 2.2. Velocidades máximas de flujo [13]

| Tipo de tubería | Presión de trabajo |
|-------------------------------|-------------------------|
| Tuberías de impulsión | Hasta 50 Bar: 4 m/s. |
| | Hasta 100 Bar: 4,5 m/s. |
| | Hasta 150 Bar: 5 m/s. |
| | Hasta 200 Bar: 5,5 m/s. |
| | Hasta 300 Bar: 6 m/s. |
| Tuberías de aspiración | 1,5 m/s. |
| Tuberías de retorno | 2 m/s. |

Para determinar el diámetro a emplearse en el sistema, se procede a calcularlo mediante la siguiente ecuación:

$$A = \frac{Q}{V} \quad (\text{Ecuación 2.6})$$

Donde:

A= Área del conducto [m²].

Q= Caudal del sistema [m³/s].

V= Velocidad del flujo [m/s].

2.2.12. Depósito del fluido hidráulico

Almacena el fluido hidráulico, a su vez elimina el calor e impurezas y separa el líquido del aire; además libera la presión del fluido cuando el sistema lo requiere o compense alguna fuga [18].

2.2.13. Válvulas de presión y control

Sirven para el control del pistón ya que cambian el flujo del fluido hidráulico, dependiendo de su aplicación, las mismas pueden regular el valor de la presión o el caudal, o limitarse a interconectar tuberías. Entre los tipos de válvulas tenemos:

➤ **Válvulas 2/2 (2 vías-2 posiciones)**

Su posición inicial puede ser normalmente abierta o cerrada, esto depende de la disposición del obturador y el resorte. Mediante la excitación del solenoide o por medio de un botón lateral se controla el paro, arranque y dirección [13].

➤ **Válvulas 3/2 (3 vías-2 posiciones)**

Similares a las válvulas 2/2 se diferencian a que poseen 3 vías que se conectan brevemente durante la conmutación, 1 va conectada al actuador de simple efecto, y en las otras 2 vías van conectadas al tanque y a la presión, de manera que en una posición el fluido vaya al actuador y en la otra retorne del actuador al tanque [13].

2.2.14. Fluido hidráulico

Transmite la potencia al actuador, de manera que se transforma en una fuerza o movimiento lineal. El fluido es de gran importancia por lo tanto debe cumplir con

las propiedades optimas a fin de garantizar el funcionamiento adecuado de todo el sistema, las mismas son las siguientes:

- Buena viscosidad con rango de temperatura entre -70° a 80°C.
- No ser inflamable.
- No ser corrosivo.
- Ser buen disipador de calor.
- Incompresible en un rango amplio de presiones.
- Capacidad alta de lubricación en metales y gomas [17].

2.2.15. Filtros de fluido

Son esenciales para el filtrado del fluido debido a que puede presentar impurezas y suciedad, afectando a los elementos del sistema perjudicando el funcionamiento de este. En la Tabla 2.3 se observan los distintos grados de filtración exigidos acorde a la aplicación que se encuentra.

Tabla 2.3. Grados de filtración acorde a la aplicación [17]

| Grados de filtración en micrómetros | Tipo de sistema hidráulico |
|--|--|
| 1-2 | Para impurezas finas en sistemas altamente sensibles con gran fiabilidad, preferentemente en aviación y laboratorios. |
| 2-5 | Para sistemas de mando y control sensibles y de alta presión, con aplicaciones frecuentes en la aviación, robots industriales y maquinas herramientas. |
| 5-10 | Para sistemas hidráulicos de alta calidad y fiabilidad, con previsible larga vida útil de sus componentes. |
| 10-20 | Para hidráulica general y sistemas hidráulicos móviles, que maneje presiones medianas y tamaños intermedios. |
| 15-25 | Para sistemas de baja presión en la industria pesada o para sistemas de vida útil limitada. |
| 20-40 | Para sistemas de baja presión con holguras grandes. |

2.2.16. Achatado de tubos redondos

La Empresa CONSEG, especializada en la fabricación, reparación y mantenimiento de todo tipo de asientos para autobuses interprovinciales y urbanos. Actualmente, cuenta con la certificación ISO 9001:2015. El flujograma del proceso de producción puede observarse en la Figura 2.15, entre los cuales se aprecia el proceso de achatado de tubos redondos y la etapa en la cual es necesario realizarlo.

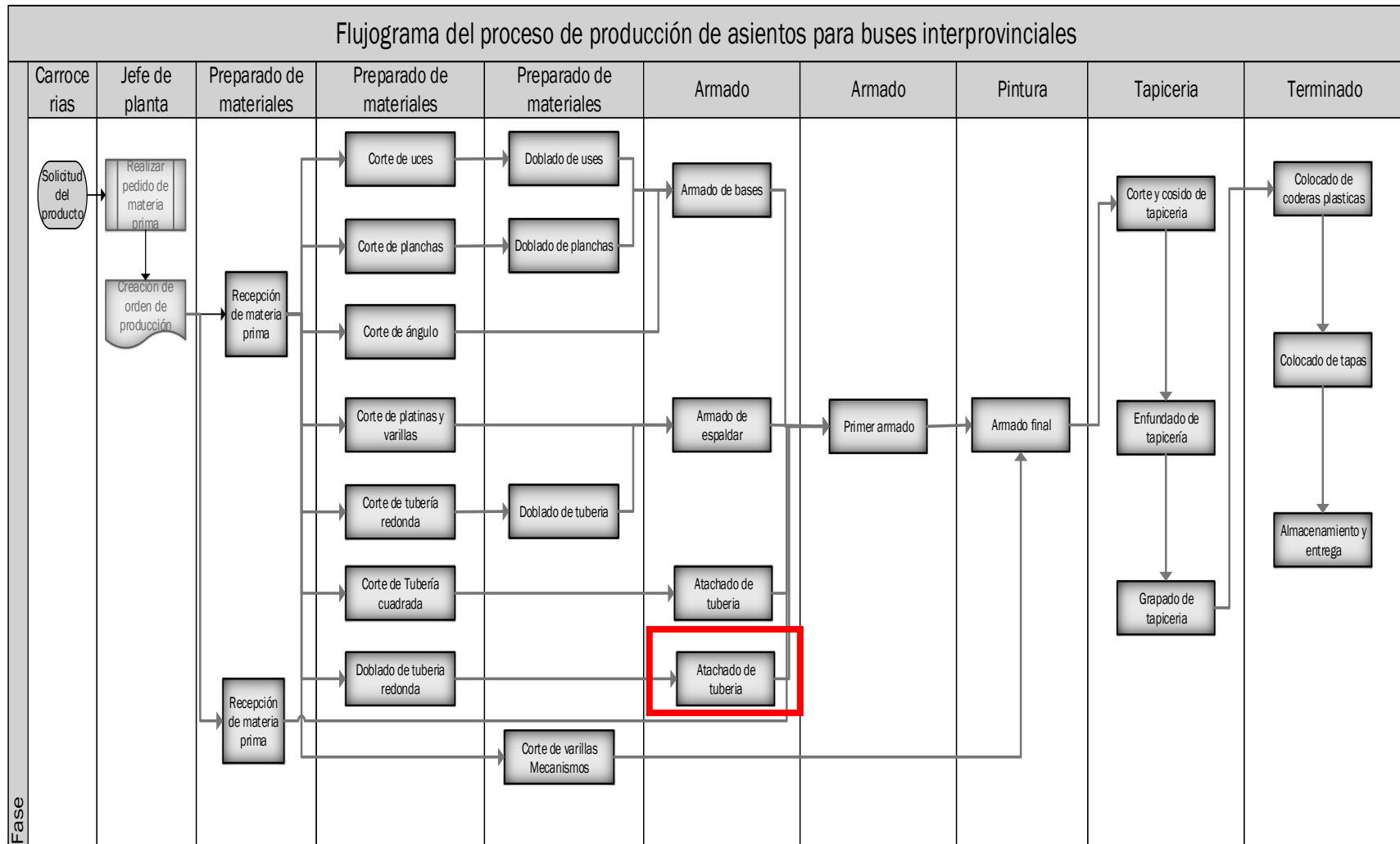


Figura 2.15. Diagrama de Procesos [19]

Entre los procesos que se realizan en la empresa, se encuentra el proceso de achatado de tubos redondos de 1 pulgada, realizado manualmente. Este inconveniente genera un diseño y acabado final poco adecuado para la estructura de los asientos que se fabrican. En la Tabla 2.4 se detalla los parámetros del proceso.

Tabla 2.4. Parámetros del Proceso de Achatado

| Tipo de elemento | Tubo Estructural Redondo |
|------------------------------|--|
| Material | ASTM A 500 |
| Dimensión | 1 pulgada |
| Espesor | 2 milímetros |
| Longitud | 60 milímetros |
| Ancho final | 48 milímetros |
| Personal empleado | 2 personas (1 sostiene el armazón, 1 golpea) |
| Tipo de Proceso | Manual |
| Herramental utilizado | Martillo |
| Tiempo empleado | 30-50 segundos |

Como se observa en la Tabla 2.4, este proceso es realizado por 2 personas y su duración es de 30 segundos, los cuales van aumentando conforme el trabajo se lo va realizando debido a la fatiga de la persona que emplea el martillo y golpea los extremos del armazón hasta realizar el aplanado que se requiere.

2.2.17. Especificaciones del tubo estructural redondo

Norma de fabricación: NTE INEN 2415.

Calidad: ASTM A 500.

Recubrimiento: Negro.

Largo normal: 6 metros.

Dimensiones: Desde 7/8" a 3".

Espesores: Desde 1.50 mm a 3.00 mm (Ver Anexo A1).

Tabla 2.5. Dimensiones del tubo estructural empleado [20]

| DIÁMETRO [pulgadas] | ESPESOR [mm] | PESO [Kg/m] | ÁREA [cm ²] | I [cm ⁴] | W [cm ³] | I [cm ³] |
|-------------------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| 1" | 2,00 | 1,15 | 1,47 | 1,01 | 0,80 | 0,83 |

2.2.18. Criterios de calidad del proceso de achatado

Para una valoración correcta del proceso, la empresa CONSEG con la finalidad de asegurar la calidad de este, se tiene a consideración los siguientes aspectos.

2.2.18.1. Acabado de la superficie

La superficie deberá presentar un acabado liso, sin fisuras, roturas o rugosidades. Un aspecto de la superficie puede observarse en la Figura 2.16.

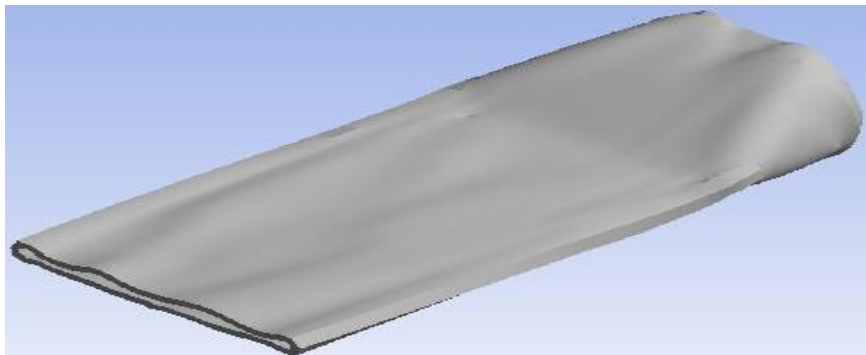


Figura 2.16. Acabado Superficial

2.2.18.2. Aplanado del tubo

Deberá ser total; y en caso de presentar un espaciado interior, este no deberá ser mayor a 3 milímetros.

2.2.18.3. Redondeo en extremo de sujeción

Deberá presentar un redondeo de 5 milímetros en ambos lados.

2.2.18.4. Dimensión final del tubo aplanado

Deberá tener una anchura final y espesor mayor a 35 milímetros y 4 milímetros respectivamente.

2.2.19. Descripción del Acero ASTM A 500

Es una especificación publicada por la ASTM para tubos estructurales de acero al carbono soldados en frío sin costura en formas redondas, cuadradas y rectangulares. De igual manera, define 4 grados de acero al carbono basados principalmente en su resistencia, la Tabla 2.6 presenta las propiedades de este acero según el grado [21].

Tabla 2.6. Propiedades mecánicas del Acero ASTM 500 [21]

| ASTM A 500 | F_y (min) [Kg/cm ²] | F_u (mín/máx) [Kg/cm ²] | % elongación en 5,08 cm (min) | F_u/F_y (min) [Kg/cm ²] |
|----------------|--------------------------------------|--|----------------------------------|--|
| A | 2319 | 3162 | 25 | 1,36 |
| B | 2951 | 4076 | 23 | 1,38 |
| Grado C | 3232 | 4357 | 21 | 1,35 |
| D | 2530 | 4076 | 23 | 1,61 |

Entre los grados que presenta el Acero ASTM A 500, comúnmente se emplea el grado A ya que se encuentra con facilidad en el mercado nacional.

2.2.20. Relaciones Esfuerzo-Deformación

Existen 3 tipos de esfuerzos estáticos a los que se pueden someter los materiales, estos son: tensión, compresión y corte. Los esfuerzos de tensión tienden a alargar al material, mientras que los de compresión a comprimirlo y los de corte implican fuerzas que tienden a deslizar porciones adyacentes de material una sobre otra. La curva de esfuerzo contra deformación es la relación básica que describe las propiedades mecánicas de los materiales en sus tres tipos [22].

Para el desarrollo de este proyecto, nos vamos a centrar en el esfuerzo de compresión como se detalla a continuación.

2.2.20.1. Propiedades en Compresión

En un ensayo de compresión se aplica una carga que aplasta un espécimen cilíndrico entre 2 platinas, como se observa en la Figura 2.17.

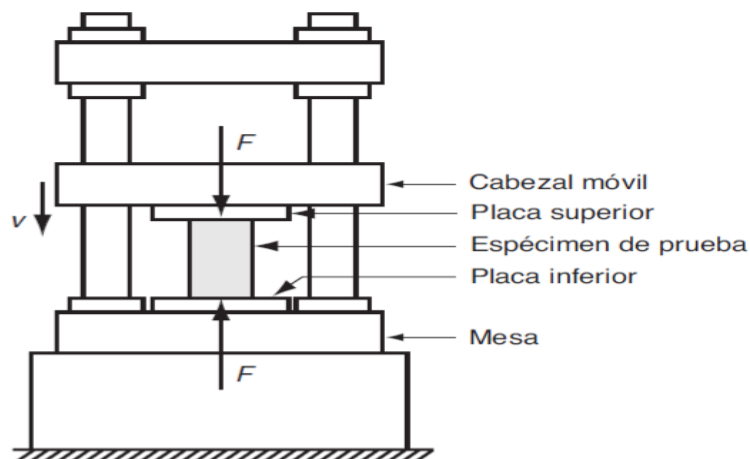


Figura 2.17. Colocación del espécimen en máquina ensayadora [22]

Al momento de comprimirse el material, la probeta reduce su altura aumentando su área transversal. Ante ello, el esfuerzo producido se define por: [22]

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

donde A es el área original del espécimen. La deformación producida se define por: [22]

$$e = \frac{h - h_o}{h_o} \quad (\text{Ecuación 2.8})$$

donde h_o es la altura inicial del espécimen y h es la altura final del mismo [22].

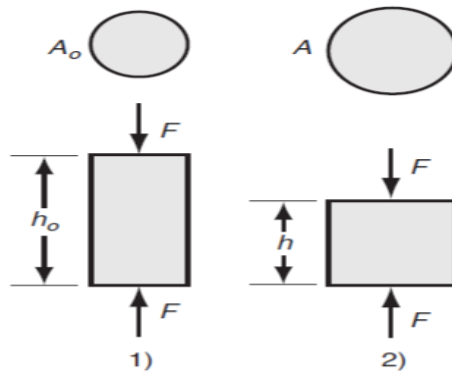


Figura 2.18. Ensayo de compresión [22]

Fuerza de compresión aplicada a la pieza prueba en (1) y (2) resultando un cambio de altura.

Como la altura decrece durante la compresión, el valor de e es negativo, sin embargo, el signo negativo se ignora normalmente. La grafica esfuerzo-deformación obtenida en un ensayo a compresión puede observarse en la Figura 2.19. En la misma se puede apreciar que la curva se divide en 2 regiones: plástica y elástica, pero la forma de la porción plástica de la curva es diferente de su complementaria en un ensayo a tensión. [22]

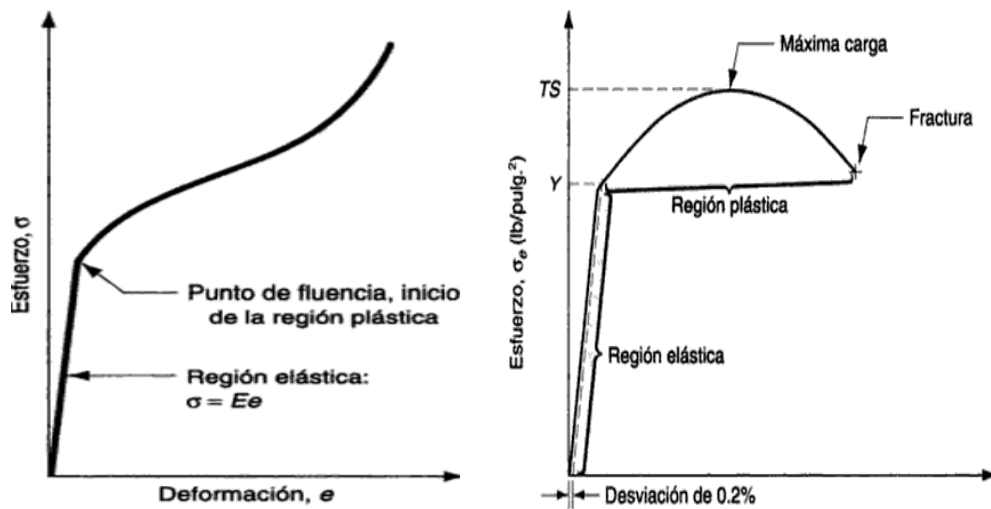


Figura 2.19. Curva relación esfuerzo-deformación [22]

Izquierda: relación esfuerzo-deformación a compresión.

Derecha: relación esfuerzo-deformación a tensión.

Nótese que en la Figura 2.19, a la izquierda se encuentra la relación esfuerzo-deformación a compresión, mientras que en el lado derecho la relación esfuerzo-deformación a tensión.

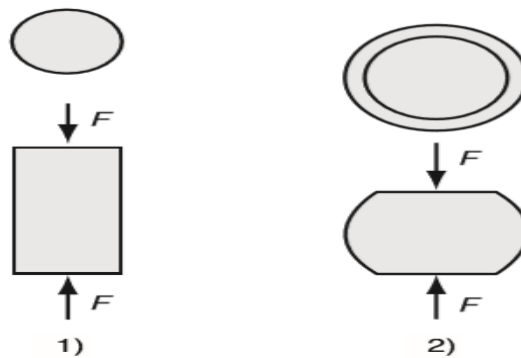


Figura 2.20. Efecto de Abarrilamiento [22]

Inicio del ensayo (1) y (2) después de haber ocurrido una considerable compresión.

Como la compresión provoca un aumento de la sección transversal, la carga aumenta más rápidamente que antes, de lo cual resulta un valor más alto del esfuerzo calculado; esto debido a que la fricción entre las superficies de contacto con las planchas que tienden a prevenir que los bordes del cilindro se extiendan,

provocan que se consuma una cantidad adicional de energía, es decir, una mayor fuerza aplicada durante el ensayo que da por resultado un mayor esfuerzo [22].

Otra consecuencia de la fricción es que el material cerca de la mitad de la probeta puede expandirse, presentando una forma de barril como se observa en la Figura 2.20 [22].

Aunque existan diferencias entre las curvas de esfuerzo-deformación en tensión y compresión, cuando los datos respectivos se trazan como esfuerzo-deformación real, dan como resultado relaciones casi idénticas para casi todos los materiales, ante ello podemos derivar los valores de los parámetros de la curva de fluencia (K y n) de los datos de los ensayos a tensión y aplicarlos con igual validez a operaciones de compresión [22].

2.2.21. Ley de Hooke

Los diagramas de esfuerzo-deformación para la mayoría de los materiales de ingeniería exhiben una *relación lineal* entre el esfuerzo y la deformación unitaria dentro de la región elástica, de esta manera, un aumento en el esfuerzo causa un aumento proporcional en la deformación unitaria; esto fue descubierto por Robert Hooke en los resortes. Puede expresarse matemáticamente como: [23]

$$\sigma = E\epsilon \quad (\text{Ecuación 2.9})$$

Donde E es el Módulo de Young, y ϵ es el límite de proporcionalidad. La ecuación 2.4 representa en realidad la ecuación de la porción inicial recta del diagrama esfuerzo-deformación y el módulo de Young representa la pendiente de esta [23].

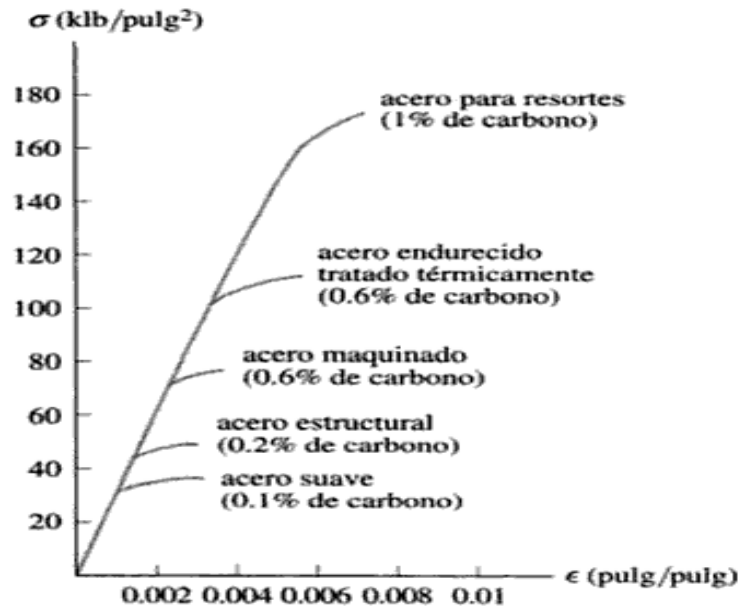


Figura 2.21. Límite de proporcionalidad [23]

El límite de proporcionalidad para un tipo particular de acero depende de su contenido de aleación; sin embargo, tienen el mismo módulo de elasticidad, que generalmente se acepta igual a $E=29 \text{ ksi}$ o 200 GPa . Cabe recordar que el módulo de elasticidad denota la rigidez de un material y puede usarse solo si un material tiene un comportamiento elástico lineal [23].

2.2.22. Consideraciones de equilibrio

Un sistema de fuerzas se encuentra en equilibrio cuando la suma de fuerzas y momentos sobre cada elemento es igual a cero. Asimismo, este concepto afecta tanto a la configuración geométrica como al sistema de fuerzas aplicadas; la ecuación que rige a un sistema de equilibrio es la siguiente: [23]

$$\Sigma F = \Sigma m \cdot a \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

$$\Sigma F = 0 \quad (\text{Ecuación 2.11})$$

$$\Sigma M = 0 \quad (\text{Ecuación 2.12})$$

Donde:

F= Fuerza [N].

M= Momento flexor [N·m]

m= Masa [kg].

$a =$ Aceleración [m/s^2].

La aceleración en caso de equilibrio es la gravedad, la cual es de $9,81 m/s^2$. Asimismo, dicha ecuación rige en cada uno de los ejes coordenados de un determinado componente.

2.2.23. Momento flector máximo

Se denomina momento flector máximo al momento de fuerza resultante en un sistema de distribución de tensiones sobre una sección transversal. Dichas tensiones pueden ser cargas puntuales o distribuidas. La Figura 2.22 representa el diagrama de momento flector frente a una carga puntual aplicada [24].

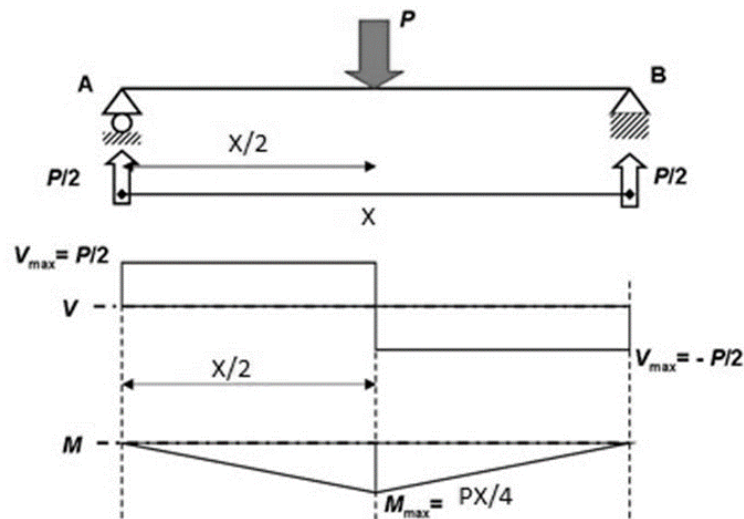


Figura 2.22. Diagrama de fuerza cortante y momento flector [24]

El Anexo C1 expresa diferentes ecuaciones de equilibrio según la configuración de carga aplicada.

2.2.24. Momento resistente

Es una magnitud que caracteriza la resistencia de un componente mecánico sometido a flexión. Es calculable a partir de la forma y dimensiones de la sección transversal, de manera que resulta en lo siguiente: [24]

$$W_{xx'} = \frac{I_{xx}}{Y_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Ecuación 2.13})$$

$$W_{yy'} = \frac{I_{yy}}{X_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Ecuación 2.14})$$

Donde:

W_{xx}' = Momento resistente [mm^3].

$X_{\text{máx}}$ = Distancia más alejada al eje neutro en X [mm].

$Y_{\text{máx}}$ = Distancia más alejada al eje neutro en Y [mm].

I_{xx} = Inercia respecto al eje X [mm^4].

I_{yy} = Inercia respecto al eje Y [mm^4].

2.2.25. Inercia de un componente

Es la propiedad que tienen los cuerpos de permanecer en su estado de reposo relativo, es decir, es la resistencia que opone un cuerpo a modificar su estado de movimiento. El Anexo C2 describe el cálculo de inercia de un componente según su geometría. Asimismo, en caso de ser una figura compuesta, la inercia se calcula mediante el Teorema de Steiner, que expresa la siguiente ecuación: [8]

$$I = I' + A \cdot d^2 \quad (\text{Ecuación 2.15})$$

Donde:

I = Inercia del componente [mm^4].

I' = Inercia de cada región del componente [mm^4].

A = Área de cada región del componente [mm^2].

d = Distancia del centro de gravedad de cada región al centro de gravedad del componente [mm].

2.2.26. Esfuerzo de tensión

Con frecuencia, en el diseño se adopta el supuesto de una distribución uniforme del esfuerzo, esto se convierte en tensión pura, compresión pura o cortante puro, esto dependiendo de la dirección de aplicación de la fuerza, por lo cual se calcula mediante la siguiente ecuación: [25]

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Ecuación 2.16})$$

Sin embargo, el esfuerzo de tensión varía linealmente con la distancia del eje neutro, como puede observarse en la Figura 2.23. [25]

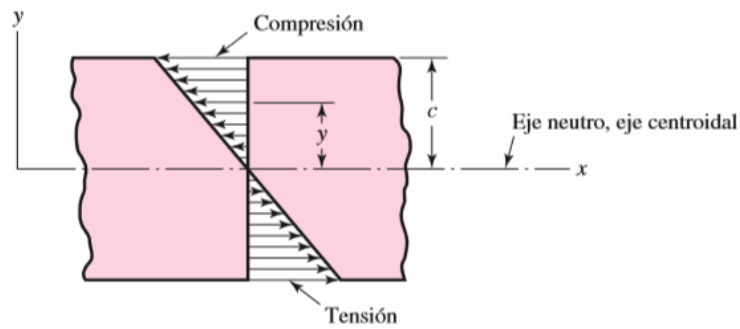


Figura 2.23. Esfuerzos en flexión en un componente [25]

Como se observa en la Figura 2.23, la magnitud máxima del esfuerzo en flexión ocurrirá donde y tiene la magnitud más grande; de manera que la Ecuación 2.15 se modifica al relacionar el momento y la magnitud máxima y , resultando en la siguiente: [25]

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} \quad (\text{Ecuación 2.17})$$

2.2.27. Deformación de una viga

Suele expresarse en función de la flecha desde la posición no deformada, y se mide desde la superficie neutra de la viga deformada hasta la posición original de dicha superficie. La Figura 2.24 se observa la flexión de una viga por efecto de una carga puntual [26].

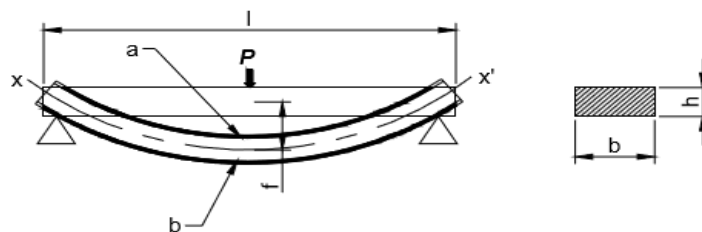


Figura 2.24. Viga deformada [26]

Las condiciones de diseño de las vigas frecuentemente imponen limitaciones sobre las deflexiones, lo mismo que sobre los esfuerzos. Por ende, es importante determinar la longitud de flecha como lo indica el Código AISC, asimismo, no debe exceder de $L/300$ de la longitud de la viga [26]. El Anexo C3 especifica los valores máximos de la relación entre flecha y luz.

2.2.28. Diseño mediante Esfuerzos Permisibles

Este método se basa en los principios de diseño de estados límite, el cual proporciona las fronteras de la utilidad estructural. Mediante esto, se pretende conseguir que los esfuerzos unitarios actuantes en los miembros estructurales sean menores que los esfuerzos unitarios permisibles. Este método define la resistencia admisible en tracción dividiendo la resistencia nominal por un factor de seguridad. Esto se observa en la siguiente ecuación: [27]

$$P_n = \frac{F_{CR} \cdot A_g}{\Omega_c} \rightarrow \Omega_c = 1,67 \quad (\text{Ecuación 2.18})$$

Donde:

P_n = Resistencia a la compresión permisible [kN].

F_{CR} = Esfuerzo de pandeo por flexión [MPa].

A_g = Área neta de la sección [m²].

2.2.29. Longitud efectiva

El concepto de longitud efectiva es simplemente un método matemático para reemplazar una columna con cualquier condición en los extremos; dicha longitud viene dada por la siguiente ecuación: [27]

$$L_e = K \cdot L \quad (\text{Ecuación 2.19})$$

Donde:

L_e = Longitud efectiva [m].

K = Factor de longitud efectiva.

L = Longitud de la columna [m].

El valor de K puede determinarse de acuerdo a la Tabla 2.7, mostrada a continuación:

Tabla 2.7. Valores aproximados del factor de longitud efectiva [27]

| | | | | | | |
|--|---|------|-----|-----|------|-----|
| Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna | (a) | (b) | (c) | (d) | (e) | (f) |
| | | | | | | |
| Valor K teórico | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 |
| Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas | 0.65 | 0.80 | 1.2 | 1.0 | 2.10 | 2.0 |
| Símbolos para las condiciones de extremo | | | | | | |
| | <i>Rotación y traslación impedidas</i> <i>Rotación libre y traslación impedida</i> <i>Rotación impedida y traslación libre</i> <i>Rotación y traslación libres</i> | | | | | |

2.2.30. Radio de giro

Depende de la forma de la sección y no del material, se determina mediante la siguiente ecuación: [27]

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (\text{Ecuación 2.20})$$

Donde:

r= Radio de giro [mm].

I= Inercia del componente [mm⁴].

A= Área del componente [mm²].

2.2.31. Relación de esbeltez

Se produce en piezas sometidas a compresión, y es consecuencia del pandeo. Se calcula a través de la relación entre la longitud de pandeo y el radio de giro mínimo de la sección, como se observa en la siguiente ecuación: [27]

$$Rel_{es} = \frac{Le}{r} \quad (\text{Ecuación 2.21})$$

Donde:

Rel_{es} = Relación de esbeltez.

Le = Longitud efectiva [m].

r = Radio de giro [m].

2.2.32. Constante de columna

La constante de columna permite seleccionar el método de análisis según el tipo de columna, su ecuación viene dada por: [27]

$$Cc = 4,71 \sqrt{\frac{E}{Sy}} \quad (\text{Ecuación 2.22})$$

Donde:

Cc = Constante de columna.

E = Módulo de elasticidad [GPa].

Sy = Límite de fluencia [MPa].

Nótese que esta expresión permite el cálculo del esfuerzo de pandeo a flexión, F_{CR} , para un miembro a compresión; dichas ecuaciones se determinan según el valor de constante de columna: [27]

$$\begin{aligned} a) \text{ Si } \frac{KL}{r} &\leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{Sy}} \\ \therefore F_{CR} &= \left[0,658 \frac{Sy}{Fe} \right] \cdot Sy \end{aligned} \quad (\text{Ecuación 2.23})$$

$$\begin{aligned} b) \text{ Si } \frac{KL}{r} &> 4,71 \sqrt{\frac{E}{Sy}} \\ \therefore F_{CR} &= 0,877 Fe \end{aligned} \quad (\text{Ecuación 2.24})$$

Donde:

F_{CR} = Esfuerzo de pandeo a flexión [MPa].

F_e = Esfuerzo de pandeo critico [MPa].

De igual manera, el esfuerzo de pandeo critico elástico o Esfuerzo de Euler, se calcula mediante la siguiente formula: [27]

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot E}{(Rel_{es})^2} \quad (\text{Ecuación 2.25})$$

2.2.33. Esfuerzos en pasadores

Estos componentes se introducen en las partes laterales de la estructura ya que sirven de soporte para las vigas de la mesa. Los mismos originan un sistema de fuerzas y reacciones sobre los mismos al momento de realizar el proceso de aplanado. Asimismo, en su diseño o cálculo de diámetro del eje se emplea la Ecuación 2.15 con una modificación en el área, esto resulta en la siguiente fórmula: [25]

$$\sigma_e = \frac{F}{D \cdot e} \quad (\text{Ecuación 2.26})$$

Donde:

σ_e = Esfuerzo en el eje [MPa].

F= Fuerza aplicada [N].

D= Diámetro del eje [mm].

e= Espesor del material [mm].

Asimismo, existe un esfuerzo cortante puro debido a la orientación de fuerzas como se observa en la Figura 2.25 [25].

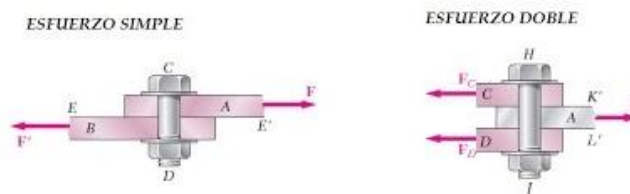


Figura 2.25. Esfuerzo cortante [25]

De esto, el esfuerzo cortante se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_e = \frac{F}{A} \quad (\text{Ecuación 2.27})$$

Donde:

τ_e = Esfuerzo cortante en el pasador [MPa].

F = Carga aplicada [N].

A = Área del pasador [mm²].

Nótese que el pasador debe presentar un factor de seguridad basado en el esfuerzo de tensión y el límite de fluencia, esto se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad (\text{Ecuación 2.28})$$

2.2.34. Sujeción de componentes

Los métodos de unión de partes son extremadamente importantes en la ingeniería y en la construcción de máquinas; las mismas pueden unirse mediante juntas soldadas o empernadas según el trabajo que ejecutan.

2.2.34.1. Sujeción mediante perno

A lo largo de cualquier periodo, el número de innovaciones que ha afectado el campo de los sujetadores ha sido tremendo, por ende, existe una gran variedad de los mismos; es necesario comprender a fondo el desempeño de los sujetadores y uniones bajo todas las condiciones de diseño [25].

El objetivo de un tornillo es sujetar 2 o más partes, y la carga de sujeción alarga o estira el tornillo; debido a que los componentes se están sujetando, la fuerza de sujeción que produce tensión en el perno induce compresión en los elementos, de manera que se debe escoger el perno adecuado según las cargas que se presentan [25].

Asimismo, se calcula la rigidez efectiva de un perno y del elemento mediante las siguientes ecuaciones:

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} \quad (\text{Ecuación 2.29})$$

Donde:

k_b = Rigidez efectiva de un perno [N/m].

A_d = Área de parte sin rosca [m²].

A_t = Área de la parte roscada [m²].

E = Modulo de elasticidad [GPa].

l_t = Longitud de parte roscada [m].

l_d = Longitud de parte útil sin rosca [m].

Nótese que las ecuaciones de cada uno de estos factores se encuentran en el Anexo D2.

Rigidez del elemento

Cuando la conexión ensamblada se somete a una carga externa de tensión es necesario conocer ambas rigideces; la misma dependerá del material de unión y la cantidad de elementos sujetos. Sin embargo, existe una formula simplificada que proporciona un cálculo simple, siempre y cuando, los elementos sean del mismo material. Dicha ecuación es la siguiente:

$$\frac{k_m}{Ed} = A \exp\left(\frac{Bd}{l}\right) \quad (\text{Ecuación 2.30})$$

Donde:

k_m = Rigidez del elemento [N/m].

E = Módulo de elasticidad [GPa].

d = Diámetro del perno [m].

l = Agarre del perno [m].

Los factores A y B se determinan mediante la Tabla 2.8.

Tabla 2.8. Parámetros de rigidez de varios materiales [25]

| Material usado | Relación de Poisson | Módulo de elasticidad, | | A | B |
|---------------------|---------------------|------------------------|------|----------|----------|
| | | GPa | Mpsi | | |
| Acero | 0.291 | 207 | 30.0 | 0.787 15 | 0.628 73 |
| Aluminio | 0.334 | 71 | 10.3 | 0.796 70 | 0.638 16 |
| Cobre | 0.326 | 119 | 17.3 | 0.795 68 | 0.635 53 |
| Hierro fundido gris | 0.211 | 100 | 14.5 | 0.778 71 | 0.616 16 |
| Expresión general | | | | 0.789 52 | 0.629 14 |

Asimismo, se determina el factor de rigidez mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{Ecuación 2.31})$$

Carga aplicada al perno y material

Ahora se debe considerar lo que sucede al aplicar una carga externa de tensión a una unión con pernos. Esta fuerza se distribuye hacia el perno y el material, de manera que se calculan por medio de las siguientes ecuaciones: [25]

$$P_b = P \cdot C \quad (\text{Ecuación 2.32})$$

$$P_m = P \cdot (1 - C) \quad (\text{Ecuación 2.33})$$

Donde:

P= Carga de tensión [N].

P_b= Carga tomada por el perno [N].

P_m= Carga tomada por el material [N].

C= Factor de rigidez.

Carga de prueba

Es la carga máxima que pueden soportar los pernos sin deformarse permanentemente. Se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$F_p = A_t \cdot S_p \quad (\text{Ecuación 2.34})$$

Donde:

F_p= Carga de prueba [N].

A_t= Área del perno [m²].

S_p= Resistencia de prueba [MPa].

El factor de S_p puede obtenerse del Anexo D2.

Asimismo, se determina el valor de precarga empleando una de las siguientes ecuaciones: [25]

$$F_i = 0,75 \cdot F_p \rightarrow \text{Conexiones no permanentes} \quad (\text{Ecuación 2.35})$$

$$F_i = 0,90 \cdot F_p \rightarrow \text{Conexiones permanentes} \quad (\text{Ecuación 2.36})$$

Donde:

F_i = Precarga [N].

F_p = Carga de prueba [N].

Carga resultante

Es la suma de la carga tomada por el perno y precarga, es decir:

$$F_b = P_b + F_i \quad (\text{Ecuación 2.37})$$

De esta manera es posible determinar el esfuerzo admisible y el factor de seguridad del mismo mediante las ecuaciones previamente establecidas [25].

CAPÍTULO III

Metodología

3.1. Selección de alternativas

Para la respectiva selección de alternativas se tomará en cuenta el tipo de estructura, disposición del actuador y su mecanismo de accionamiento; esto debido a los requerimientos de la Empresa CONSEG y la infraestructura disponible de la misma. Además de ello, el conjunto de alternativas requiere de una valoración con el fin de ayudar una adecuada elección por lo que se considerará los siguientes aspectos:

- Costo.
- Funcionalidad.
- Construcción y montaje.
- Mantenibilidad.
- Tamaño.

Ante estas consideraciones, la Tabla 3.9 describe las distintas alternativas a tomar en cuenta en el diseño de la prensa hidráulica, nótese que la variable es el tipo de estructura a diseñar y construir. A continuación, se presentan las alternativas:

Tabla 3.9. Alternativas de prensa hidráulica


| ALTERNATIVAS | Tipo de estructura | Disposición del actuador hidráulico | Mecanismo impulsor del fluido |
|--|---------------------------|--|--------------------------------------|
| Opción 1  | Tipo H | Vertical | Bomba hidráulica |

Tabla 3.9. Alternativas de prensa hidráulica (continuación)

| | | | |
|--|--------------|----------|------------------|
| Opción 2 | Tipo C | Vertical | Bomba hidráulica |
|  | | | |
| Opción 3 | Tipo Columna | Vertical | Bomba hidráulica |
|  | | | |

Para la debida matriz de criterios ponderados se asignará los siguientes valores según corresponda:

- Si el criterio de las filas es superior o mejor que el criterio de las columnas=1
- Si el criterio de las filas es equivalente al criterio de las columnas=0,5
- Si el criterio de las filas es inferior que el criterio de las columnas=0

Como se observa en la Tabla 3.10, los criterios predominantes son el costo y la funcionalidad, de manera que la prensa hidráulica deberá cumplir con la función de aplanado de tubos redondos a un bajo costo y su construcción no deberá ser compleja.

Tabla 3.10. Criterios ponderados

| CRITERIO | Costo | Funcionalidad | Construcción y montaje | Mantenibilidad | Tamaño | Sumatoria | Ponderado |
|-------------------------------|--------------|----------------------|-------------------------------|-----------------------|---------------|------------------|------------------|
| Costo | - | 0,5 | 1 | 1 | 0,5 | 3 | 0,2857 |
| Funcionalidad | 0,5 | - | 1 | 0,5 | 1 | 3 | 0,2857 |
| Construcción y montaje | 0,5 | 0,5 | - | 0,5 | 0,5 | 2 | 0,1905 |
| Mantenibilidad | 0,5 | 0 | 0 | - | 0,5 | 1 | 0,0952 |
| Tamaño | 0,5 | 0 | 0,5 | 0,5 | - | 1,5 | 0,1429 |
| TOTAL | - | - | - | - | - | 10,5 | 1 |

En la Tabla 3.11 se observa que la opción 1 predomina sobre las demás opciones, ya que presenta una estructura simple y funcional a un bajo costo. De esta manera, la estructura de la prensa hidráulica sería de tipo H.

Tabla 3.11. Selección de alternativas

| CRITERIO | Costo | Funcionalidad | Construcción y montaje | Mantenibilidad | Tamaño | Sumatoria | Ponderado |
|-----------------|--------------|----------------------|-------------------------------|-----------------------|---------------|------------------|------------------|
| Opción 1 | 0,1429 | 0,0952 | 0,1270 | 0,0635 | 0,0536 | 0,4821 | 1 |
| Opción 2 | 0,1429 | 0,0952 | 0,0635 | 0,0317 | 0,0536 | 0,3869 | 2 |
| Opción 3 | 0,0000 | 0,0952 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0357 | 0,1310 | 3 |

3.2. Cálculos

Para la realización de los cálculos de selección de actuador y el material de la columna, es necesario dividir la prensa hidráulica en los sistemas que la componen como son: sistema hidráulico, sistema estructural o de soporte y sistema de anclaje. En la Figura 3.26 se observa a mejor detalle los sistemas que componen a la prensa hidráulica.

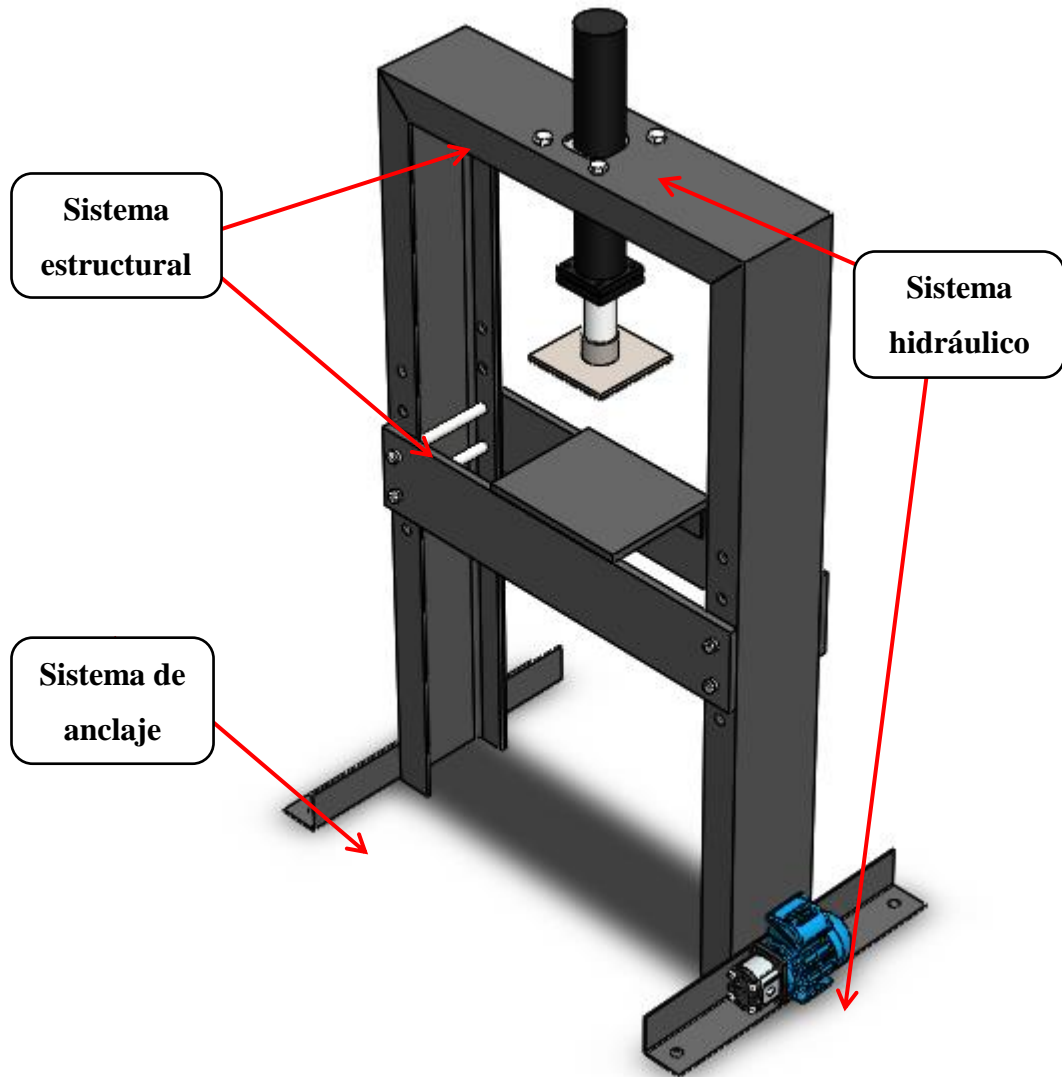


Figura 3.26. Sistemas de la prensa hidráulica

Como primer parámetro de cálculo es necesario determinar la presión necesaria para el proceso de achatado de tubos, de manera que se obtenga las cargas que se exponen a la estructura.

3.2.1. Cálculo de presión necesaria para el proceso de achatado

Para el cumplimiento del proceso y la calidad de este, se procedió a realizar un análisis dinámico por medio de Software ANSYS, determinando la presión a la cual el tubo redondo de 1 pulgada se aplana en su totalidad mediante prueba y error; las especificaciones del análisis se detallan a continuación:

Tabla 3.12. Parámetros del análisis dinámico

| | |
|----------------------------|--------------------|
| Aplicación | ANSYS, Inc. |
| Complemento | Explicit Dynamics |
| Solucionador | AUTODYN |
| Número de ciclos | 100000 |
| Tiempo de ejecución | 6 segundos |

A continuación, se especifican las condiciones de frontera, de manera que se simule lo más cercano a la realidad. La Figura 3.27 especifica las condiciones de frontera del análisis del proceso de achatado.

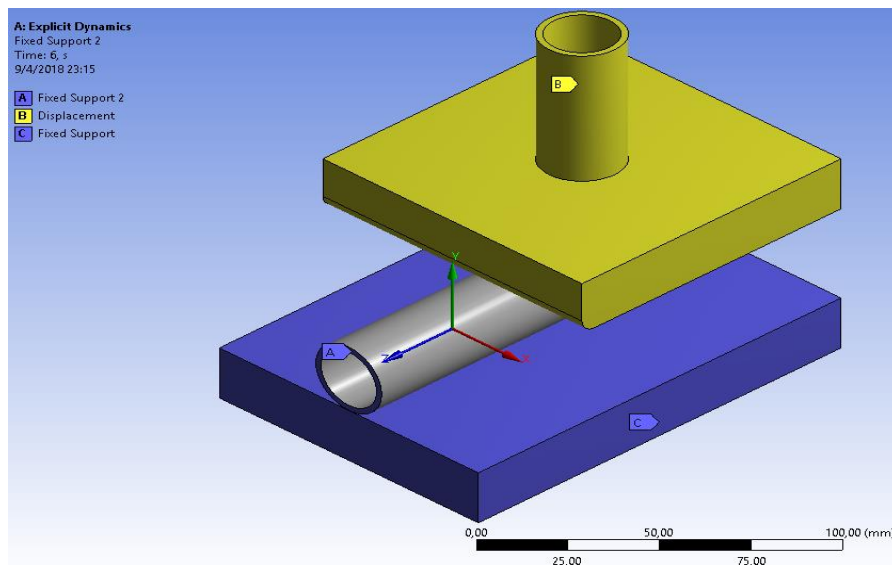


Figura 3.27. Condiciones de frontera del análisis

Como se observa en la Figura 3.27, el análisis consta de 1 tubo de una pulgada ASTM A500 gr. A sobre una mesa de acero ASTM A36 y sobre ambos componentes una matriz de aplanado de acero AISI 4340; este último consta de un extremo de sujeción en la parte superior del cual se acopla el vástago del actuador. Como referencia, se ha colocado un extremo de diámetro 1 pulgada.

3.2.1.1. Aplicación de 0.5 MPa al análisis

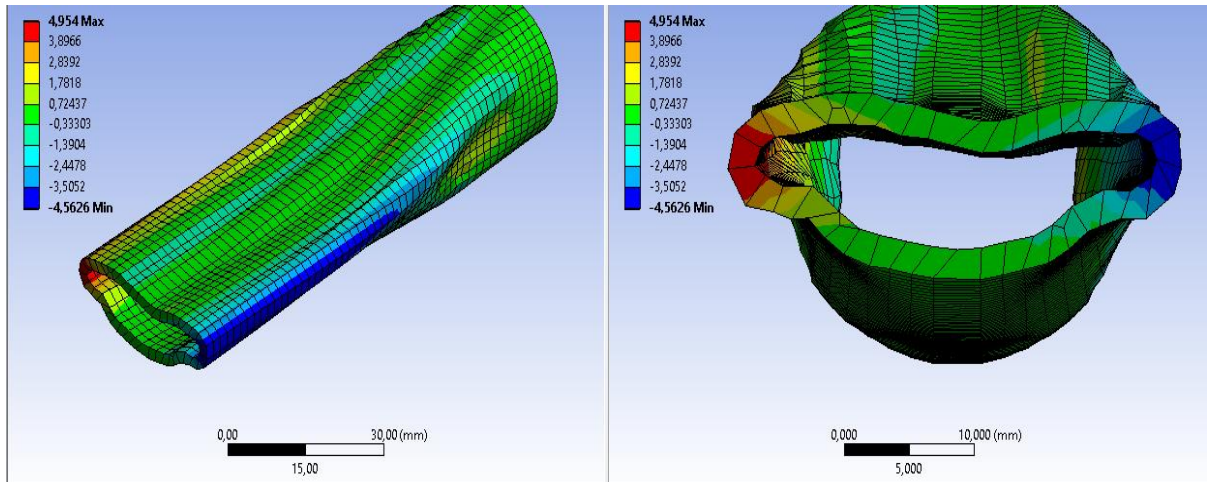


Figura 3.28. Tubo redondo aplanado a 0.5 MPa

Análisis. Como puede observarse en la Figura 3.28, el tubo redondo no llega a aplanarse en su totalidad, de manera que no se cumple con los parámetros de calidad previamente establecidos en el capítulo anterior.

3.2.1.2. Aplicación de 1 MPa al análisis

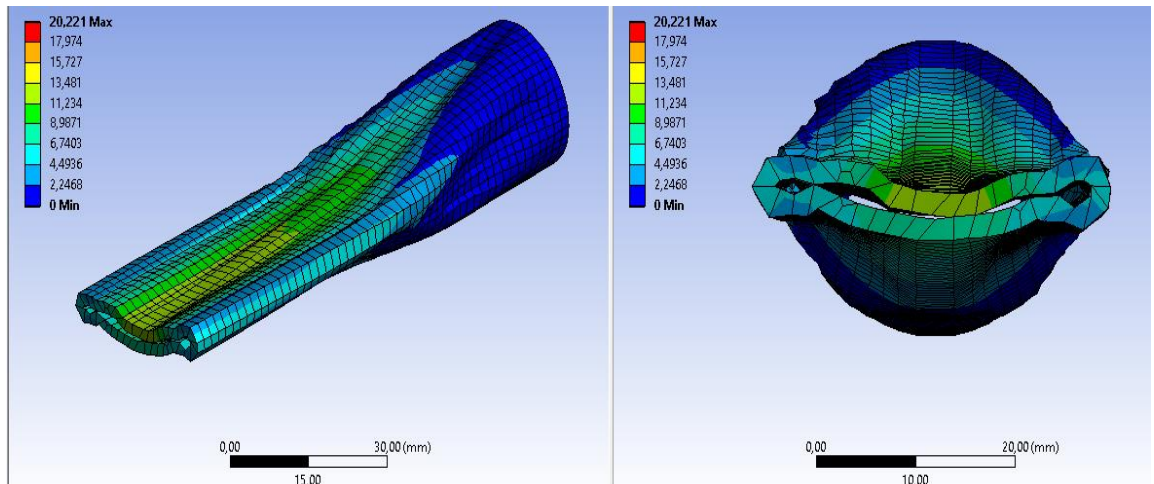


Figura 3.29. Tubo redondo aplanado a 1 MPa

Análisis. Como se observa en la Figura 3.29, el tubo redondo llega a aplanarse casi en su totalidad, sin embargo, se produce una concavidad en la superficie de aplanado, de forma que no se cumple con los parámetros de calidad.

3.2.1.3. Aplicación de 2 MPa al análisis

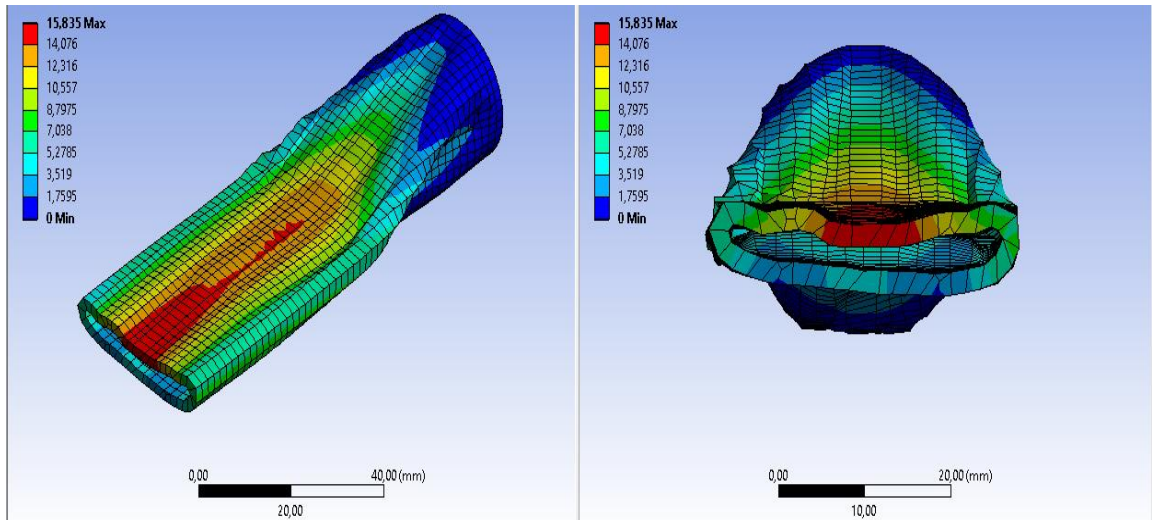


Figura 3.30. Tubo redondo aplanado a 2 MPa

Análisis: En la Figura 3.30, el tubo redondo aun no llega a aplanarse en su totalidad, quedando una abertura de aproximadamente 4 mm, y ondulaciones en la parte superior del mismo. Este análisis no cumple con los parámetros de calidad de la empresa.

3.2.1.4. Aplicación de 4 MPa al análisis

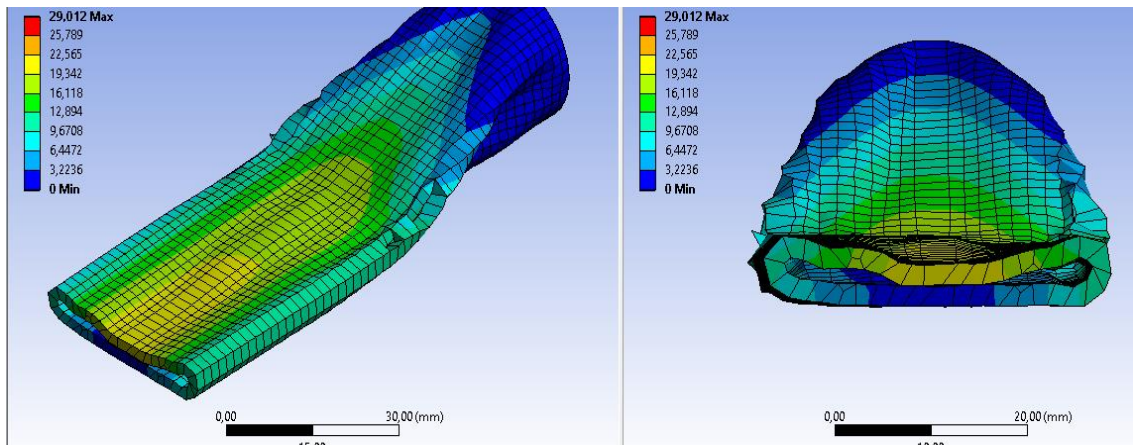


Figura 3.31. Tubo redondo aplanado a 4 MPa

Análisis. En la Figura 3.31 se aprecia un mejor aplanado con un acabado bueno, cabe recalcar que en sus extremos se genera cierta abertura propia de la forma del componente. Este análisis cumple con los parámetros de calidad de la empresa.

3.2.1.5. Aplicación de 8 MPa al análisis

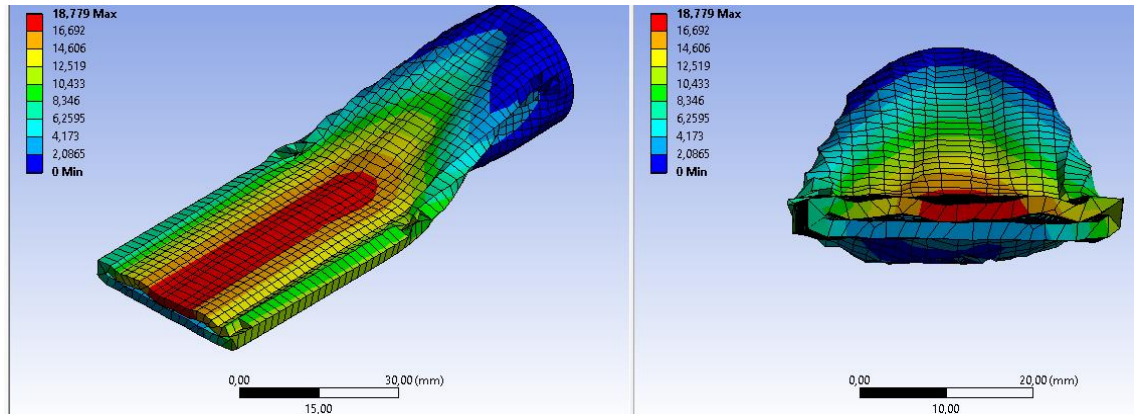


Figura 3.32. Tubo redondo aplanado a 8 MPa

Análisis. En la Figura 3.32 se aprecia un aplanado total del componente con un acabado bueno; las aberturas no sobrepasan los 2 mm y se nota una mejor forma en sus extremos. Este análisis cumple con los parámetros de calidad establecidos.

3.2.1.6. Aplicación de 12 MPa al análisis

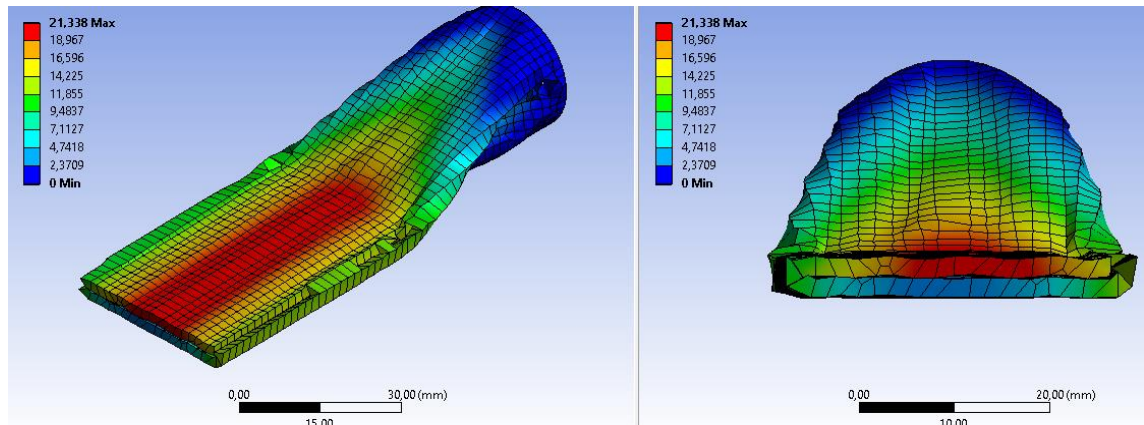


Figura 3.33. Tubo redondo aplanado a 12 MPa

Análisis. En la Figura 3.33 se aprecia un aplanado total del componente con un acabado muy bueno en relación con los anteriores análisis; no existe rotura o fisura del componente, de manera que este análisis cumple con los parámetros de calidad y expectativas de la empresa.

3.2.1.7. Evaluación de resultados

De acuerdo con los análisis presentados anteriormente y los criterios de calidad descritos en el capítulo anterior se procedió a su respectiva evaluación, de forma

que se determine la presión exacta para el aplanado del componente, esto puede observarse en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13. Valoración de resultados

| Presión | Deformación | Acabado | Aprobación |
|----------------|-------------|-----------|------------|
| 0.5 MPa | 18,215 mm | Regular | No |
| 1 MPa | 20,221 mm | Regular | No |
| 2 MPa | 15,835 mm | Regular | No |
| 4 MPa | 29,012 mm | Bueno | Si |
| 8 MPa | 18,779 mm | Bueno | Si |
| 12 MPa | 21,338 mm | Muy bueno | Si |

Como se observó en los distintos análisis, a una presión mayor a 4 MPa el componente llega a aplanarse al punto de no presentar aberturas en los extremos, sin fisuras o agrietamientos en el mismo. La presión de a seleccionarse es de 12 MPa.

3.2.2. Selección de actuador hidráulico

Una vez determinada la presión a la cual se deforma el tubo permanentemente, se procede a la selección del actuador hidráulico tomando en cuenta los siguientes parámetros que dispone la Empresa CONSEG.

- Bajo costo del cilindro hidráulico.
- Disponibilidad inmediata.
- Carrera: >500 mm.

Ante esta consideración se procede a la selección de un cilindro Parker HMI SBd, debido a que cumple con las expectativas propuestas por la empresa y la presión a emplearse se encuentra dentro del rango de uso de este. La Figura 3.34 se observa el tipo de pistón a emplearse.



Figura 3.34. Cilindro hidráulico HMI SBd [28]

Las especificaciones técnicas se detallan en la Tabla 3.14, y para una mayor perspectiva puede observarse en el Anexo B2 y B3 respectivamente.

Tabla 3.14. Especificaciones del Cilindro Hidráulico [28]

| Definición | Dimensión |
|---|------------------|
| Presión máxima de funcionamiento | 210 Bar |
| Peso | 45 kg |
| Rango de temperatura | -20 a 150 °C |
| Tipo de Actuador | Doble efecto |
| Diámetro del émbolo | 80 mm |
| Diámetro del vástago | 63 mm |
| Carrera | 650 mm |
| Altura retraído | 600 mm |
| Altura extendido | 1100 mm |

Nótese en este caso, el cilindro del actuador fue cambiado por uno de mayor longitud debido a lo requerido por la empresa. este vástago se encuentra dentro del rango como se observa en el Anexo B2.

3.2.2.1. Carga de empuje del actuador hidráulico

Para el cálculo de la carga de empuje del actuador hidráulico, que a su vez será la carga viva que se aplique a la estructura, se emplea la Ecuación 2.1, considerando la presión máxima del actuador y el diámetro del embolo, obteniéndose lo siguiente:

$$F = P \cdot A$$

La presión máxima del actuador hidráulico es de 21 MPa y el diámetro del émbolo es de 80 mm, lo que resulta en:

$$F = 105557,5 \text{ N}$$

$$F = 10760,2 \text{ kg}$$

De acuerdo con la ecuación antes mencionada, la carga viva tiene un valor de 105,56 kN, de forma que el actuador posee un tonelaje máximo de 10000 kg; sin embargo, el fabricante especifica que solo debe emplearse el 80% del tonelaje, como método de seguridad de los componentes.

3.2.2.2. Velocidad de avance y retroceso

Para el respectivo cálculo de la velocidad se estima un avance de 30 segundos de avance y 30 segundos de retroceso, de manera que la velocidad de avance y de retroceso son iguales, y empleando la Ecuación 2.2 se obtiene lo siguiente:

$$V = \frac{L}{t}$$
$$V = 0,02 \frac{m}{s}$$

Cálculo de área

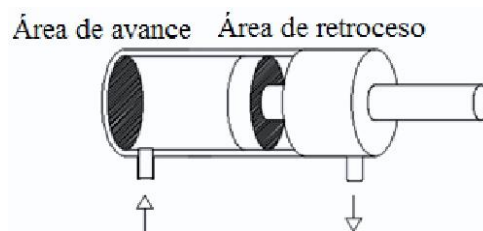


Figura 3.35. Esquema de áreas de avance y retroceso [6]

Área de avance

$$A_a = \pi \left(\frac{D^2}{4} \right)$$
$$A_a = 5026,55 \text{ mm}^2$$

Área de retroceso

$$A_r = A_a - \text{Área de vástago}$$
$$A_r = 1910 \text{ mm}^2$$

3.2.2.3. Caudal de avance y retroceso

Para el cálculo del caudal de avance y retroceso, se debe emplear la Ecuación 2.3 considerando las áreas en cuestión:

a) Caudal de avance

$$Q_A = V \cdot A_a$$
$$Q_A = 1,01 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

b) Caudal de retroceso

$$Q_R = V \cdot A_r$$
$$Q_R = 3,82 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

Obtenidos los caudales de avance y retroceso, es necesario determinar el caudal máximo o total requerido por el sistema hidráulico, de manera que se suman los caudales, como se detalla a continuación:

$$Q = Q_A + Q_R$$
$$Q = 1,4 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$
$$Q = 8,4 \frac{l}{min}$$

De esta manera, la bomba a seleccionarse deberá proporcionar un caudal mínimo de 8,4 l/min.

3.2.3. Selección de la bomba hidráulica

Ya conocido la presión a la cual el tubo redondo se aplana en su totalidad, la bomba debe ser capaz de entregar una presión y caudal mayor a 12 MPa y 8,4 l/min respectivamente, esto para el funcionamiento correcto del sistema hidráulico. La bomba por seleccionarse se observa en la Figura 3.32 y sus características se detallan a continuación:



Figura 3.36. Bomba BAZARES BEA 11 [29]

- Marca: Bazares S.A.
- Modelo: BEA 11.
- Tipo de bomba: De engranajes.
- Desplazamiento: 10,9 cm³/rev.
- Presión máxima continua: 250 Bar.
- Velocidad min: 500 rpm.
- Velocidad máx: 2000 rpm (Ver ANEXO B4).

3.2.4. Selección del motor eléctrico

3.2.4.1. Cálculo de velocidad del motor

Para el cálculo de la velocidad se emplea la Ecuación 2.5, tomando en cuenta el caudal necesario, desplazamiento volumétrico que entrega la bomba y un rendimiento de la misma del 90%, dando de resultado lo siguiente:

$$V_M = \frac{1000 \cdot n \cdot Q}{D_V}$$

$$V_M = 694 \text{ rpm}$$

Como puede observarse, se necesita un motor que proporcione una velocidad mayor a 694 rpm.

3.2.4.2. Cálculo de la potencia del motor

Para determinar la potencia del motor se emplea la Ecuación 2.6, reemplazando los datos conocidos como son el caudal, presión máxima de funcionamiento y el rendimiento del 70%, dando como resultado lo siguiente:

$$P_M = \frac{Q \cdot P}{n}$$

$$P_M = 1,82 \text{ kW}$$

$$P_M \cong 2,5 \text{ HP}$$

De manera que se escoge un motor de 2 HP de manera que el funcionamiento del sistema sea el correcto. La Figura 3.37 muestra el motor a ser empleado y sus características.



Figura 3.37. Motor WEG G56H [30]

- Marca: WEG.
- Modelo: G56H.
- Potencia: 2,5 HP.
- Velocidad: 900 rpm.
- Tensión a 60 Hz: 110/220 V (Ver ANEXO B5).

3.2.4.3. Caudal proporcionado por la bomba

Con los valores de velocidad que entrega el motor y el desplazamiento volumétrico que entrega la bomba, se procede al cálculo del caudal verdadero, despejando por medio de la 2.5, dando lo siguiente:

$$Q_v = 10,9 \frac{l}{min}$$

$$Q_v > Q$$

$$10,9 \frac{l}{min} > 8,4 \frac{l}{min}$$

De acuerdo con los resultados, la bomba y motor seleccionados son los correctos de forma que el sistema hidráulico funcionará de la manera adecuada; asimismo, el caudal que entrega la bomba es mucho mayor, esto representa un cambio en la velocidad de avance del actuador.

3.2.5. Selección de aceite hidráulico

Este debe ser capaz de lubricar el sistema, refrigerarlo y más importante, transmitir la potencia proveniente de la bomba y el motor hacia el actuador hidráulico. Las consideraciones que tomar en cuenta son la temperatura y viscosidad. Estos parámetros se describen a continuación:

Viscosidad

La viscosidad es uno de los parámetros importantes, ya que la viscosidad correcta maximiza la vida útil de todo el sistema, sin embargo, se debe tener las siguientes precauciones al momento de seleccionar:

- Una viscosidad baja provoca el desgaste del sistema debido a la falta de un colchón lubricante.

- Una viscosidad muy alta provoca un mayor consumo de energía, lo que puede generar una falta de circulación y por medio de la fricción el aceite se recalientará.

Entre los grados de medición de la viscosidad se tienen los siguientes, cabe recalcar que estos denotan formas diferentes de medir lo mismo, por ende, poseen sus equivalencias:

- Grado SAE. Mide la viscosidad de los aceites de uso automotriz; un ejemplo es el SAE 20W50.
- Grado ISO. Este grado se emplea comúnmente en la medición de la viscosidad de aceites de tipo industrial.
- Grado AGMA. Define 9 grados de viscosidad para lubricantes de engranajes industriales.

De lo antes mencionado, el aceite a emplearse debe ser de tipo ISO debido a que su uso es de tipo industrial.

Temperatura

Conocido el tipo de aceite a emplearse, es necesario determinar el grado de viscosidad de este, para lo cual se utiliza la temperatura de exposición del sistema hidráulico que en este caso será a 20°C (Temperatura ambiente) y la temperatura máxima que alcanza la bomba de engranajes, de manera que se emplea la Tabla 3.15 especificada a continuación:

Tabla 3.15. Relación entre bomba, temperatura y grado de viscosidad [31]

| Tipo de Bomba | Grado de viscosidad según ISO | | |
|--------------------------|-------------------------------|------|------|
| | 32 | 46 | 68 |
| Paletas | 60°C | 70°C | 78°C |
| Pistones radiales | 38°C | 50°C | 60°C |
| Pistones axiales | 60°C | 70°C | 78°C |
| Engranajes | 60°C | 70°C | 80°C |

De lo observado, la bomba elegida posee un rango de temperaturas que va de -25°C a +80°C, de manera que el aceite por escoger debe tener un grado ISO 68, de forma que se emplea el aceite REPSOL TELEX E68 que se observa en la Figura 3.34 y sus características se detallan en la Tabla 3.16.



Figura 3.38. Aceite hidráulico REPSOL TELEX E68 [32]

Tabla 3.16. Características del Aceite TELEX E68 [32]

| Grado 68 | Unidad | Valor |
|----------------------|-------------------|-------|
| Viscosidad@100°C | cSt | 8,5 |
| Viscosidad@40°C | cSt | 68 |
| Índice de viscosidad | - | 98 |
| Densidad a 15°C | g/cm ³ | 0,88 |
| Punto de inflamación | °C | 235 |
| Punto de congelación | °C | -24 |

Este tipo de aceite es óptimo para circuitos hidráulicos y maquinaria de obras públicas equipada con cualquier tipo de bombas especialmente cuando trabajan a presiones elevadas y, en general para todo tipo de mecanismos que requieran aceites estables (Ver ANEXO B6) [32].

3.2.6. Selección de mangueras hidráulicas

Para determinar el diámetro a emplearse en el sistema, se procede a calcularlo mediante la Ecuación 2.6 y reemplazando los valores ya conocidos, teniendo en cuenta que de acuerdo a la Tabla 2.2, la velocidad recomendada es de 5,5 m/s:

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$A = 2,54 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$D = \sqrt{4 \left(\frac{A}{\pi} \right)}$$

$$D = 6 \cdot 10^{-3}m$$

Los parámetros de selección serían los siguientes:

- Diámetro interno: ≥ 6 mm.
- Presión máxima del sistema: 20 MPa.
- Acoples en los extremos.
- Disponibles en el mercado local.

De acuerdo con la configuración que se desea, el sistema hidráulico cuenta con 2 secciones: la primera es la conexión entre la bomba, la válvula direccional y el tanque, mientras que la segunda es la conexión entre la válvula direccional y el actuador hidráulico, de esta forma se escogen las mangueras a emplearse.

3.2.6.1. Características de las mangueras hidráulicas

- Marca: RECFLEX HOSE
- Sección 1: Manguera 1/2" con acoples de 1/2" macho y hembra.
- Sección 2: Manguera 5/8" con acoples de 1/2" macho y 3/4" hembra.

Presiones de trabajo:

- Manguera 1/2": 276 Bar/ 27,6 MPa/ 4000 PSI.
- Manguera 5/8": 250 Bar/ 25 MPa/ 3600 PSI (Ver ANEXO B6).

Las mangueras seleccionadas de mayor diámetro contribuyen a que la velocidad sea menor a la máxima recomendada como lo expuesto por la Tabla 2.2.

3.2.7. Diseño del tanque de aceite

Para el volumen del tanque es necesario que sea 3 veces mayor al caudal que requiere el actuador, por ende, se realiza lo siguiente:

$$V_T = 3 \cdot Q$$

$$Q = 8,4 \frac{l}{min}$$

$$V_T = 0,0252 m^3$$

La geometría del tanque es cuadrada, de manera que las dimensiones son las siguientes:

$$\sqrt[3]{V_T} = L$$

$$L = 0,293 \text{ m}$$

$$L = 30 \text{ cm}$$

De esta manera, se obtiene que las dimensiones del tanque son de 30x30x30 cm respectivamente.

3.2.8. Diseño del circuito hidráulico

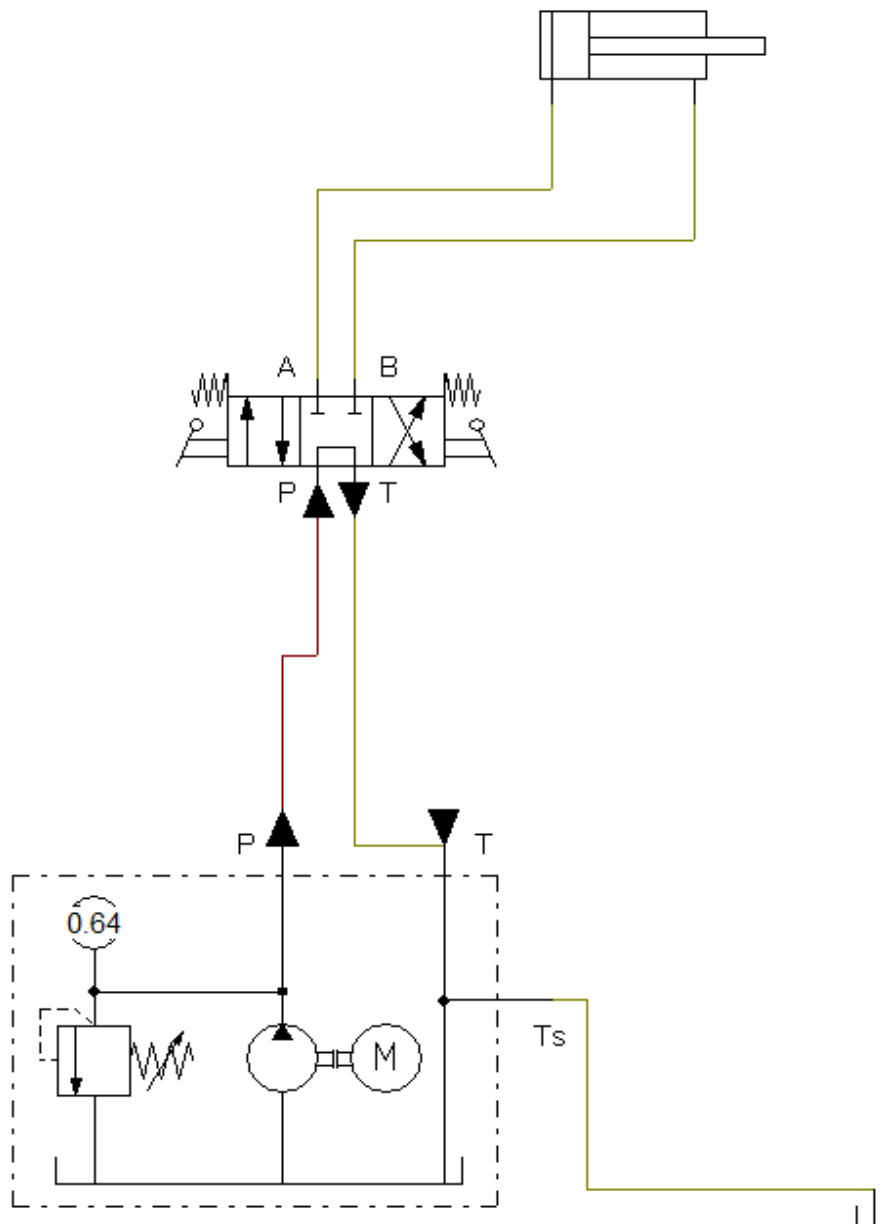


Figura 3.39. Circuito Hidráulico

3.2.9. Diseño del circuito eléctrico

El circuito eléctrico corresponde a una conexión a 220 V (Trifásico). Y su conexión se observa en la Figura 3.40.

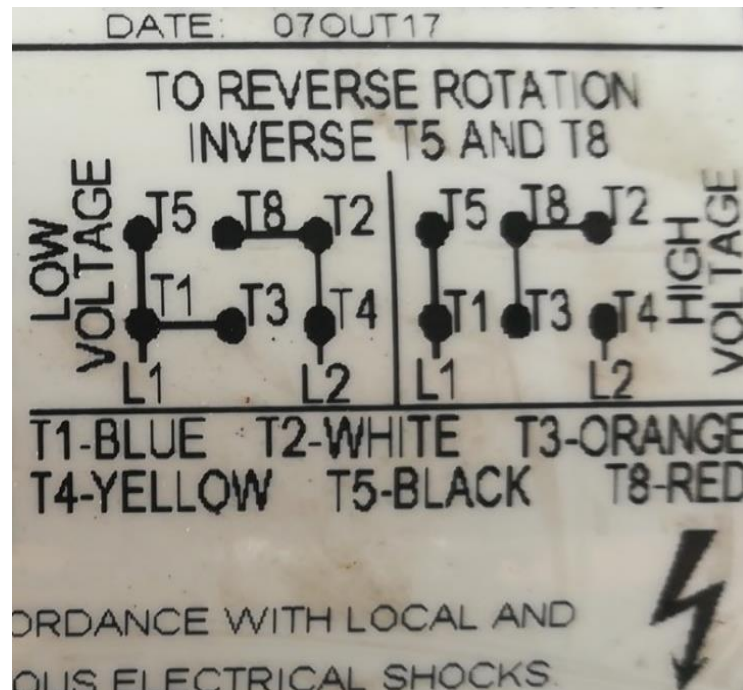


Figura 3.40. Diagrama de circuito eléctrico

Asimismo, se emplea cable multipolar AWG 10 cuya descripción puede observarse en el Anexo B6.

3.2.10. Diseño del sistema estructural

De acuerdo con la ponderación realizada en la Tabla 3.10 y su posterior selección de alternativa en la Tabla 3.11, la estructura a realizarse debe ser de tipo H regulable en altura y adaptable a la infraestructura de la empresa CONSEG; de esta manera se procede a dividir la estructura en mesa móvil, viga soporte, cabezal y pin de soporte. Los componentes del sistema estructural se detallan en la Figura 3.41.

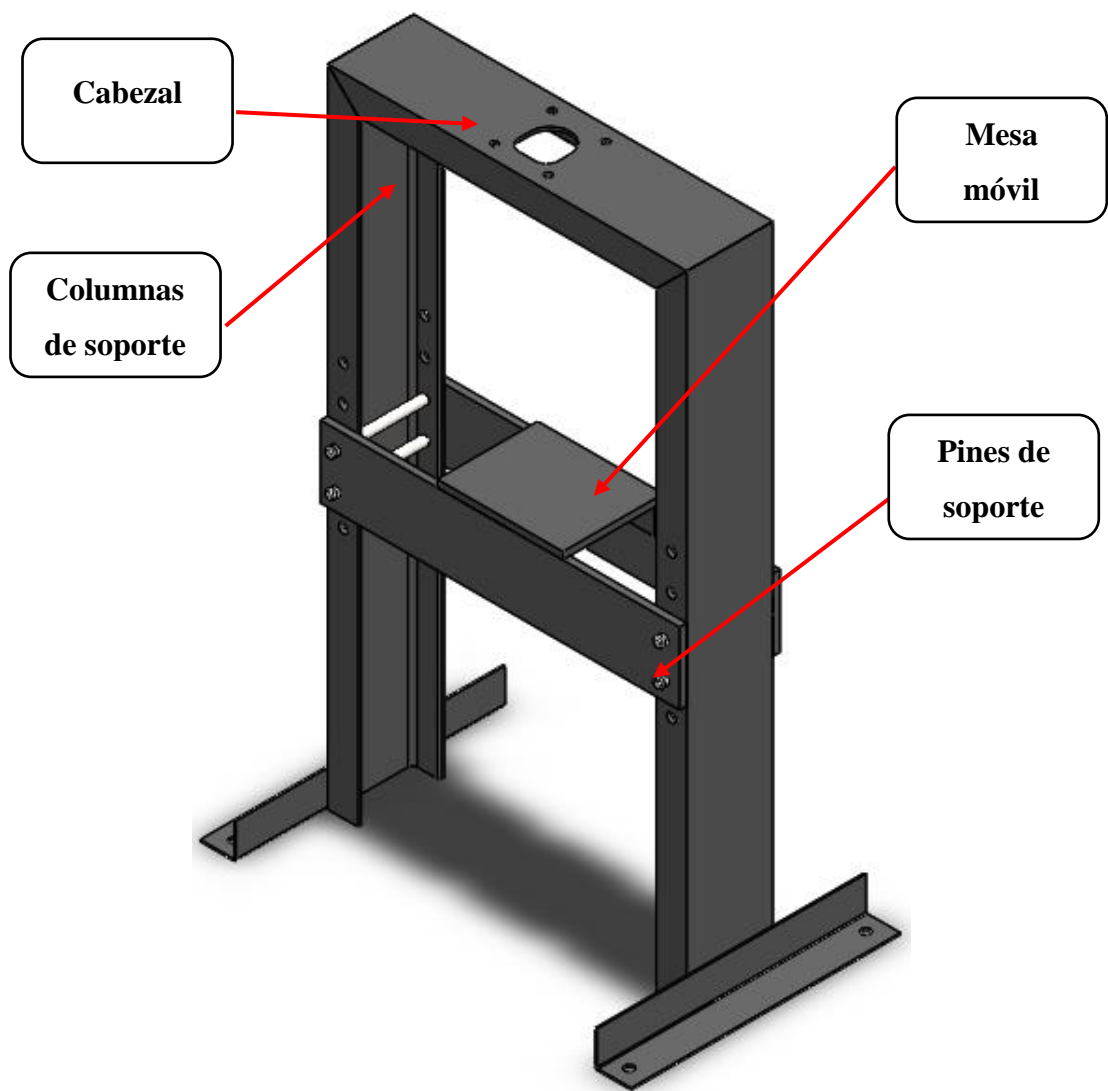


Figura 3.41. Componentes del sistema estructural

3.2.10.1. Análisis de la mesa móvil

De lo observado en la Figura 3.49, se procede al cálculo de la mesa móvil tomando en cuenta las cargas vivas y muertas presentes. La Tabla y Figura 3.17 y 3.42 respectivamente, denota los componentes de mesa móvil, dimensiones y su respectivo peso.

Tabla 3.17. Listado de componentes de la mesa móvil

| Componentes | Material | Peso (kg) | Cantidad |
|--------------------------------|----------|-----------|----------|
| Plancha 1000x200x20 mm | ASTM A36 | 31,1 | 2 |
| Mesa de aplanado 350x280x20 mm | ASTM A36 | 17,7 | 1 |

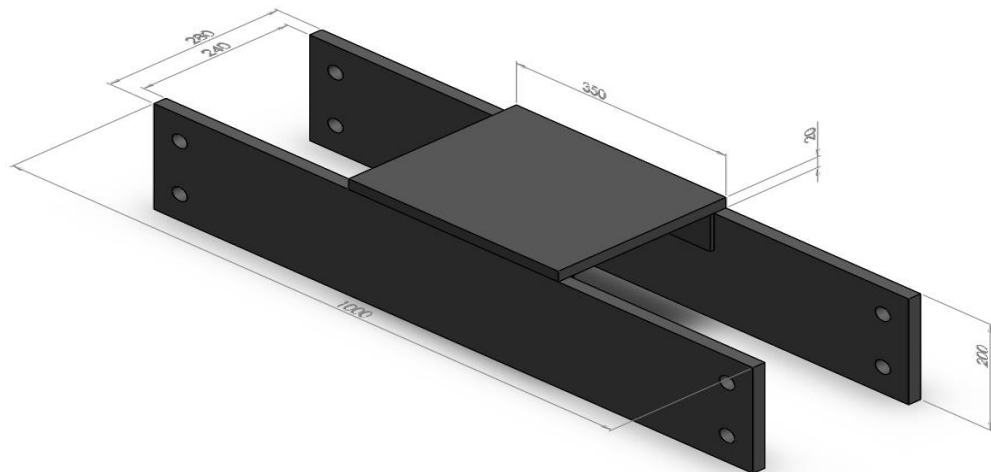


Figura 3.42. Diseño de la mesa móvil

Para la realización de los cálculos se asumirá la siguiente configuración:

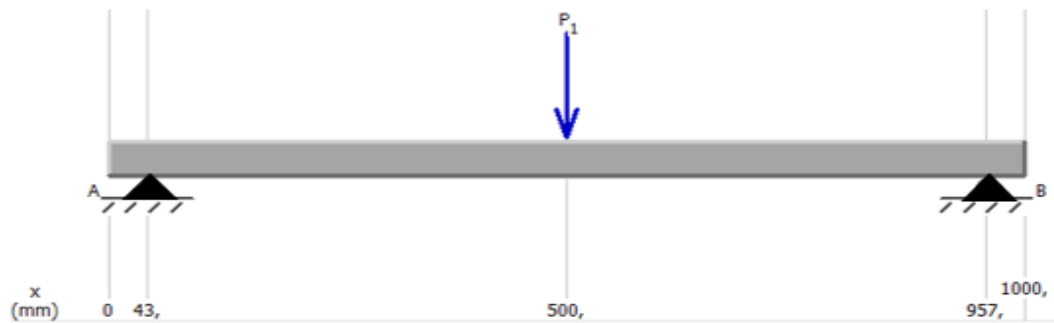


Figura 3.43. Consideración de equilibrio

Para la consideración de la carga puntual P_1 , se toma en cuenta el peso de la mesa y el máximo tonelaje que ejerce el actuador dividido entre 2 ya que se encuentra apoyada en los soportes. Esto se resume en la siguiente ecuación:

$$P_1 = \frac{2(31,1) + 17,7 + 10760,2}{2}$$

$$P_1 = 5420,1 \text{ kg}$$

El valor de P_1 será la carga total, cuyo resultado es la suma de la carga viva y el peso muerto de los componentes; y su campo de acción se encuentra en el soporte de mesa; se emplea la Ecuación de 2.11 del equilibrio de fuerzas, resultando en lo siguiente:

$$R_A + R_B = 5420,1 \text{ kg}$$

$$R_A = R_B$$

$$R_A = 2710,05 \text{ kg}$$

$$R_A = 26558,6 \text{ N}$$

Una vez obtenido el esfuerzo cortante máximo al que están sometido los soportes de la mesa, se procede al cálculo del momento flector máximo basado en la Ecuación 2 del Anexo C1.

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P_1 \cdot L}{4}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 13292,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De igual manera, se calcula el momento resistente empleando las Ecuaciones 2.13 y 2.14, respectivamente:

$$W_{xx'} = \frac{I_{xx}}{Y_{m\acute{a}x}}$$

$$W_{yy'} = \frac{I_{yy}}{X_{m\acute{a}x}}$$

En la Figura 3.44 se presenta una sección compuesta; de forma que el momento de inercia deberá ser calculado de acuerdo con las dimensiones que presenta.

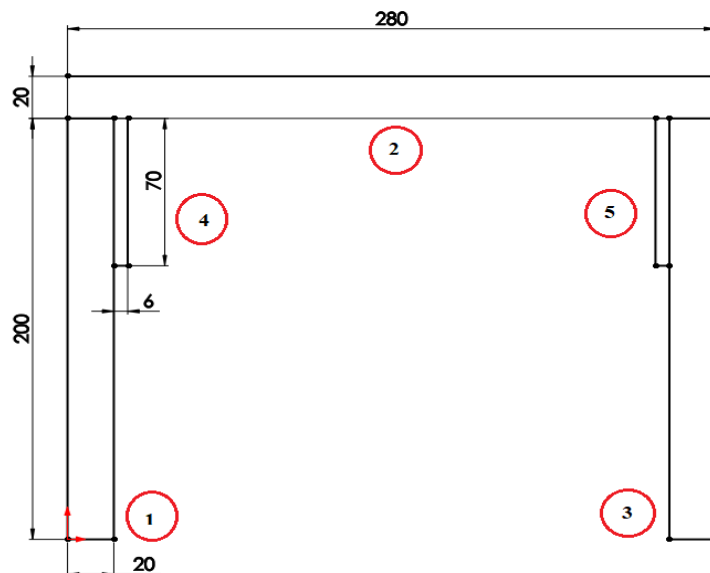


Figura 3.44. Geometría del componente

En la Tabla 3.18 se observan los centros de gravedad de cada elemento y su área. Los mismos se obtienen mediante las Ecuaciones del Anexo C2.

Tabla 3.18. Centroides de cada elemento

| Geometría | Área [mm ²] | x respecto al origen [mm] | y respecto al origen [mm] |
|--------------|-------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 1 | 4000 | 10 | 100 |
| 2 | 5600 | 140 | 210 |
| 3 | 4000 | 270 | 100 |
| 4 | 420 | 23 | 165 |
| 5 | 420 | 257 | 165 |
| TOTAL | 14440 | - | - |

Obtenidas el área de las geometrías y la ubicación de sus puntos medios acorde al origen, se determina el centro de gravedad o eje neutro de la sección en las coordenadas x e y, resultando lo siguiente:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=0}^n x_i A_i}{\sum_{i=0}^n A_i}$$

$$\bar{X} = 144 \text{ mm}$$

$$\bar{Y} = 146,44 \text{ mm}$$

El centro de gravedad del componente está ubicado en X=144 mm y en Y=146,44 mm, de forma que se procede al cálculo de la inercia del componente, empleando la Ecuación 2.15; los resultados se observan en la Tabla 3.19.

Tabla 3.19. Inercias de cada elemento

| Geometría | x con respecto a X [mm] | y con respecto a Y [mm] | Ix-x [mm ⁴] | Iy-y [mm ⁴] |
|--------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1 | 130 | 46,44 | 80933333,33 | 154900,481 |
| 2 | 0 | 63,56 | 186666,6667 | 37152241,08 |
| 3 | 130 | 46,44 | 80933333,33 | 715646,3201 |
| 4 | 117 | 18,56 | 5920880 | 9182,514407 |
| 5 | 117 | 18,56 | 5920880 | 89785,48707 |
| TOTAL | - | - | 67362372,11 | 183554613,33 |

De esta manera se obtiene que la Inercia en X-X' es de 67362372,11 mm⁴ y en Y-Y' es de 183554613,33 mm⁴. Esto se reemplaza en la fórmula del momento resistente, obteniéndose lo siguiente:

$$W_{xx'} = 460000 \text{ mm}^3$$

$$W_{yy'} = 1311107,143 \text{ mm}^3$$

Reemplazando los valores de momento máximo y momento resistente en la Ecuación 2.17 se obtiene la tensión de trabajo que experimenta el componente:

$$\sigma_T = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{xx'}}$$

$$\sigma_T = 2,467 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$\therefore \sigma_T = 26,4 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{Aceptable}$$

La deformación que presentará el soporte de la mesa se determina mediante la ecuación 2 del Anexo C3, tomando en cuenta que no debe exceder de L/250, es decir, de 4 mm:

$$f = \frac{P_1 \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$f = 8,214 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$f = 0,8214 \text{ mm} < 4 \text{ mm} \rightarrow \text{Aceptable.}$$

Como puede observarse, el análisis de la mesa móvil es el correcto y su deformación es de 0,8214 mm, esto a un valor de carga máxima para mayor seguridad de los componentes.

3.2.10.2. Análisis de las columnas

El material de las columnas deberá ser de acero al carbono, comercial y económico, esto debido a que es compatible con la mayor parte de soldaduras de bajo costo y alta resistencia, de manera que un acero comercial disponible en Ecuador es el ASTM A36, el cual es utilizado en una amplia variedad de productos de acero, y sus características se detallan en la Tabla 3.20.

Tabla 3.20. Características del Acero ASTM A36 [33]

| Denominación | Valor |
|---------------------------------|-------|
| Densidad [kg/mm ³] | 7800 |
| Tensión de rotura [MPa] | 400 |
| Límite de elasticidad [MPa] | 250 |
| Módulo de elasticidad [GPa] | 200 |
| Coefficiente de Poisson | 0.26 |
| Módulo de compresibilidad [GPa] | 160 |
| Módulo de rigidez [GPa] | 79.3 |

Escogido el material, se procede con la selección del perfil para las columnas mediante las cargas que soportara. Tomando en cuenta que se necesita un espacio de trabajo mayor a 200 mm, esto en caso de emplear una matriz diferente, para ello

se escoge una Viga UPN 240 (Ver ANEXO C4). Sus características de detallan a continuación:

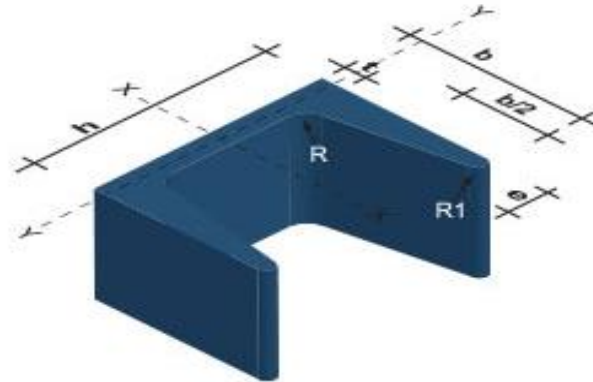


Figura 3.45. Dimensiones de la viga [34]

Tabla 3.21. Características de la Viga UPN 240 [34]

| Denominación | H [mm] | B [mm] | T [mm] | E [mm] | R [mm] | R1 [mm] | Área [cm ²] | Peso [kg/m] |
|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|----------------------------|----------------|
| UPN 240 | 240 | 85 | 9,5 | 13 | 13 | 6,5 | 42,3 | 33,2 |

Al ser una columna de soporte de toda la estructura, se debe determinar la longitud efectiva de acuerdo a la Ecuación 2.19 y la Tabla 2.7 según la configuración de la columna, resultando en lo siguiente:

$$Le = K \cdot L$$

$$Le = 0,9 m$$

A fin de determinar la relación de esbeltez de la columna, es necesario el cálculo del radio de giro de la viga UPN 240 mediante la Ecuación 2.20. Se debe considerar los radios de giro con respecto a X-X' y Y-Y', determinando el pandeo del componente con respecto a los ejes.

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} \qquad r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

$$r_x = 9,23 \text{ cm}$$

$$r_y = 2,42 \text{ cm}$$

$$r_y < r_x \rightarrow \text{Se pandea respecto a } Y - Y'$$

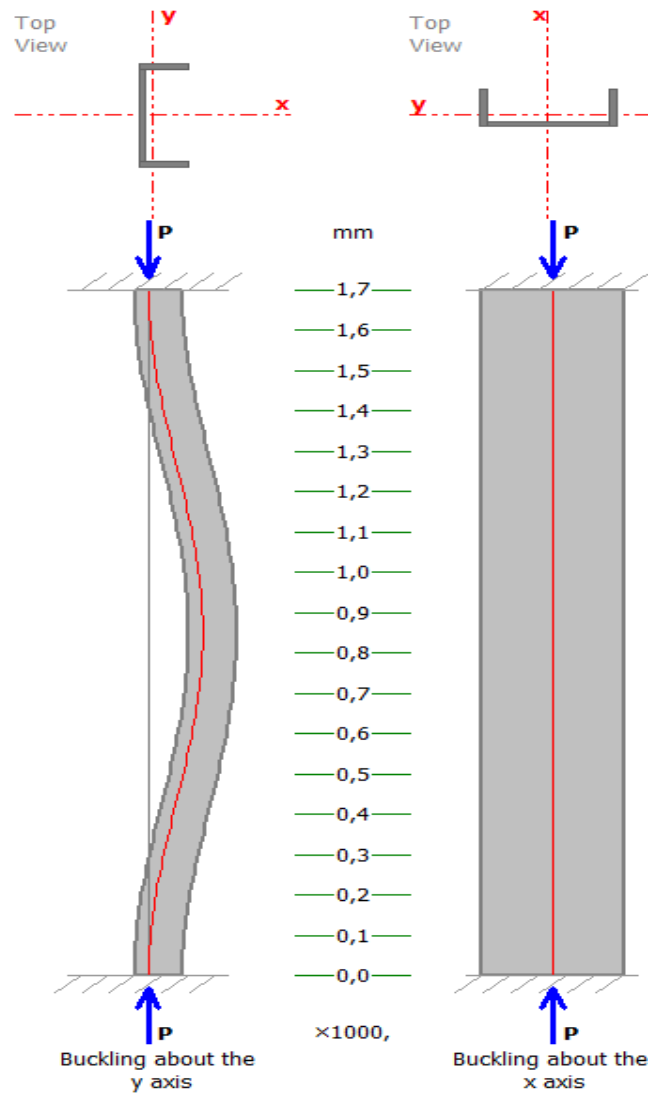


Figura 3.46. Pandeo de la columna

La relación de esbeltez se calcula mediante la Ecuación 2.21:

$$Rel_{es} = \frac{Le}{ry}$$

$$Rel_{es} = 37,2$$

Obtenida la longitud efectiva, se determina la constante de columna mediante la Ecuación 2.22:

$$C_c = 4,71 \left(\sqrt{\frac{E}{S_y}} \right)$$

$$C_c = 134,874$$

$$Rel_{es} < C_C$$

Como se observa, la relación de esbeltez es menor que la constante de columna, por ende, se emplea la Ecuación 2.23, a fin de determinar el esfuerzo de pandeo por flexión que se ejerce sobre la columna:

$$F_{CR} = \left[0,658 \frac{S_y}{F_e} \right] \cdot S_y$$

La expresión F_e , representa el esfuerzo de pandeo crítico elástico o Esfuerzo de Euler, que está dado por la Ecuación 2.25:

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{K \cdot L}{r} \right)^2}$$

$$F_e = 1,46 \text{ GPa}$$

Reemplazando los resultados en la Ecuación 2.25, se obtiene lo siguiente:

$$F_{CR} = 232,71 \text{ MPa}$$

La resistencia a la compresión permisible ASD se la determina mediante la Ecuación 2.18:

$$P_n = \frac{F_{CR} \cdot A_g}{\Omega_c}$$

$$P_n = 589440 \text{ N}$$

$$P_n = 589,44 \text{ kN}$$

Una vez determinada la resistencia a la compresión permisible, se calcula la carga que se ejerce sobre la columna, tomando en cuenta el método ASD. Nótese que el valor de la carga viva L corresponde a P_1 del análisis de la mesa:

$$P = L + D$$

$$P = 5573 \text{ kg}$$

$$P = 54,7 \text{ kN}$$

$$P < P_n \rightarrow \text{Sí cumple}$$

La carga que se ejerce en la columna no sobrepasa la resistencia a la compresión permisible, por lo tanto, es aceptable y se procede con los siguientes cálculos.

3.2.10.3. Análisis del cabezal

Como se observa en la Figura 3.41, el cabezal se encuentra en la parte superior de la columna y sostiene al actuador hidráulico de manera que absorbe el tonelaje de este al momento del proceso. La Figura 3.47 especifica las condiciones de equilibrio del sistema.

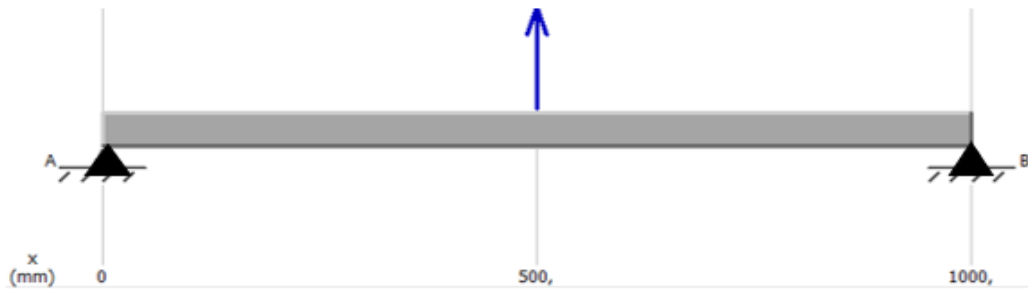


Figura 3.47. Condiciones de equilibrio del cabezal

Como se observa, la carga se aplica en la viga UPN 240 cuya longitud es de 1 metro y se encuentra soldada en sus extremos, obteniendo de esta manera lo siguiente:

$$R_1 + R_2 = P_T$$

Nótese que la carga P_T es el tonelaje total del actuador hidráulico más el peso muerto de la viga, resultando lo siguiente:

$$P_T = 10760,2 + 33,2$$

$$P_T = 10793,4 \text{ kg}$$

$$P_T = 105,9 \text{ kN}$$

Reemplazando en la Ecuación de Equilibrio, se obtienen las reacciones en sus apoyos:

$$R_1 = R_2$$

$$R_1 = 52,95 \text{ kN}$$

Una vez obtenidas las reacciones de los apoyos, se procede al cálculo del momento máximo de acuerdo con la Ecuación 2 del Anexo C1.

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P_T \cdot L}{4}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 26,475 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

De igual manera, se procede al cálculo del esfuerzo mediante la Ecuación 2.17 donde el momento resistente puede observarse en el Anexo C4.

$$\sigma_T = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{xx'}}$$

$$W_{xx'} = 300 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_T = 8,825 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$\therefore 88,3 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{Aceptable}$$

Asimismo, se procede al cálculo de la deformación del cabezal empleando la Ecuación 2 del Anexo C3.

$$f = \frac{P_T \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$f = 3,064 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$f = 0,306 \text{ mm}$$

Nótese que la deflexión es de 0,306 mm lo cual es aceptable y se procede con el análisis del pasador.

3.2.10.4. Análisis del pasador

Estos componentes sirven de soporte para las vigas de la mesa, originando un sistema de fuerzas y reacciones sobre el mismo al momento de realizar el proceso de achatado produciéndose un esfuerzo cortante puro. El diámetro de este es desconocido por lo cual se procede al diagrama de cuerpo libre para la examinación de las cargas originadas.



Figura 3.48. Diagrama del cuerpo libre del pasador

Como se observa en el diagrama de cuerpo libre del pasador o pin, las fuerzas P_A y P_B son las cargas que se producen en la viga soporte de la mesa, de manera que los valores son los siguientes:

$$\frac{P_A}{2} + \frac{P_B}{2} = P$$

$$P = \frac{\text{Tonelaje} + \text{Peso mesa viga}}{4}$$

$$P = 5411,2 \text{ kg}$$

La carga P corresponde al peso de la viga y el tonelaje del cilindro. Dicha fuerza se distribuye en 4 pasadores de manera simétrica, de forma que P_A y P_B son iguales. Al tratarse de un diagrama de equilibrio, se presentan las reacciones en A y B; estas corresponden a las reacciones de la mesa que se presenta al momento del proceso, resultando en lo siguiente:

$$R_A + R_B = P_A + P_B$$

$$R_A = R_B$$

$$P_A = R_A$$

$$R_A = 26542 \text{ N}$$

Calculado las reacciones que se producen en los apoyos del pin, se debe calcular el momento máximo, para ello se emplea las gráficas de diagrama cortante y momento flector que se observan a continuación:

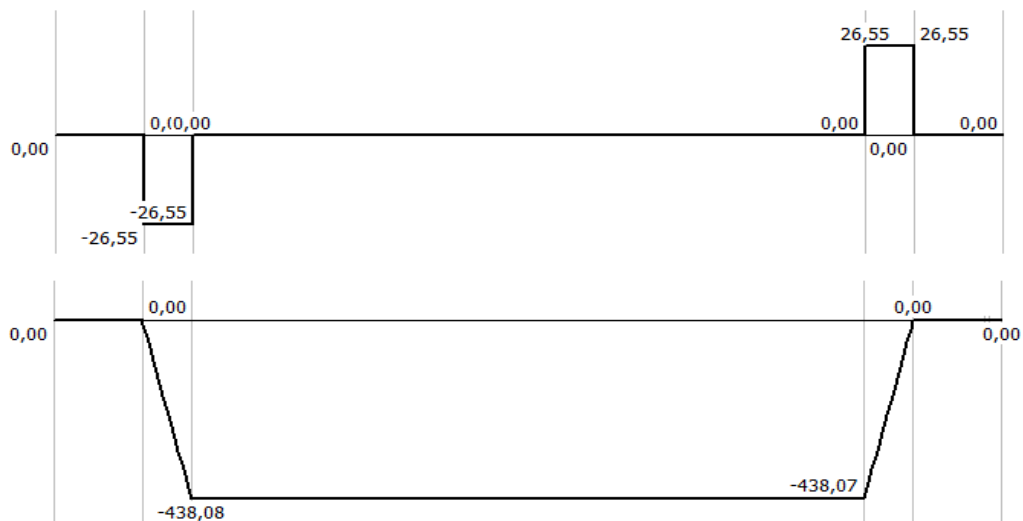


Figura 3.49. Diagrama cortante y momento flector

Como se observa en la Figura 3.49, el momento máximo es de 438,08 kN·mm. Hecho esto, se calcula el esfuerzo a tensión mediante la Ecuación 2.26:

$$\sigma_e = \frac{F}{d \cdot e}$$

Donde e es el espesor de la viga soporte de la mesa; sin embargo, el diámetro del eje es desconocido, por lo cual se emplea la Ecuación 2.28, escogiendo un nivel de seguridad de 4 y un límite de fluencia perteneciente a un AISI 1018 de 235 MPa (Ver Anexo C5).

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_e = 58,75 \text{ MPa}$$

De esta manera, se despeja el diámetro y se reemplaza el valor del esfuerzo a tensión en la Ecuación 2.28, resultando en lo siguiente:

$$d = \frac{P_A}{\sigma_e \cdot e}$$

$$d = 22,6 \text{ mm}$$

$$d = 1" \text{ (Normalizado)}$$

Asimismo, se procede al cálculo del esfuerzo cortante mediante la Ecuación 2.27, esto resulta en:

$$\tau_e = \frac{P_A}{\left(\pi \cdot \frac{d^2}{4}\right)}$$

$$\tau_e = 52,4 \text{ MPa}$$

Como se observa, el valor del esfuerzo cortante no sobrepasa el esfuerzo de rotura del material, por ende, el eje seleccionado es el correcto y se procede con el cálculo del anclaje.

3.2.10.5. Análisis del anclaje

Para el anclaje se pretende utilizar Ángulo L a cada lado de la columna y contrarrestar el momento que se produce durante el proceso de aplanado empleando:

$$M = F \cdot d$$

$$\Sigma F = m \cdot a$$

De lo antes mencionado, la masa correspondería al peso del tubo y la velocidad del proceso sería de 6 cm/s, sin embargo, se debe calcular la aceleración de este cuya duración es de 1 segundo, dando lo siguiente:

$$a = \frac{V}{t}$$

$$a = 0,06 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 0,414 N$$

$$M = 0,704 Nm$$

Una vez calculado el momento obtenido cuando se realiza el proceso, este debe contrarrestarse en los lados de la columna como se observa en la Figura 3.50.

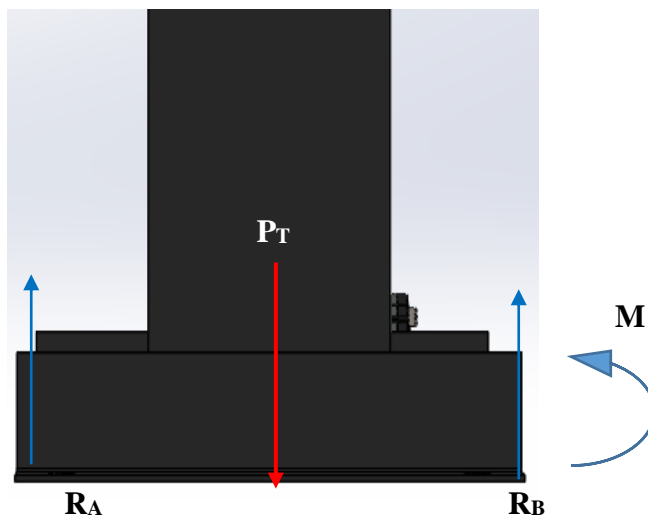


Figura 3.50. Diagrama del cuerpo libre del anclaje

Nótese que la carga P es el total del peso de la columna y los componentes de la mesa; dividida entre los lados que componen la estructura soporte, los cuales se observan en la Tabla 3.22.

Tabla 3.22. Pesos de los componentes

| Componente | Peso total [kg] |
|--------------------|-----------------|
| Estructura columna | 159,4 |
| Viga soporte | 62,2 |
| Mesa de aplanado | 18 |
| Pines de soporte | 10 |
| Tanque de aceite | 10 |
| Motor 2,5 HP | 20 |

Tabla 3.22. Pesos de los componentes (continuación)

| | |
|-------------------|----|
| Bomba hidráulica | 10 |
| Pistón hidráulico | 40 |

De esta manera, se tiene que la carga P_T resulta en lo siguiente:

$$P_T = 182 \text{ kg}$$

$$P_T = 1785,42 \text{ N}$$

Obtenida la carga P_T , se procede al cálculo de las reacciones en los anclajes; tomando en cuenta que las reacciones son iguales, se tiene lo siguiente:

$$R_A + R_B = P_T$$

$$R_A = R_B$$

$$R_A = 893 \text{ N}$$

Nótese que la longitud del anclaje es desconocida, por ende, se emplea la ecuación del momento máximo, obtenido lo siguiente:

$$L = \frac{2 \cdot M}{R_A}$$

$$L = 1,792 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 1,79 \text{ mm}$$

De lo expuesto, el ángulo L deberá tener una distancia mayor a 1,8 mm a fin de contrarrestar el momento flector producido por el proceso. Asimismo, es necesario realizar un cálculo en relación a una persona apoyada en uno de los lados de la prensa; esto produciría un momento cuyo valor estará dado por la siguiente fórmula:

$$M = P \cdot L$$

Donde:

P: Peso de la persona.

L: Altura de apoyo.

De manera que se asume una altura promedio de 1,70 m y una masa de 70 kg. Esto da por resultado un momento igual a 1167,4 N-m. Con este valor se calcula la longitud del anclaje en función del momento y esfuerzo producidos, de manera que se relaciona con la Ecuación 2.17:

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$$

Nótese que el esfuerzo no se conoce, sin embargo, se pretende utilizar acero estructural ASTM A36 y un factor de seguridad de 2.5, por tanto, el esfuerzo será el siguiente:

$$\sigma = \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma = 100 \text{ MPa}$$

Asimismo, el perfil a emplear es un ángulo L de 50x50x5 mm, cuyo centroide e inercia cuyos resultados se detallan a continuación:

$$x = 35,66 \text{ mm} \quad y = 14,34 \text{ mm}$$

$$I_x = 45890,9 \text{ mm}^4 \quad I_y = 179114,58 \text{ mm}^4$$

Despejando el momento de la Ecuación 2.17, tenemos lo siguiente:

$$M = \frac{\sigma \cdot I}{y}$$

$$L = \frac{\sigma \cdot I}{y \cdot R_A}$$

Reemplazando los valores de esfuerzo, centroide e inercia en y, nos da por resultado lo siguiente:

$$L = 1,4 \text{ m}$$

Por ende, se decide emplear un ángulo L de 50x50x5 mm de longitud igual a 1,5 metros sujeto con pernos expansivos de ½”.

3.2.11. Diseño de las juntas soldadas

En la unión de la columna y el cabezal es necesario el empleo de soldadura; para ello se utiliza el Código de Soldadura Estructural D 1.1, seleccionando la junta a tope en los patines y a bisel en el alma de la viga UPN; y su diseño se observa en la Figura 3.51.

Soldadura de canal bisel individual (4)
 Junta a tope (B)
 Junta-T (T)
 Junta de esquina (C)

DIMENSIONES EN mm

| Proceso de Soldadura | Designación de Junta | Espesor de Base de Metal (U = ilimitado) | | Preparación de Canal | | | Posiciones de Soldar Permisibles | Tamaño de Soldadura (E) | Notas |
|----------------------|----------------------|--|----------------|---|------------------------------|----------------------------|----------------------------------|-------------------------|---------------------|
| | | T ₁ | T ₂ | Abertura de Raíz Cara de Raíz Ángulo de Canal | Tolerancias | | | | |
| | | | | | Como Detallado (ver 3.12.3) | Como Ajustado (ver 3.12.3) | | | |
| SMAW | BTC-P4 | U | U | R = 0 f = 3 min. α = 45° | +2, -0 +U -0 +10°, -0° | +3, -2 ±2 +10°, -5° | Todas | S-3 | b, e, f, g, i, k |
| GMAW FCAW | BTC-P4-GF | 6 min. | U | R = 0 f = 3 min. α = 45° | +2, -0 +U -0 +10°, -0° | +3, -2 ±2 +10°, -5° | F, H V, OH | S S-3 | a, b, f, g, i, k |
| SAW | TC-P4-S | 11 min. | U | R = 0 f = 6 min. α = 60° | ±0 +U, -0 +10°, -0° | +2, -0 ±2 +10°, -5° | F | S | b, f, g, i, k |

Figura 3.51. Diseño de la junta a tope y a bisel

El proceso a emplearse es GMAW, esto debido a que la empresa cuenta con el equipo necesario. Nótese que, la viga UPN posee 2 espesores diferentes: 9,5 mm en el alma y 13 mm en los patines; de manera que el tipo de junta seleccionada es la correcta ya que sus parámetros se adecuan a los espesores previamente establecidos.

3.2.11.1. Selección de tipo de electrodo

El electrodo, o en este caso, alambre a emplearse es el ER 70S-3, el mismo es accesible a nivel nacional y sus especificaciones de detallan en la Tabla 3.23.

Tabla 3.23. Características del alambre ER 70S-3 [35]

| | | | |
|--|----------------|------------------------|-----------------------------------|
| Composición química (típica) del alambre: C 0,08%; Mn 1,30%; Si 0,72%; P 0,015%; S 0,018%; Cr 0,02%; Ni 0,02%; Mo 0,005%; V 0,04%; Cu 0,20% | | | |
| Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.18/A5.18M-05): | | | |
| Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte | Requerimientos | Energía Absorbida Ch-v | Requerimientos |
| Resistencia a la tracción : 510 MPa | 480 MPa | 92J a -20°C | 27J a -20°C |
| Límite de fluencia : 410 MPa | 400 MPa | | |
| Alargamiento en 50 mm : 30% | 22% | | |
| Amperajes recomendados: | | | |
| Diámetro mm | Voltaje, volt | Amperaje mín. | Amperaje máx. |
| *0,80 | 14-26 | 60 | 160 |
| *0,9 | 15-27 | 90 | 230 |
| *1,2 | 17-30 | 130 | 340 |
| *1,6 | 26-36 | 290 | 400 |
| | | | Flujo CO ₂ lts. / min. |
| | | | 7-12 |
| | | | 8-12 |
| | | | 12-14 |
| | | | 14-16 |

3.2.11.2. Determinación del amperaje y voltaje del alambre

La Tabla 3.24 especifica los amperajes y voltajes del alambre según el espesor de las placas a unirse.

Tabla 3.24. Espesores, amperajes y voltajes de alambre ER 70S-3 [35]

| Espesor en mm | ∅ Electrodo en mm | Amperajes en CC | Voltaje en CC | Velocidad avance m/min. | Gas lts/min. |
|---------------|-------------------|-----------------|---------------|-------------------------|--------------|
| 0,77 | 0,8 | 35- 60 | 16-17,5 | 0,50 | 7- 9 |
| 0,92 | 0,8 | 40- 70 | 17-18 | 0,70 | 8- 9 |
| 1,25 | 0,9 | 70- 90 | 18-19 | 0,50-0,70 | 8- 9 |
| 2,1 | 0,9 | 120-130 | 20-21 | 40-0,50 | 9-12 |
| 3,17 | 1,2 | 120-180 | 20-23 | 0,37-0,50 | 9-13 |
| 4,76 | 1,2 | 190-200 | 21-22 | 0,60-0,70 | 12-14 |
| 6,25 | 1,2 | 160-180 | 22,5-23 | 0,35-0,45 | 12-14 |
| 7,93 | 1,2 | 200-210 | 23-23,5 | 0,30-0,50 | 12-14 |
| 9,5 | 1,2 | 220-250 | 24-25 | 0,30-0,40 | 12-14 |
| 12,5 | 1,2 | 280 | 28-29 | 0,35 | 12-14 |
| 19 | 1,6 | 300 | 32 | 0,25 | 14-16 |

Como se observa en la Tabla 3.24, el diámetro del electrodo debe ser de 1,2 mm, mientras que el amperaje, voltaje, velocidad de avance y flujo del gas es necesario interpolar para los espesores antes mencionados; los resultados se resumen en la Tabla 3.25:

Tabla 3.25. Resultados de amperaje, voltaje, velocidad de avance y gas

| Espesor | Amperaje | Voltaje | Velocidad de avance [m/min] | Flujo de gas [l/min] |
|---------|----------|---------|-----------------------------|----------------------|
| 8,5 | 216 | 23,7 | 0,4 | 13 |
| 11,5 | 264 | 27,2 | 0,35 | 13 |

Como se observa en la Tabla 3.25, los amperajes y voltajes concuerdan con los parámetros del alambre, de manera que el alambre escogido es el correcto.

3.2.12. Sujeción del cilindro hidráulico

Para la sujeción del cilindro hidráulico se emplean pernos y tuercas de tipo SAE 8, los mismos se encuentran sujetos a tensión como se indica en la Figura 3.52.

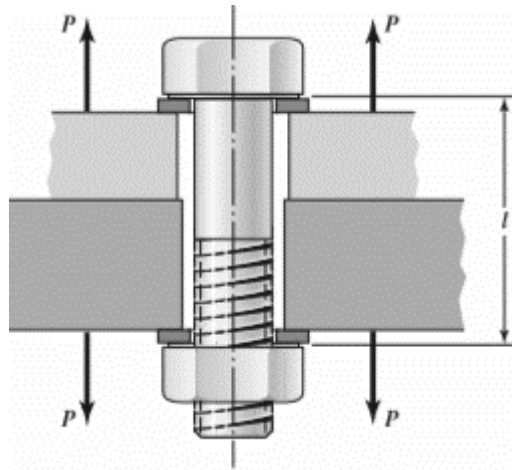


Figura 3.52. Configuración del perno a tensión [25]

La carga a soportar serán el peso del pistón y su tonelaje distribuido en 4 pernos; de manera que se tiene lo siguiente:

$$P = 2702 \text{ kg}$$

$$P = 5957 \text{ lbf}$$

Obtenida la carga a tensión, se escoge pernos de $\frac{3}{4}$ " SAE 8 cuya resistencia de prueba mínima es de 120 kpsi, resistencia mínima a la tensión es de 150 kpsi y resistencia mínima a la fluencia es de 130 kpsi. Estos valores pueden observarse en el Anexo D1. Es necesario determinar la longitud del perno, para lo cual se emplea el espesor del alma de la viga, placa soporte del actuador y las arandelas correspondientes y empleando las ecuaciones del Anexo D2.

$$l = 25,4 \text{ mm}$$

$$l = 1"$$

El espesor de las arandelas corresponde a una de $\frac{3}{4}$ " N y se obtiene del Anexo D3. Asimismo, debe calcularse la longitud del sujetador empleando las ecuaciones del Anexo D2. Nótese que la tuerca es hexagonal regular de $\frac{3}{4}$ " y sus especificaciones se observan en el Anexo D4; dando por resultado lo siguiente:

$$L > 1,65"$$

$$L = 2"$$

Calculada la longitud del sujetador, se calcula la longitud roscada, longitud de la parte útil sin rosca y longitud de la parte roscada, empleando las ecuaciones del Anexo D2, resultando en lo siguiente:

$$L_T = 1,75''$$

$$l_d = 0,25''$$

$$l_t = 0,75''$$

Obtenidos los valores de longitud roscada, parte útil sin rosca y parte roscada, es necesario determinar la rigidez del perno para cual se calcula el área de la parte sin rosca y seleccionando el área de la parte roscada del Anexo D4, resultando en lo siguiente:

$$A_d = 0,4418 \text{ pulg}^2$$

$$A_t = 0,334 \text{ pulg}^2$$

Por consiguiente, estos valores se reemplazan en la Ecuación 2.29, su resultado es el siguiente:

$$k_b = 10,32 \cdot 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Determinando la rigidez del perno, es necesario determinar la rigidez del material, empleando la Ecuación 2.30 y los valores correspondientes de los coeficientes A y B de la Tabla 2.8, dando lo siguiente:

$$k_m = 19,43 \cdot 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Encontrada la rigidez del material, se determina el factor de rigidez con la Ecuación 2.31, resultando en lo siguiente:

$$C = 0,35$$

De esta manera se calcula la carga aplicada al perno y al material, empleando las Ecuaciones 2.32 y 2.33 respectivamente, esto resulta en lo siguiente:

$$P_b = 2085 \text{ lbf}$$

$$P_m = 3872 \text{ lbf}$$

Obtenidos los valores de carga aplicada en el perno y material, se determina la carga de prueba y precarga empleando las Ecuaciones 2.34 y 2.35, nótese que los valores de resistencia de prueba mínima se obtienen del Anexo D1.

$$F_p = 40,1 \text{ k}lbf$$

$$F_i = 36,1 \text{ k}lbf$$

Con los resultados obtenidos, es posible determinar la carga resultante del perno y su esfuerzo admisible, empleando las Ecuaciones 2.36 y 2.37, respectivamente.

$$F_b = 38185 \text{ l}bf$$

$$\sigma_b = 114326,35 \text{ p}si$$

Determinado el esfuerzo admisible del perno, se determina el factor de seguridad del mismo, empleando la Ecuación 2.38.

$$n = 1,31$$

Se observa que el factor de seguridad del perno es mayor a 1, con un valor de 1,31, por lo tanto, es aceptable.

3.3. Resultados obtenidos

De los cálculos obtenidos se procede a realizar una tabla resumen de cada uno de los sistemas con sus resultados y materiales a emplearse.

Tabla 3.26. Resumen del sistema hidráulico

| Ítem | Cantidad | Descripción | Anexo |
|---------------------|----------|---|-------|
| Actuador hidráulico | 1 | -Tonelaje: 10000 kg -Presión: 21 MPa | B1 |
| Bomba hidráulica | 1 | -Presión: 25 MPa -Despl. volumétrico: 10,9 cm ³ /min | B2 |
| Motor eléctrico | 1 | -Velocidad: 900 rpm -Potencia: 2,5 HP | B3 |
| Aceite hidráulico | 1 | -Densidad: 0,88 g/cm ³ | B4 |
| Mangueras ½" | 2 | -Presión: 27,6 MPa | B5 |
| Mangueras 5/8" | 2 | -Acoples: ½" (Macho y hembra) -Presión: 25 MPa -Acoples: ½" (Macho) ¾" (Hembra) | B5 |
| Cable eléctrico | 1 | -Multipolar -AWG 2x10 | B6 |
| Válvula de control | 1 | -4 vías, 3 posiciones -Activación: Manual tipo palanca | - |

Tabla 3.26. Resumen del sistema hidráulico (continuación)

| | | | |
|--------|---|--|---|
| Tanque | 1 | -ASTM A36, e=2 mm -Capacidad: 27 litros | - |
|--------|---|--|---|

Tabla 3.27. Resumen del sistema estructural

| Ítem | Cantidad | Descripción | Observación |
|--------------|----------|-----------------------------|--|
| Viga soporte | 2 | -ASTM A36 -e=20 mm | Deformación: 0,8214 mm Esfuerzo a tensión: 26,4 MPa |
| Matriz | 1 | -ASTM A36 -e=20 mm | - |
| Columna | 1 | -ASTM A36 -UPN 240 | Carga ejercida: 24,7 kN Esfuerzo de pandeo: 232,71 MPa |
| Cabezal | 1 | -ASTM A36 -UPN 240 | Esfuerzo a tensión: 88,3 MPa Deformación: 0,306 mm |
| Pasador | 4 | -AISI 1018 -Diámetro: 1" | Esfuerzo a tensión: 58,75 MPa Esfuerzo a cortante: 52,4 MPa |
| Anclaje | 2 | -ASTM A36 -L:50x50x5 mm | - |

Tabla 3.28. Resumen de sujeción de componentes

| Denominación | Cantidad | Descripción | Observación |
|-----------------|----------|-------------------------------|---|
| Juntas soldadas | 6 | -Junta a tope -Bisel a 45° | Figura 3.50 Alambre: ER 70S-3 |
| Pernos | 4 | -SAE 8 -3/4" | Factor de seguridad: 1,31 Esfuerzo admisible: 114,33 ksi |

3.4. Comprobación de los resultados por medio de elementos finitos

3.4.1. Comprobación de deformación de la prensa

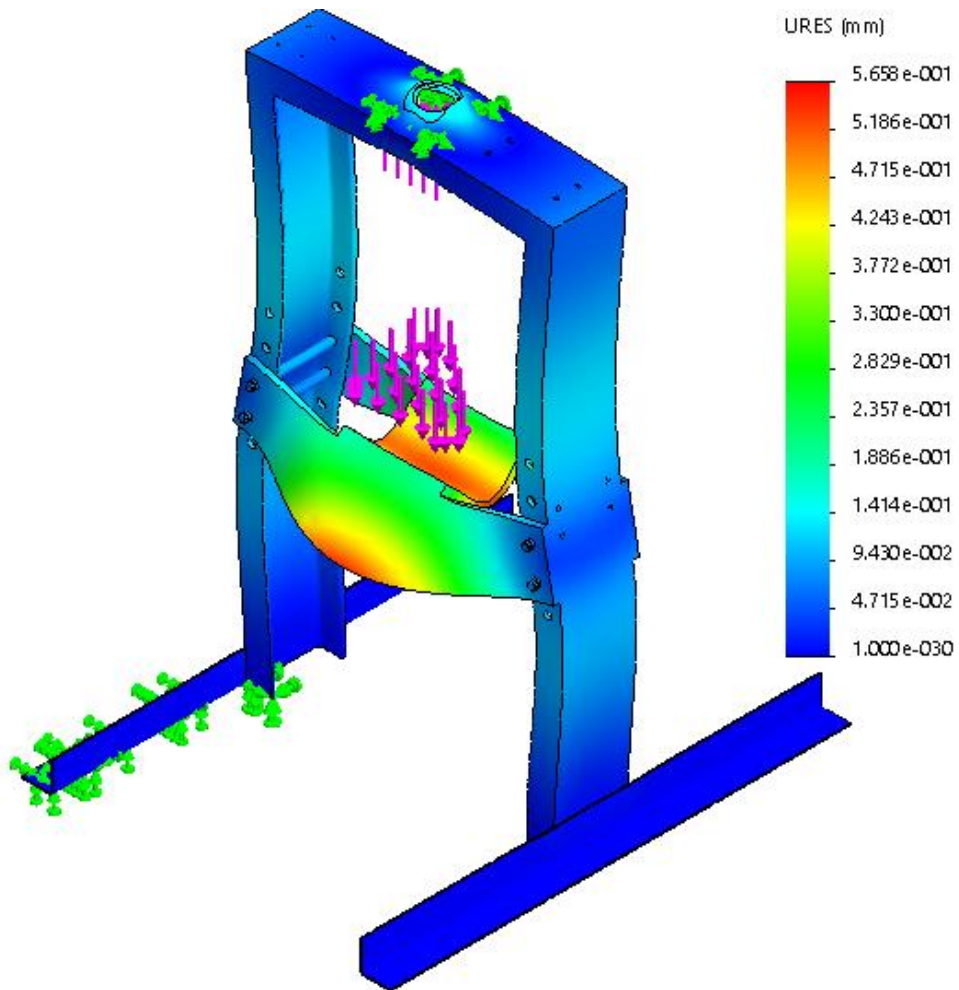


Figura 3.53. Deformación de la prensa (mm)

En la Figura 3.53, la deformación máxima de la prensa es de 0,5 mm, nótese que la misma se encuentra en la mesa de aplanado; su valor es muy bajo y por lo tanto aceptable.

3.4.2. Comprobación de esfuerzo de Von Mises de la prensa

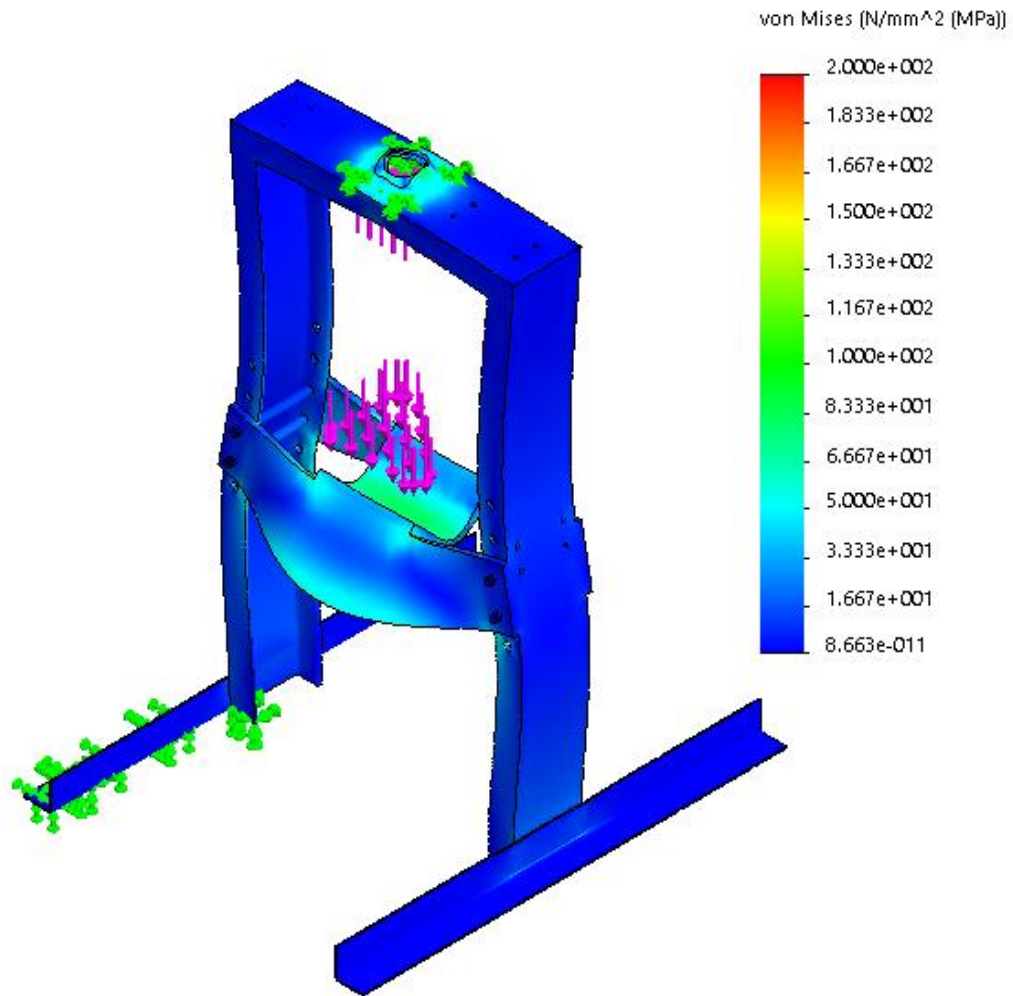


Figura 3.54. Esfuerzo de Von Mises (MPa)

Como se observa en la Figura 3.54, el esfuerzo máximo de Von Mises es de 200 MPa, sin embargo, no supera el límite elástico del material, por ende, es aceptable. Asimismo, se concentra en la mesa de aplanado.

3.4.3. Comprobación de factor de seguridad de la prensa

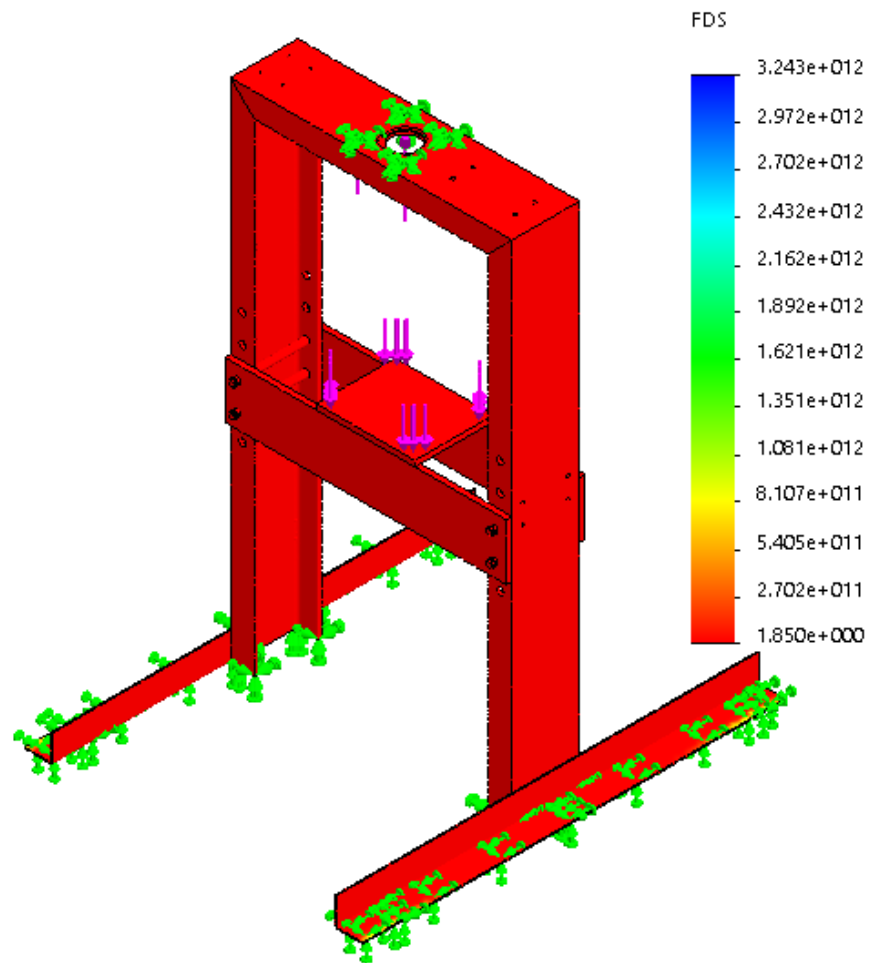


Figura 3.55. Factor de seguridad

En la Figura 3.55, se observa que el factor de seguridad es de 1,85, esto a carga máxima del actuador hidráulico.

De las gráficas observadas, se deduce que el diseño es aceptable ya que su deformación es menor a 4 mm, y el esfuerzo de tensión no sobrepasa el límite de fluencia del material, con esto se procede a su construcción.

3.5. Presupuesto

De acuerdo con los materiales necesarios para la construcción de la prensa hidráulica, se los ha clasificado acorde a los sistemas que lo conforman, de manera que se obtenga los costos según el tipo al que pertenecen.

3.5.1. Costo de los materiales de la estructura

Tabla 3.29. Costo de materiales de la estructura

| Denominación | Cantidad | Costo Unitario | Costo Total |
|-------------------------------|----------|----------------|-------------|
| Viga UPN 240 ASTM A36 | 1 | \$291,43 | \$291,43 |
| Placa de Acero 1000x200x20 mm | 2 | \$37,50 | \$75,00 |
| Placa de Acero 350x280x20 mm | 1 | \$25,36 | \$25,36 |
| Placa de Acero 350x70x6 mm | 2 | \$19,45 | \$38,90 |
| Eje de acero 1" AISI 1018 | 4 | \$2,11 | \$8,44 |
| TOTAL | | | \$454,13 |

Estos materiales son accesibles y se los puede encontrar a nivel nacional. Se planea utilizar como proveedor principal a DIPAC, debido a que la Empresa CONSEG trabaja conjuntamente con ellos.

3.5.2. Costo de la matriz de aplanado

Tabla 3.30. Costo de materiales de la matriz

| Denominación | Cantidad | Costo Unitario | Costo Total |
|-------------------------------------|----------|----------------|-------------|
| Placa de Acero 150x150x20 AISI 4340 | 1 | \$35,40 | \$35,40 |
| Tubo Redondo Ced. 40 3" | 1 | \$15,20 | \$15,20 |
| TOTAL | | | \$40,60 |

3.5.3. Costo del sistema hidráulico

Tabla 3.31. Costo de materiales del sistema hidráulico

| Denominación | Cantidad | Costo Unitario | Costo Total |
|-------------------------------------|----------|----------------|-------------|
| Cilindro PARKER HMI RL24M | 1 | \$550,00 | \$550,00 |
| Manguera 2 m 3/8" NPT C/CH 604 | 2 | \$18,50 | \$37,00 |
| Manómetro Glicerina 2 1/2" 5000 PSI | 1 | \$80,00 | \$80,00 |
| Motor Siemens GP10 2 HP | 1 | \$200,00 | \$200,00 |
| Bomba Bazares BEA 11 | 1 | \$250,00 | \$250,00 |
| Accionamiento de doble efecto | 1 | \$92,00 | \$92,00 |
| TOTAL | | | \$1409,00 |

3.5.4. Costo de construcción

Tabla 3.32. Costo de la construcción

| Denominación | Cantidad | Costo Unitario | Costo Total |
|----------------|----------|----------------|-------------|
| Mano de obra | 1 | \$300,00 | \$300,00 |
| Soldadura GMAW | 1 | \$140,00 | \$140,00 |
| Tornero | 1 | \$120,00 | \$120,00 |
| TOTAL | | | \$480,00 |

3.5.5. Costo total de la máquina

Tabla 3.33. Costo de la máquina

| Denominación | Costo Unitario |
|--------------------------------------|----------------|
| Costo de materiales de la estructura | \$522,23 |
| Costo de la matriz de aplanado | \$40,60 |
| Costo del sistema hidráulico | \$1409,00 |

Tabla 3.33. Costo de la máquina (continuación)

| | |
|------------------------------|-----------|
| Costo de construcción | \$480,00 |
| TOTAL | \$2451,83 |

Como se observa, el costo total de la prensa hidráulica es de \$2451,83; de los cuales el 75% corresponde a la Empresa CONSEG, esto es \$1838,88. Nótese que el valor total de la máquina llega a ser alto debido al sistema hidráulico cuyos componentes tienen un alto costo en el mercado nacional.

3.6. Diagrama del proceso de construcción

Para la construcción de la maquina se plantea seguir el siguiente proceso:

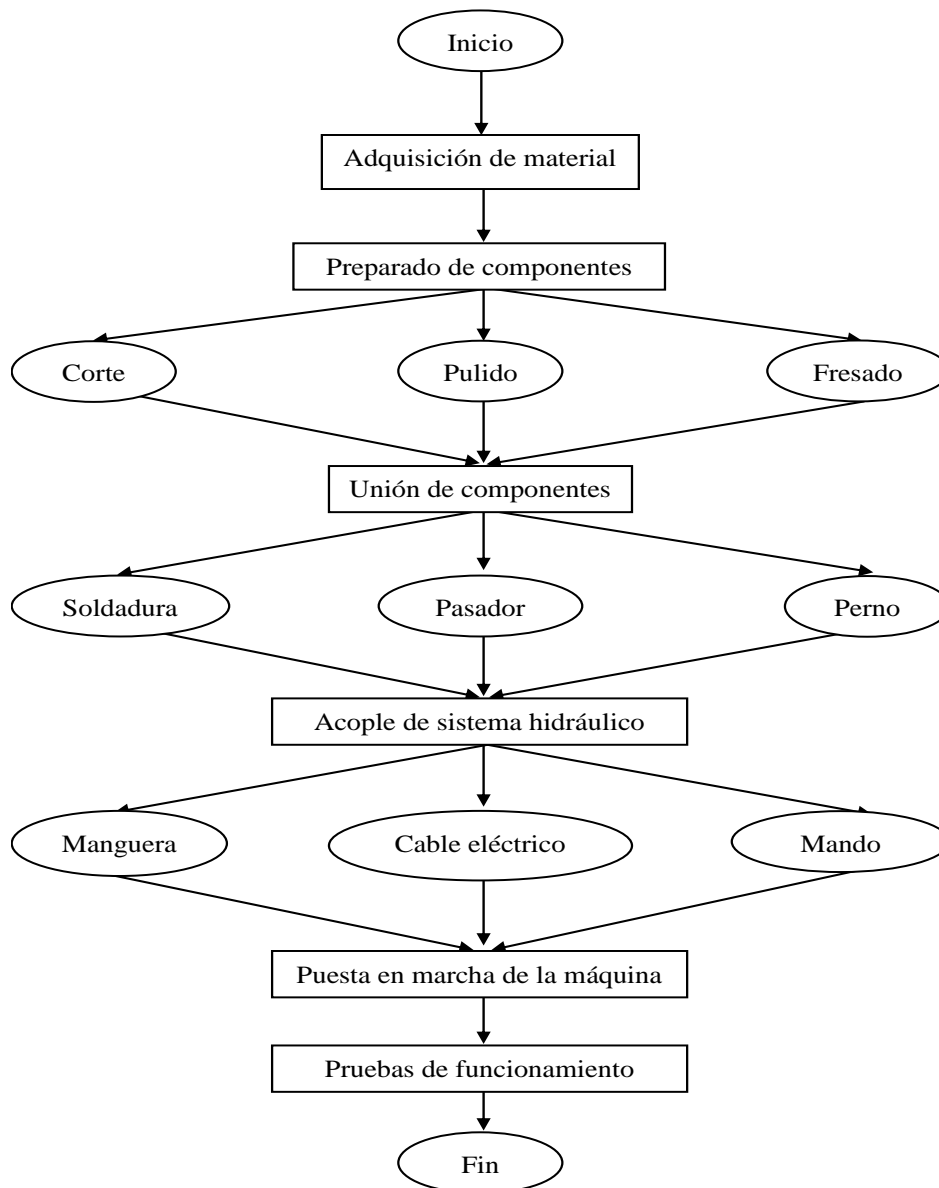


Figura 3.56. Diagrama del proceso de construcción

3.7. Pruebas de funcionamiento

Realizada la construcción de la máquina, es necesario efectuar las pruebas de funcionamiento, para lo cual se pretende realizar 5 probetas de aplanado manual y 5 probetas de aplanado mediante prensa, y comparar los resultados en función del tiempo. Esto puede observarse en la Tabla 3.34

Tabla 3.34. Proceso de achatado manual

| Probeta | Deformación [mm] | Acabado | Tiempo [Segundos] |
|---------|------------------|---------|-------------------|
| 1 | 38,15 | Bueno | 52,79 |
| 2 | 38,13 | Regular | 52,83 |
| 3 | 37,15 | Regular | 53,45 |
| 4 | 37,62 | Regular | 53,54 |
| 5 | 38,13 | Bueno | 53,15 |

De lo expuesto en la Tabla 3.34, el proceso realizado de manera manual demora un tiempo promedio de 53 segundos. El tiempo total del mismo fue de 4 minutos y 25 segundos.

Tabla 3.35. Proceso de achatado mediante prensa hidráulica

| Probeta | Deformación [mm] | Acabado | Tiempo [Segundos] |
|---------|------------------|-----------|-------------------|
| 1 | 39 | Muy Bueno | 2 |
| 2 | 39 | Muy Bueno | 2,15 |
| 3 | 39 | Muy bueno | 2,23 |
| 4 | 39 | Muy bueno | 2 |
| 5 | 39 | Muy bueno | 2 |

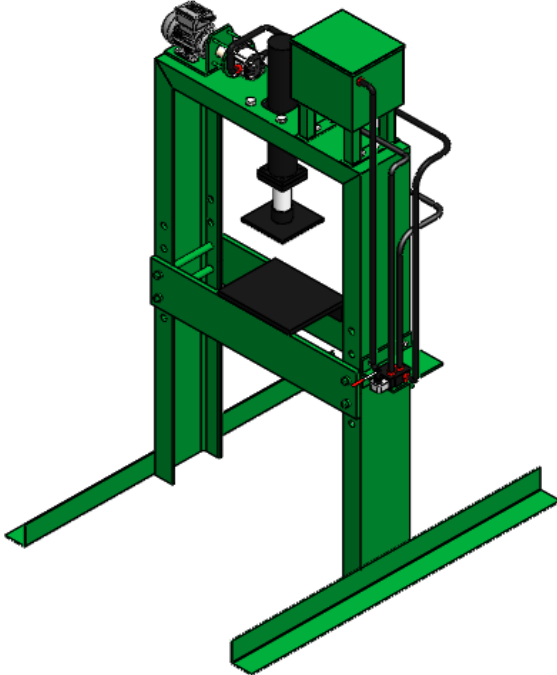
De lo expuesto en la Tabla 3.35, el proceso realizado mediante la prensa hidráulica demora un tiempo promedio de 2 segundos. El tiempo total del mismo fue de 10 segundos.

De lo anterior expuesto en las Tablas 3.34 y 3.35, la prensa hidráulica disminuye en gran cantidad el tiempo del proceso, el acabado del mismo es excelente y cumple con los parámetros de calidad previamente establecidos en el Capítulo 2.

3.8. Especificaciones técnicas

La Tabla 3.36, detalla las especificaciones de la prensa hidráulica y sus elementos principales de forma resumida, a fin de que se proporcione la información adecuado para su funcionamiento y cuidado.

Tabla 3.36. Datos técnicos de la máquina

| Prensa hidráulica (Elementos Principales) | | | |
|---|---|-------------------------|---------------------------|
|  | | | |
| Características generales | | | |
| Capacidad | 10 toneladas | | |
| Procesos relacionados | Aplanado de tubos redondos de 1", e=2mm | | |
| Tipo de accionamiento | Palanca | | |
| Características del sistema hidráulico | | | |
| Marca de bomba | BAZARES | Modelo | BEA 11 |
| Tipo de bomba | De engranajes | Desplazamiento | 10,9 cm ³ /rev |
| Presión máxima | 25 MPa | | |
| Velocidad mínima | 500 rpm | Velocidad máxima | 2000 rpm |
| Características del sistema eléctrico | | | |
| Marca de motor | Siemens | Modelo | GP10 |
| Potencia | 2,5 HP | Velocidad | 900 rpm |
| Tensión | 230/460 V | Alimentación | Trifásica |

3.9. Manual de operación de la prensa hidráulico

Este manual de operación y mantenimiento ha sido desarrollado con la finalidad de asistir al operador de la máquina en el uso y cuidado de la misma de manera segura y confiable, evitando averías por mal uso del equipo.

ADVERTENCIA

Antes de la puesta en marcha, el personal encargado del equipo deberá ser instruido apropiadamente en el manejo y cuidado de este. Por ende, se recomienda:

- Lectura detenida de los manuales de operación y mantenimiento.
- Emplear en todo momento el equipo de protección personal.
- Revisar los niveles de aceite y acoples. En caso de fugas, notificar al supervisor superior.
- Revisar que el cable de alimentación se encuentre correctamente conectado.
- Verificar que el estado de nivelación de la mesa sea igual a 0°.
- Revisar que los pernos de anclaje se encuentren ajustados.
- Verificar que la matriz de aplanado se encuentre acoplada correctamente.
- Verificar que el mando y pulsadores respondan de forma apropiada.

Una vez verificado el estado actual de la máquina, proceder con los siguientes pasos:

1. Coloque cuidadosamente la sección del tubo sobre la mesa de aplanado.
2. Accione el mando hacia abajo.
3. Sujete firmemente la sección a ser aplanada.
4. Una vez aplanada la sección del tubo, accione el mando hacia arriba.
5. Retire la sección aplanada, y prosiga con la siguiente.
6. Repita los pasos desde 1 al 6. En caso de ser la última sección a realizarse en el día, proceda con los siguientes pasos.
7. Accione el mando de subida y espere a que el actuador regrese a su posición inicial.
8. Verifique que los mandos se encuentren en la posición inicial.
9. Apague la máquina y desconecte el equipo.

Nota: El tiempo máximo de uso del equipo es de 1 hora; en caso de necesitar más tiempo, apague la máquina durante 30 minutos.

PRECAUCIÓN

- Alta tensión, mantenga el equipo fuera del alcance de niños.
- Respete las normas de seguridad, no utilice la máquina para otros fines que no sean aquellos que indica el manual de operación.
- No manipule los circuitos eléctricos con las manos humedecidas, puede sufrir descargas eléctricas y causar serios daños a su integridad y al equipo.

- Conecte únicamente a una tensión trifásica.
- No coloque sustancias inflamables cerca de los componentes eléctricos.

3.10. Manual de mantenimiento

Como es de saberse, los elementos de una máquina están sujetos a un proceso irreversible de desgaste, y la manipulación incorrecta por parte de operarios u otras afectaciones, aceleran el mismo y crean un gasto innecesario.

Para un mejor entendimiento del cronograma de mantenimiento de la Tabla 3.38, se ha dividido en los sistemas que lo componen, tales como:

- Sistema Estructural.
- Sistema Hidráulico.
- Sistema Eléctrico.

A su vez, se ha instaurado un código de colores en la Tabla 3.37, con las actividades que se deben realizar acorde al cronograma.

Tabla 3.37. Codificación de mantenimiento de la máquina

| | |
|---------------|--|
| Limpieza | |
| Revisión | |
| Mantenimiento | |

Tabla 3.38. Cronograma de mantenimiento del equipo

| Sistema | Componente | Actividad | MES 1 | | | | MES 2 | | | | MES 3 | | | | MES 4 | | | | MES 5 | | | | MES 6 | | | | MES 7 | | | | MES 8 | | | | MES 9 | | | | MES 10 | | | | MES 11 | | | | MES 12 | | | |
|--------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|--------|---|---|---|--------|---|---|---|--------|--|--|--|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | | | | |
| ESTRUCTURAL | Mesa de aplanado | Limpieza externa | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | | | | |
| | Pines de soporte | Limpieza externa | █ | | | | | | | | █ | | | | | | | | █ | | | | | | | | █ | | | | | | | | █ | | | | | | | | █ | | | | | | | |
| | | Revisión de ejes | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | |
| | Matriz de aplanado | Limpieza externa | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | | | | |
| | | Revisión de matriz | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | |
| | Motor | Limpieza externa | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | █ | | | | |
| | | Revisión de acoples | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | |
| | | Lubricación de engranajes | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | |
| | Bomba | Cambio de rodamientos | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | Limpieza externa | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | |
| Revisión de fugas | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | | | | | |
| Revisión de acople | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | |
| Limpieza externa | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | | | | | |
| HIDRÁULICO | Tanque hidráulico | Revisión de nivel de aceite | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | | | | |
| | Revisión de filtros | Revisión de filtros | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | |
| | | Cambio de filtros | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | Limpieza interna | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Cambio de aceite | Cambio de aceite | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | Limpieza externa | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | | | | |
| | | Revisión de fugas | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | | | | | |
| | Actuador | Revisión de acoples | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | | | | |
| | | Revisión de soporte | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | | | | |
| | Válvulas | Limpieza externa | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | | | | | | |
| Revisión de fugas | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | | | | | |
| ELÉCTRICO | Revisión de funcionamiento | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | █ | | | | | | | | | | |
| | Limpieza externa | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | █ | | | | | | | | | | |
| | Revisión de arranque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Contactor | Revisión de conexiones eléctricas | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

CAPÍTULO IV

Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones

- Mediante el empleo de las distintas ecuaciones del Capítulo 2, se diseñaron los componentes mecánicos con el nivel de seguridad correcto sin sobredimensionar la máquina, esto puede observarse en las Tablas 3.26, 3.27 y 3.28 respectivamente. Asimismo, los materiales empleados son accesibles a nivel nacional.
- Se analizó la estructura de la máquina y sus componentes sometidos a flexión como se observan en las Figuras 3.53, 3.54 y 3.55. Su deformación máxima alcanzada fue de 0,5 mm, mientras que el esfuerzo de Von Mises fue de 200 MPa y el factor de seguridad de la máquina es de 1,85; por ende, el diseño de los componentes es el correcto y no existe sobredimensionamiento.
- Se siguieron los pasos planteados en el Diagrama de Procesos del apartado 3.6, de acuerdo al orden planteado. Asimismo, los procesos de corte, pulido, pintado y soldadura se realizaron en la Empresa CONSEG disminuyendo los costos.
- Se realizaron las pruebas de funcionamiento como se observan en las Tablas 3.35 y 3.36, en las cuales se observa una gran disminución de tiempo en el proceso, mejor acabado superficial cumpliendo con los parámetros de calidad previamente establecidos en el Capítulo 2.

4.2. Recomendaciones

- Para una mejor unión de las placas y vigas de toda la prensa hidráulica, se recomienda emplear el proceso GMAW ya que el acabado de la soldadura es bueno sin porosidades.
- Es recomendable comprobar la cantidad de ciclos y el tiempo de ejecución durante la simulación del aplanado del tubo, esto debido a que, a mayor cantidad de estos, mayor será la duración de la simulación.
- Se recomienda gratar la estructura una vez realizado el proceso de soldadura antes de proceder a pintarla, debido a que la superficie puede presentar impurezas que afectarían a largo plazo, en la oxidación y desgaste de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] PRO ECUADOR, Perfil Sectorial de Metalmecánica 2016, Quito, Ecuador: Dirección de Inteligencia Comercial e Inversiones, 2017.
- [2] Ministerio de Industrias y Productividad, Política Industrial del Ecuador 2016-2025, Quito, Ecuador: Ministerio de Industrias y Productividad, 2015.
- [3] J. A. Apolinario Julca, *Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m*, Lima, Perú: PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ, 2015.
- [4] W. L. Moina Castro, R. M. Navarrete Zapata y M. E. Rodríguez Jumbo, *Diseño y construcción de una prensa hidráulica para doblado de tubería metálica de pared gruesa*, Quito, Ecuador: Escuela Politécnica Nacional, 2007.
- [5] M. Carvajal, J. Rocha, C. Carrera y W. Cepeda, *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*, Latacunga, Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Ejército, 2014.
- [6] J. A. Pallo Silva, *Diseño y construcción de una máquina baroladora de perfiles tipo omega de 4" de espalda, 2" de alto y 1/4" de espesor para la fabricación de tanques de acero inoxidable en la Empresa INOX-TEC*, Ambato, Ecuador: Universidad Técnica de Ambato, 2017.
- [7] H. Appold, K. Feiler, A. Reinhard y P. Schmidt, *Tecnología de los Metales*, España: Reverté S.A, 2005.
- [8] J. P. A. Valera Negrete, *Apuntes de Física General*, México D.F: UNAM, 2005.

- [9] L. Torres Soler y N. S. Bautista Herrera, *Diseño de prensa hidráulica automática para 300 toneladas con dispositivo de extracción de rodamientos y mesa móvil.*, Bogotá D.C: Fundación Universidad de América, 2016.
- [10] IGMA: Venta y Servicio de Equipo Automotriz., «IGMA.,» [En línea]. Available: <http://www.igma.com.mx/Prensas-tipo-H.html>. [Último acceso: 5 12 2017].
- [11] SHAOXING MAQ IMPORT & EXPORT CO.,LTD., «MAQ,» [En línea]. Available: www.maquina.com.cn/Span/HPC-Open-side-C-type-hydraulic-press-126.html. [Último acceso: 6 12 2017].
- [12] J. Blanco Petrus, «INTEREMPRESAS,» [En línea]. Available: www.interempresas.net/MetalMecanica/FeriaVirtual/Producto-Prensa-hidraulica-de-cuatro-columnas-Sicmi-PSQ-37096.html. [Último acceso: 6 12 2017].
- [13] C. E. Chávez Bonito, *Diseño y construcción de una máquina hidráulica para doblar tubería redonda de acero al carbono de tres y cuatro pulgadas cédula 40 con ángulos de 0 a 90°*, Ambato, Ecuador: Universidad Técnica de Ambato, 2016.
- [14] D. Merkle, B. Schrader y M. Thomes, *Hidráulica: Nivel básico*, Festo Didactic, 2009.
- [15] A. Creus Solé, *Neumática e hidráulica*, Barcelona, España: Marcobombo, S.A., 2011.
- [16] Sapiensman, «Sapiensman,» [En línea]. Available: www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm. [Último acceso: 12 12 2017].

- [17] Ingemecánica, «Sistemas hidráulicos de potencia,» [En línea]. Available: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html#seccion21>. [Último acceso: 13 12 2017].
- [18] G. P. Moreno Flores, *Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático*, Quito, Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana, 2013.
- [19] D. T. Guerrero Villacrés, *Reingeniería del proceso de producción de asientos para buses interprovinciales en la empresa “Conseg”, ubicada en la provincia de Tungurahua, cantón Ambato, parroquia Montalvo.*, Ambato, Ecuador: Universidad Técnica de Ambato, 2017.
- [20] DIPAC Productos de Acero, *Catálogo de Tubería Estructural Redondo*, Manta, 2017.
- [21] American Society for Testing and Materials, ASTM 500/500M-09, United States: American Society for Testing and Materials, 2009.
- [22] M. P. Groover, *Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas*, México: Pearson Educación, 2003.
- [23] R. C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, México D.F: Prentice Hall, Inc, 2006.
- [24] J. L. Meriam, *Mecánica para Ingenieros*, Bogotá: Reverté S.A, 1999.
- [25] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, México D.F: McGraw-Hill, 2008.
- [26] J. Vilorio, *Prontuario de mecánica industrial aplicada*, Bogotá, Colombia: Paraninfo, 2002.

- [27] J. C. McCormack y S. F. Csernak, *Diseño de Estructuras de Acero*, México D.F: Alfaomega, 2012.
- [28] Parker Hannifin Ltd, *HMI/HMD Hydraulic Cylinders*, United Kingdom: Parker Hannifin Ltd, 2015.
- [29] BEZARES S.A., *Catálogo técnico de elementos hidráulicos*, Toledo, España: BEZARES S.A., 2015.
- [30] SIEMENS, *Catálogo general de motores eléctricos*, Barcelona, España: SIEMENS, 2007.
- [31] F. Roca Ravell, *Oleohidráulica Básica: Diseño de Circuitos*, Bogotá, Colombia: Ediciones UPC , 2006.
- [32] REPSOL S.A., *Catálogo Lubricantes Industriales*, REPSOL S.A., 2018.
- [33] ASM International, *Metal Handbook Vol.1. Properties and Selection: Irons, Steel and High performance alloys*, ASM International, 1990.
- [34] DIPAC Productos de Acero, *Perfiles laminados UPN*, Manta, 2017.
- [35] INDURA S.A., *Manual de sistemas y soldadura*, Guayaquil, Ecuador: INDURA ECUADOR S.A., 2008.
- [36] DIPAC Productos de Acero, *Catálogo de Ejes de Acero de Transmisión.*, Manta, Ecuador, 2017.

ANEXOS

Anexo A1. Características del tubo estructural redondo [20]

TUBERÍA

TUBO ESTRUCTURAL REDONDO



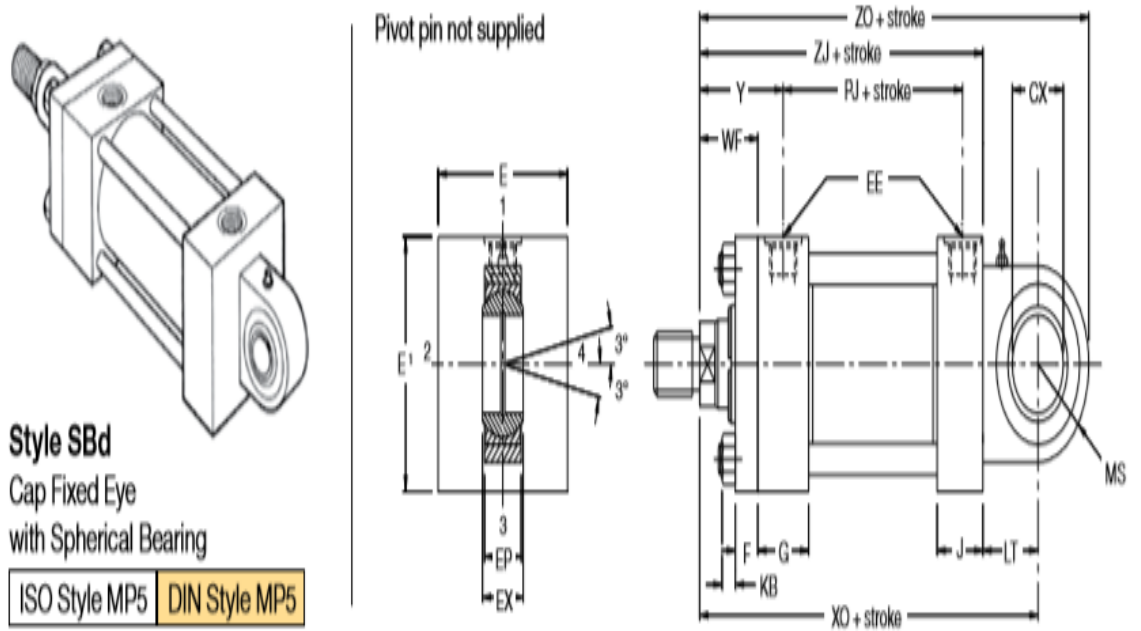
Especificaciones Generales

| | |
|----------------------|-------------------------|
| Calidad | ASTM A-500 |
| Recubrimiento | Negro o Galvanizado |
| Largo Normal | 6,00 m |
| Otros Largos | Previa Consulta |
| Dimensiones | Desde 7/8" hasta 3" |
| Espesor | Desde 1,50 mm a 3,00 mm |



| (D) Diámetro | Espesor | Peso | Área | I | W | I |
|--------------|---------|------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Pulgadas | mm | Kg/m | cm ² | cm ⁴ | cm ³ | cm ³ |
| 7/8" | 1,50 | 0,77 | 0,98 | 0,53 | 0,47 | 0,73 |
| 1" | 1,50 | 0,88 | 1,13 | 0,81 | 0,64 | 0,85 |
| 1 1/4" | 1,50 | 1,12 | 1,43 | 1,63 | 1,03 | 1,07 |
| 1 1/2" | 1,50 | 1,35 | 1,72 | 2,89 | 1,52 | 1,30 |
| 1 3/4" | 1,50 | 1,59 | 2,02 | 4,67 | 2,10 | 1,52 |
| 2" | 1,50 | 1,82 | 2,32 | 7,06 | 2,78 | 1,74 |
| 2 1/2" | 1,50 | 2,29 | 2,92 | 14,05 | 4,42 | 2,19 |
| 3" | 1,50 | 2,76 | 3,52 | 24,56 | 6,45 | 2,64 |
| 1" | 2,00 | 1,15 | 1,47 | 1,01 | 0,80 | 0,83 |
| 1 1/4" | 2,00 | 1,47 | 1,87 | 2,08 | 1,31 | 1,05 |
| 1 1/2" | 2,00 | 1,78 | 2,27 | 3,71 | 1,95 | 1,29 |
| 1 3/4" | 2,00 | 2,09 | 2,67 | 6,02 | 2,71 | 1,50 |
| 2" | 2,00 | 2,41 | 3,07 | 9,14 | 3,60 | 1,73 |
| 2 1/2" | 2,00 | 3,03 | 3,86 | 18,29 | 5,76 | 2,18 |
| 3" | 2,00 | 3,66 | 4,66 | 32,11 | 8,43 | 2,62 |
| 2" | 3,00 | 3,54 | 4,51 | 12,92 | 5,09 | 1,69 |
| 2 1/2" | 3,00 | 4,48 | 5,70 | 26,15 | 8,24 | 2,14 |
| 3" | 3,00 | 5,42 | 6,90 | 46,29 | 12,15 | 2,59 |

Anexo B1. Dimensiones del cilindro actuador doble efecto [28]



¹ Head depth E increased by 5mm in port face to accommodate port on 25 and 32mm bore cylinders

Dimensions – B, BB & SBd See Rod End Dimensions, page 28 & Mounting Information, page 16

| Bore Ø | CB A16 | CD H9 | CW | CX | E | EE (BSPP) inches | EP | EW h14 | EX | F max | G | J | KB | L | LR | LT | M | MR | MS max | WF | Y | + Stroke | | | | | |
|-----------|-----------|----------|----|-----------------------|-----------------|------------------------|----|-----------|----|----------|----|----|-----|----|----|-----|----|----|-----------|----|----|----------|-----|-----|-----|-----|-------|
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | PJ | XC | XO | ZC | ZJ | ZO |
| 25 | 12 | 10 | 6 | 12 ^{-0.008} | 40 ¹ | G ^{1/4} | 8 | 12 | 10 | 10 | 40 | 25 | 4 | 13 | 12 | 16 | 10 | 12 | 20 | 25 | 50 | 53 | 127 | 130 | 137 | 114 | 150 |
| 32 | 16 | 12 | 8 | 16 ^{-0.008} | 45 ¹ | G ^{1/4} | 11 | 16 | 14 | 10 | 40 | 25 | 5 | 19 | 17 | 20 | 12 | 15 | 22.5 | 35 | 60 | 56 | 147 | 148 | 159 | 128 | 170.5 |
| 40 | 20 | 14 | 10 | 20 ^{-0.012} | 64 | G ^{3/8} | 13 | 20 | 16 | 10 | 45 | 38 | 6.5 | 19 | 17 | 25 | 14 | 16 | 29 | 35 | 62 | 73 | 172 | 178 | 186 | 153 | 207 |
| 50 | 30 | 20 | 15 | 25 ^{-0.012} | 76 | G ^{1/2} | 17 | 30 | 20 | 16 | 45 | 38 | 10 | 32 | 29 | 31 | 20 | 25 | 33 | 41 | 67 | 74 | 191 | 190 | 211 | 159 | 223 |
| 63 | 30 | 20 | 15 | 30 ^{-0.012} | 90 | G ^{1/2} | 19 | 30 | 22 | 16 | 45 | 38 | 10 | 32 | 29 | 38 | 20 | 25 | 40 | 48 | 71 | 80 | 200 | 206 | 220 | 168 | 246 |
| 80 | 40 | 28 | 20 | 40 ^{-0.012} | 115 | G ^{3/4} | 23 | 40 | 28 | 20 | 50 | 45 | 13 | 39 | 34 | 48 | 28 | 34 | 50 | 51 | 77 | 93 | 229 | 238 | 257 | 190 | 288 |
| 100 | 50 | 36 | 25 | 50 ^{-0.012} | 130 | G ^{3/4} | 30 | 50 | 35 | 22 | 50 | 45 | 13 | 54 | 50 | 58 | 36 | 44 | 62 | 57 | 82 | 101 | 257 | 261 | 293 | 203 | 323 |
| 125 | 60 | 45 | 30 | 60 ^{-0.015} | 165 | G ¹ | 38 | 60 | 44 | 22 | 58 | 58 | 18 | 57 | 53 | 72 | 45 | 53 | 80 | 57 | 86 | 117 | 289 | 304 | 334 | 232 | 384 |
| 160 | 70 | 56 | 35 | 80 ^{-0.015} | 205 | G ¹ | 47 | 70 | 55 | 25 | 58 | 58 | 22 | 63 | 59 | 92 | 59 | 59 | 100 | 57 | 86 | 130 | 308 | 337 | 367 | 245 | 437 |
| 200 | 80 | 70 | 40 | 100 ^{-0.020} | 245 | G ^{1 1/4} | 57 | 80 | 70 | 25 | 76 | 76 | 24 | 82 | 78 | 116 | 70 | 76 | 120 | 57 | 98 | 165 | 381 | 415 | 451 | 299 | 535 |

All dimensions are in millimetres unless otherwise stated.

HMI SERIES HYDRAULIC CYLINDERS

✉ Correo electrónico

🖨 Imprimir



Haga clic para ampliar la imagen



HMI Series metric tie rod hydraulic cylinders are Compact Series cylinders to ISO 6020/2 for working pressures up to 210 bar.

HMI Series metric tie rod hydraulic cylinders are Compact Series cylinders rated for use at working pressures up to 210 bar depending on the rod end and type of service. Like all cylinders from Parker Hydraulics, they are designed to deliver long, efficient service with low maintenance requirements, guaranteeing high productivity year after year. Parker's HMI series metric cylinders meet the requirements of ISO 6020/2, 160 Bar Compact Series.

To generate a CAD model of an HMI Series cylinder, please follow the steps for the equivalent HMI Series cylinder.

A range of optional features such as different mounting styles and piston rod diameters is available, permitting HMI cylinders to be customised to suit different industrial applications. A more extensive range of options is available for HMI Series cylinders, including feedback transducers and position switches, cushions, oversize ports, stop tubes, stroke limiters, gland drains, rod end protection and more. Where only a totally bespoke cylinder will do, our experienced design engineers will work with you to create a unique customised solution.

- Working pressure up to 210 bar
- Bore sizes – 25mm to 200mm
- Piston rod diameters – 12mm to 140mm
- Strokes – available in any practical stroke length
- Twelve standard mounting styles
- Up to three rod sizes per bore
- Fluids and seals – five seal types to suit a wide range of fluid specifications
- Temperature ranges – -20°C to +150°C depending on fluid and seal types

Applications

- Machine tools
- Transfer lines
- Injection moulding
- Presses
- Test equipment
- Robotics

CONTACTO

PARKER HANNIFIN MANUFACTURING GERMANY GMBH & CO. KG
CYLINDER DIVISION
DELMENHORSTER STR. 10
COLOGNE
GERMANY
50735

Teléfono
+01926 833700

FAX
+01923 740304

5038_06
bomba pump

Bomba Hidráulica Hydraulic Pump

BEA 11/17

Descripción Description



Bomba de engranajes con sentido de giro reversible y drenaje interno. Construida con cuerpo de aluminio, más ligera y que permite trabajar a altas presiones con un bajo nivel de ruido.

Gear pump with reversible Rotation direction and internal drainage. Built in aluminium body, lighter than casting pumps, permits to work at high pressures with a low level of noise.

Datos Principales Main Data

| | | BEA 11 | BEA 17 |
|---|-----------|---------|---------|
| Tipo de Bomba Pump Type | | BEA 11 | BEA 17 |
| Codigo Part Number | | 5038606 | 5038706 |
| Desplazamiento Displacement (cm ³ /rev) | | 10.9 | 16.8 |
| Presión máxima continua Maximum continuous pressure (P1) (bar) | | 250 | |
| Presión máxima pico Max. peak pressure (P3) (bar) | | 290 | |
| Velocidad Speed (r.p.m) | min. (P1) | 500 | |
| | máx. (P1) | 2000 | |
| Dimensiones Dimensiones (mm) | A | 137 | 145,7 |
| | B | 72 | 77 |
| Peso Weight (kg) | | 4,35 | 4,82 |

Dirección de Rotación Rotation direction Reversible Bi-directional

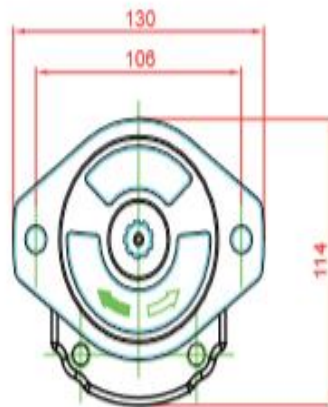
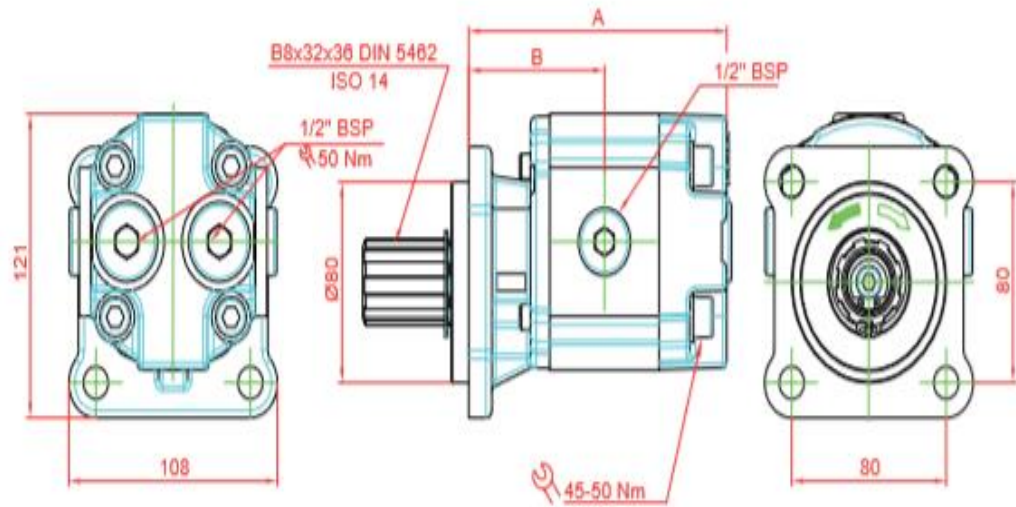
| | | |
|------------------------------------|---|---|
| Presión de Entrada Input Pressure | Recomendado Recommended | 0.7÷ 3 bar (abs) |
| Temperaturas Temperatures | | Desde -25°C a +80°C From -25°C to +80°C |
| Aceite recomendado Recommended Oil | Según aceites hidráulicos ISO / DIN y aceites resistentes al fuego. Mineral oil based hydraulic fluids to ISO / DIN and fire resistant fluids. | |
| Viscosidad Viscosity | Recomendado Recommended | De 12 ÷ 100 mm ² /s (cST) |
| | Permitido Allowed | Max. 750 mm ² /s (cST) |

10

Av. de los Rotemas, Parcela:145, 09950, Caserubios del Monte, Toledo (Spain) Tlf: +34 91 818 82 97
bosacos.com | bosacos@bosacos.com

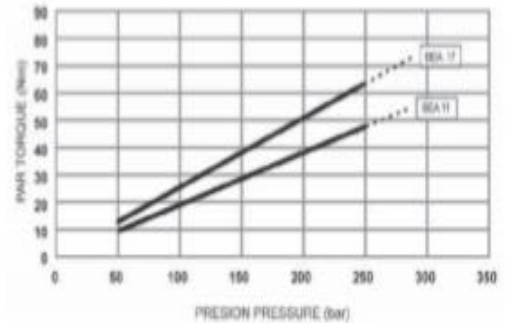
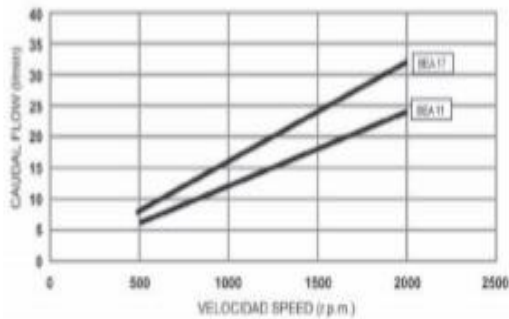
BZ
bezares.s.a.

BEA 11/17



OPCIONAL: SALIDA SAE A
 OPTIONAL: OUTPUT SAE A
http://glo-uae.com/products/pump/bea_xf.pdf

Curvas de Rendimiento Performances Curves



Anexo B3. Características del motor eléctrico [30]

Tabla de selección

Totalmente cerrados con ventilación exterior
 Montaje: Horizontal con patas (F-1)
 Aislamiento clase F
 Diseño NEMA B según Norma MG-1
 33°C temp. ambiente a una altitud de 2300 msnm
 40°C temp. ambiente a una altitud de 1000 msnm
 Factor de servicio:
 1.15 Motores GP10 y SD10

| Descripción | | | | Modelo | |
|----------------|------------------|-------------------------|---------------------|--|---|
| Potencia en HP | Velocidad en RPM | Tensión a 60Hz en Volts | Tamaño Armazón NEMA | GP10 Uso General Catálogo Spiridon | SD10 Uso Severo Catálogo Spiridon |
| 0.5 | 900 | 208-230/460 | 143T | A7810000048458 | no disponible |
| 0.75 | 1800 | 208-230/460 | 143T | A7810000048472 | A7810000048469 |
| | 1200 | 208-230/460 | 143T | A7810000048459 | A7810000048474 |
| | 900 | 208-230/460 | 145T | A7810000048490 | A7810000048475 |
| 1 | 3600 | 208-230/460 | 143T | A7810000012670 | A7810000047493 |
| | 1800 | 208-230/460 | 143T | A7810000012675 | A7810000047514 |
| | 1200 | 208-230/460 | 145T | A7810000012678 | A7810000047515 |
| | 900 | 208-230/460 | 182T | A7810000048088 | A7810000048042 |
| 1.5 | 3600 | 208-230/460 | 143T | A7810000012671 | A7810000048041 |
| | 1800 | 208-230/460 | 145T | A7810000012676 | A7810000047516 |
| | 1200 | 208-230/460 | 182T | A7810000012683 | A7810000048043 |
| | 900 | 208-230/460 | 184T | A7810000048499 | A7810000048044 |
| 2 | 3600 | 208-230/460 | 145T | A7810000012672 | A7810000048045 |
| | 1800 | 208-230/460 | 145T | A7810000012677 | A7810000047517 |
| | 1200 | 208-230/460 | 184T | A7810000012684 | A7810000048046 |
| | 900 | 208-230/460 | 213T | A7810000048089 | A7810000048047 |
| 3 | 3600 | 208-230/460 | 182T | A7810000012679 | A7810000048048 |
| | 1800 | 208-230/460 | 182T | A7810000012681 | A7810000047518 |
| | 1200 | 208-230/460 | 213T | A7810000012689 | A7810000048049 |
| | 900 | 208-230/460 | 215T | A7810000048090 | A7810000048050 |
| 5 | 3600 | 208-230/460 | 184T | A7810000012680 | A7810000048051 |
| | 1800 | 208-230/460 | 184T | A7810000012682 | A7810000047519 |
| | 1200 | 208-230/460 | 215T | A7810000012690 | A7810000048052 |
| | 900 | 208-230/460 | 254T | A7810000048091 | A7810000048054 |
| 7.5 | 3600 | 208-230/460 | 213T | A7810000012685 | A7810000048055 |
| | 1800 | 208-230/460 | 213T | A7810000012687 | A7810000047520 |
| | 1200 | 208-230/460 | 254T | A7810000012697 | A7810000048066 |
| | 900 | 208-230/460 | 256T | A7810000048092 | A7810000048067 |
| 10 | 3600 | 208-230/460 | 215T | A7810000012686 | A7810000048068 |
| | 1800 | 208-230/460 | 215T | A7810000012688 | A7810000048030 |
| | 1200 | 208-230/460 | 256T | A7810000012699 | A7810000048069 |
| 15 | 3600 | 208-230/460 | 254T | A7810000012692 | A7810000048071 |
| | 1800 | 208-230/460 | 254T | A7810000012695 | A7810000048031 |
| 20 | 3600 | 208-230/460 | 256T | A7810000012694 | A7810000048072 |
| | 1800 | 208-230/460 | 256T | A7810000012696 | A7810000048032 |





Descripción

Son aceites especialmente diseñados para su utilización en circuitos hidráulicos que requieran lubricantes con marcadas propiedades antidesgaste. Elaborados con bases cuidadosamente seleccionadas a las que se incorporan aditivos específicos para mejorar notablemente sus propiedades.

Están especialmente indicados para circuitos hidráulicos y maquinaria de obras públicas equipada con cualquier tipo de bombas, especialmente cuando trabajan a presiones elevadas y, en general, para todo tipo de mecanismos que requieran aceites estables, y en los que se precise alcanzar, y aún superar, los máximos niveles antidesgaste exigidos por las normas internacionales.

Cualidades

- Gran resistencia a la oxidación y formación de lodos.
- Gran capacidad de desaireación.
- Alto índice de viscosidad.
- Muy buenas cualidades antiespumantes y antiherrumbre.
- Excelente separación del agua.
- Excelente filtrabilidad.
- Muy Buena compatibilidad con juntas y retenes.
- Máximo nivel antidesgaste.
- Excelente capacidad de carga.
- Elevada estabilidad térmica e hidrolítica.

Niveles de calidad

En función del grado de viscosidad del producto cumple los siguientes niveles de calidad:

- | | | |
|-------------------------|--|------------------------------------|
| • DIN-51524 Parte 2 HLP | • AFNOR NF E 48-603 HL, HM | • MAG IAS P-68 (ISO 32); |
| • ISO 6743/4 HM | • FILTRABILIDAD AFNOR (NF E 48-690 y 48-691) | P-69(ISO-68); P-70(ISO-46) |
| • ISO 11158 | • PARKER DENISON HF-O, HF-1 y HF-2 | • Eaton Vickers I-286-S y M-2950-S |

TELEX E

INDUSTRIA

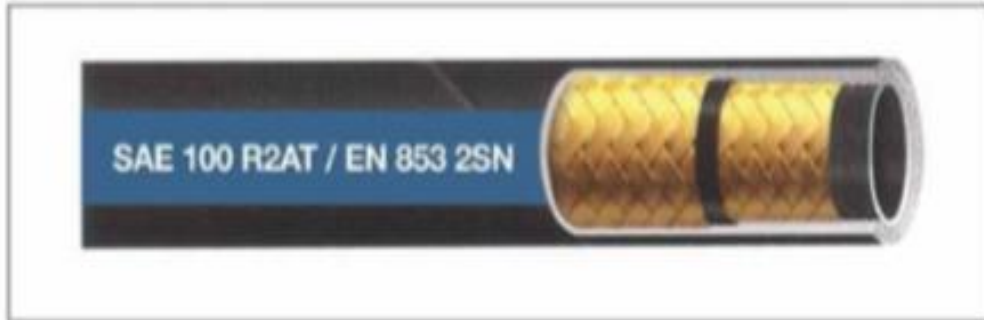
Lubricantes



Características técnicas

| | UNIDAD | METODO | VALOR | | | | | |
|----------------------------------|-------------------|-------------|-------|-------|------|-------|-------|-----------|
| Grado ISO | | | 15 | 22 | 32 | 46 | 68 | 100 |
| Viscosidad a 100 °C | cSt | ASTM D 445 | 3,4 | 4,4 | 5,4 | 6,8 | 8,5 | 11 |
| Viscosidad a 40 °C | cSt | ASTM D 445 | 15 | 22 | 32 | 46 | 68 | 100 |
| Índice de viscosidad | | ASTM D 2270 | 113 | 107 | 100 | 98 | 98 | 97 |
| Densidad a 15 °C | g/cm ³ | ASTM D 4052 | 0,861 | 0,865 | 0,87 | 0,880 | 0,880 | 0,885 |
| Punto de inflamación | °C | ASTM D 92 | 180 | 200 | 215 | 225 | 235 | 245 |
| Punto de congelación | °C | ASTM D 97 | -27 | -27 | -24 | -24 | -24 | -21 |
| Corrosión al cobre 3h a 100 °C | | ASTM D 130 | 1a | 1a | 1a | 1a | 1a | 1a |
| Desemulsión a 54° C | min | ASTM D 1401 | <20 | <20 | <25 | <30 | <45 | <30(82°C) |
| Resistencia a la herrumbre A y B | | ASTM D 665 | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa |
| Aeroemulsión a 50 °C | min | ASTM D 3427 | 1 | 1 | 1,5 | 2,4 | 3,6 | 6 |
| FZG, Escalón de carga | | DIN 51354 | -- | -- | 12 | 12 | 12 | 12 |
| TAN | mg KOH/g | ASTM D 664 | 0,38 | 0,38 | 0,38 | 0,38 | 0,38 | 0,38 |
| RPVOT | min | ASTM D 2272 | 400 | 400 | 400 | 400 | 400 | 400 |

Anexo B5. Características de la manguera hidráulica SAE 100 R2AT/EN 853



SAE 100 R2AT / EN 853 2SN

TEMPERATURE RANGE : -40°C (-40°F) to +120°C (+248°F)

APPLICATION : High pressure hydraulic oils, air and water

TUBE : Synthetic oil resistant rubber

REINFORCEMENT : 2 high tensile steel wire braids

COVER : Synthetic rubber - abrasion, ozone and weather resistant


IMPULSE CYCLES : 200,000

BRANDING : Blue transfer tape with white text 'SUNFLEX SAE 100 R2AT / EN 853 2SN'


| Hose Size | | | | | | Max Working Pressure | | Minimum Burst Pressure | | Minimum Bend Radius | |
|-----------|------|-------|-------|--------|-------|----------------------|-----|------------------------|------|---------------------|------|
| DN | dash | I.D. | | R.O.D. | O.D. | psi | bar | psi | bar | inch | mm |
| | | inch | mm | mm | mm | | | | | | |
| 6 | -4 | 1/4 | 6.4 | 12.7 | 15.1 | 5800 | 400 | 23200 | 1600 | 4.0 | 100 |
| 8 | -5 | 5/16 | 7.9 | 14.3 | 16.7 | 5100 | 350 | 20400 | 1400 | 4.5 | 115 |
| 10 | -6 | 3/8 | 9.5 | 16.7 | 19.1 | 4800 | 330 | 19200 | 1320 | 5.1 | 130 |
| 12 | -8 | 1/2 | 12.7 | 19.8 | 22.2 | 4000 | 276 | 16000 | 1103 | 7.1 | 180 |
| 16 | -10 | 5/8 | 15.9 | 23.0 | 25.4 | 3600 | 250 | 14400 | 1000 | 7.9 | 200 |
| 19 | -12 | 3/4 | 19.0 | 27.0 | 29.4 | 3100 | 215 | 12400 | 860 | 9.4 | 240 |
| 25 | -16 | 1 | 25.4 | 35.0 | 37.3 | 2400 | 165 | 9600 | 660 | 11.8 | 300 |
| 32 | -20 | 1 1/4 | 31.8 | 44.5 | 48.3 | 1800 | 125 | 7200 | 500 | 16.5 | 420 |
| 38 | -24 | 1 1/2 | 38.1 | 51.0 | 54.7 | 1300 | 90 | 5200 | 360 | 19.7 | 500 |
| 51 | -32 | 2 | 50.8 | 63.5 | 67.4 | 1160 | 80 | 4640 | 320 | 24.8 | 630 |
| 60 | -38 | 2 3/8 | 60.3 | 71.5 | 75.8 | 1015 | 70 | 4060 | 280 | 30.0 | 762 |
| 64 | -40 | 2 1/2 | 63.5 | 76.2 | 82.5 | 1000 | 69 | 4000 | 276 | 30.0 | 762 |
| 76 | -48 | 3 | 76.2 | 89.4 | 96.0 | 650 | 45 | 2600 | 179 | 36.0 | 915 |
| 90 | -56 | 3 1/2 | 90.0 | 101.2 | 107.5 | 400 | 28 | 1600 | 110 | 42.0 | 1067 |
| 100 | -64 | 4 | 101.6 | 113.2 | 118.5 | 365 | 25 | 1460 | 101 | 43.5 | 1105 |

Anexo B6. Cable multipolar AWG [30]

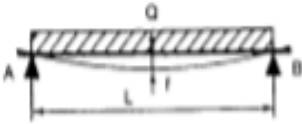
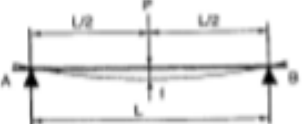
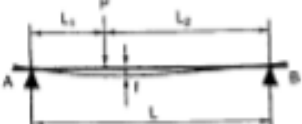
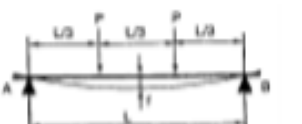
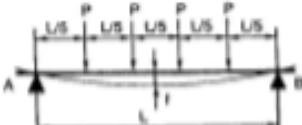
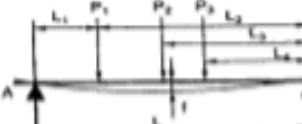
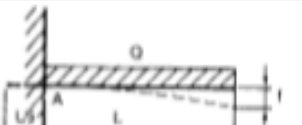

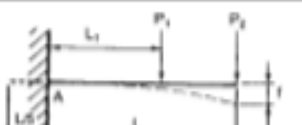
CORDÓN FLEXIBLE TWC
Alambrado interno de equipo eléctrico y electrónico. Salida de las puntas de transformadores y motores.

|  Aislamiento de PVC Cordón flexible o cable esmaltado | Cable Tipo Calabrote | | | | | | | |
|--|--|---------------------|-------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|----------|
| | Calibre AWG o KCM | Construcción AWG | Aislamiento | | Diámetro Exterior | | Peso Aproximado | |
| | | | mm | in | mm | in | kg/km | lb/100ft |
| Propiedades | 500 | 5054/30 | 3.55 | 0.140 | 28.95 | 1.140 | 2700.0 | 1830.0 |
| Flexibilidad, resistencia a la humedad y gran resistencia a la mecánica | 450 | 4522/30 | 3.17 | 0.125 | 27.01 | 1.063 | 2392.0 | 1621.2 |
| | 400 | 3990/30 | 3.17 | 0.125 | 25.76 | 1.014 | 2157.5 | 1462.3 |
| Voltaje Máximo | 350 | 3458/30 | 2.79 | 0.110 | 23.66 | 0.931 | 1868.0 | 1266.1 |
| | 300 | 2989/30 | 2.79 | 0.110 | 22.39 | 0.881 | 1622.3 | 1099.6 |
| 300 Volts (18AWG al 24 AWG) y 600 Volts (16AWG al 500 KCM) | 250 | 2499/30 | 2.79 | 0.110 | 20.95 | 0.825 | 1374.7 | 931.7 |
| | 4/0 | 2107/30 | 2.41 | 0.095 | 18.93 | 0.745 | 1205.8 | 817.3 |
| Especificaciones | 3/0 | 1666/30 | 2.41 | 0.095 | 17.37 | 0.684 | 930.9 | 630.9 |
| NOM-063-SCFI | 2/0 | 1323/30 | 2.41 | 0.095 | 16.01 | 0.630 | 757.2 | 513.2 |
| Certificación | 1/0 | 1064/30 | 2.03 | 0.080 | 14.08 | 0.554 | 593.2 | 402.1 |
| NOM-ANCE | 2 | 665/30 | 2.03 | 0.080 | 11.99 | 0.472 | 394.5 | 267.4 |
| Temperatura Máxima | 4 | 420/30 | 1.60 | 0.063 | 9.52 | 0.374 | 253.9 | 172.1 |
| 60° C - 75° C - 105° C | 6 | 266/30 | 1.60 | 0.063 | 8.21 | 0.323 | 168.5 | 114.2 |
| Colores | Cordón Flexible Usos Eléctricos y Electrónicos | | | | | | | |
| Blanco, Amarillo, Verde, Azul, Rojo y Negro | Calibre AWG | Construcción AWG | Aislamiento | | Diámetro Exterior | | Peso Aproximado | |
| | | | mm | in | mm | in | kg/km | lb/100ft |
| | 8 | 168/30 | 1.14 | 0.045 | 6.04 | 0.238 | 100.7 | 68.2 |
| | 10 | 104/30 | 1.14 | 0.045 | 5.33 | 0.210 | 68.9 | 46.7 |
| | 12 | 65/30 | 1.14 | 0.045 | 4.70 | 0.185 | 48.0 | 32.5 |
| | 14 | 41/30 | 1.14 | 0.045 | 4.19 | 0.165 | 34.4 | 23.3 |
| | 16 | 26/30 | 0.76 | 0.030 | 3.04 | 0.120 | 20.9 | 14.1 |
| Cordón Flexible Usos Eléctricos y Electrónicos | | | | | | | | |
| Calibre AWG | Construcción AWG | Aislamiento | | Diámetro Exterior | | Peso Aproximado | | |
| | | mm | in | mm | in | kg/km | lb/100ft | |
| 18 | 16/30 | 0.53 | 0.021 | 2.29 | 0.090 | 13.0 | 8.8 | |
| 20 | 10/30 | 0.42 | 0.017 | 1.78 | 0.070 | 9.0 | 6.1 | |
| 22 | 7/30 | 0.24 | 0.009 | 1.27 | 0.050 | 4.5 | 3.1 | |
| 24 | 7/32 | 0.25 | 0.010 | 1.14 | 0.045 | 3.0 | 2.0 | |

CORDÓN FLEXIBLE POT (SPT)
Uso general en todo tipo de aparatos electrodomésticos, eléctricos y electrónicos en extensiones.

|  Aislamiento de PVC Cordón flexible de cobre | Cordón Flexible POT (SPT) | | | | | | | |
|---|---------------------------|---------------------|---------------------------|-------|-------------------|-------------|-----------------|----------|
| | Calibre AWG | Construcción AWG | Aislamiento | | Diámetro Exterior | | Peso Aproximado | |
| | | | mm | in | mm | in | kg/km | lb/100ft |
| Propiedades | 10 | 104/30 | 1.52 | 0.060 | 6.08x12.16 | 0.239x0.478 | 200.0 | 134.6 |
| Debido a su gran flexibilidad soporta frecuentes dobleces. Es retardador de la flama y resistencia a la humedad | 12 | 65/30 | 1.52 | 0.060 | 5.23x10.10 | 0.206x0.396 | 125.0 | 84.0 |
| | 14 | 41/30 | 1.14 | 0.045 | 4.10x8.74 | 0.160x0.344 | 75.0 | 50.4 |
| | 16 | 26/30 | 1.14 | 0.045 | 3.63x7.70 | 0.143x0.303 | 53.0 | 35.6 |
| | 18 | 16/30 | 1.14 | 0.045 | 3.05x5.69 | 0.120x0.224 | 34.0 | 22.8 |
| Voltaje Máximo | 20 | 10/30 | 0.76 | 0.030 | 2.29x4.88 | 0.090x0.192 | 22.0 | 14.8 |
| 300 Volts | 22 | 7/30 | 0.76 | 0.030 | 2.03x4.42 | 0.080x0.174 | 15.0 | 10.1 |
| Especificaciones | Certificación | | Temperatura Máxima | | | | | |
| NOM-063-SCFI | NOM-ANCE | | 60° C | | | | | |
| Colores | | | | | | | | |
| Calibre 12, 14 y 16 AWG: Blanco y Café / Calibre 18, 20 y 22 AWG: Blanco, Café y Negro | | | | | | | | |

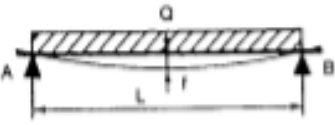
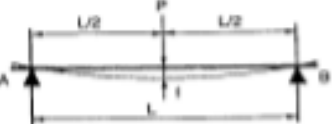
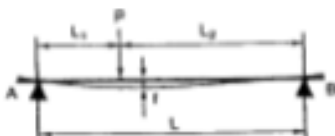
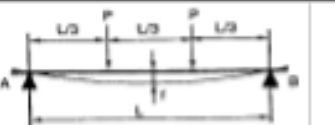
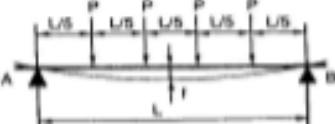
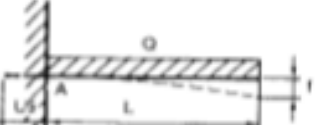


Anexo C1. Condiciones de carga y ecuaciones de momento flector [26]

| TECNOLOGÍA MECÁNICA | |
|--|---|
| Diagrama | Ecuación |
| 1)  | $Mf = \frac{Q \cdot L}{8}$ |
| 2)  | $Mf = \frac{P \cdot L}{4}$ |
| 3)  | $Mf = \frac{P \cdot L_1 \cdot L_2}{L}$ |
| 4)  | $Mf = \frac{P \cdot L}{3}$ |
| 5)  | $Mf = \frac{P \cdot L}{2}$ |
| 6)  | $Mf_{P1} = R_A \cdot L_1$ $Mf_{P2} = R_A (L - L_3) - P_1 (L_2 - L_3)$ $Mf_{P3} = R_A (L - L_4) - P_1 (L_2 - L_4) - P_2 (L_3 - L_4)$ |
| 7)  | $Mf = \frac{Q \cdot L}{2}$ |
| 8)  | $Mf = P \cdot L$ |
| 9)  | $Mf_A = P_2 \cdot L + P_1 \cdot L_1$ |

Anexo C2. Centroides e inercias de distintas figuras geométricas [26]

| | | |
|--|--|--|
| | $I_{xx} = \frac{1}{12} b h^3$ $I_{x'x'} = \frac{1}{3} b h^3$ $I_{xy} = 0$ | $I_{yy} = \frac{1}{12} h b^3$ $I_{yy'} = \frac{1}{3} h b^3$ $I_{x'y'} = \frac{1}{4} b^2 h^2$ |
| | $I_{xx} = \frac{1}{36} b h^3$ $I_{x'x'} = \frac{1}{12} b h^3$ $I_{xy} = \frac{1}{72} b^2 h^2$ | $I_{yy} = \frac{1}{36} h b^3$ $I_{yy'} = \frac{1}{4} h b^3$ $I_{x'y'} = \frac{1}{8} b^2 h^2$ |
| | $I_{xx} = \frac{1}{36} b h^3$ $I_{x'x'} = \frac{1}{12} b h^3$ | |
| | $I_{xx} = I_{yy} = \frac{1}{4} \pi R^4$ $I_{xy} = 0$ | |
| | $I_{xx} = \frac{1}{8} \pi R^4$ $I_{yy} = \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) R^4$ $I_{x'x'} = I_{y'y'} = \frac{1}{8} \pi R^4$ | $I_{xy} = 0$ $I_{x'y'} = 0$ |
| | $I_{x'x'} = I_{y'y'} = \frac{1}{16} \pi R^4$ | $I_{x'y'} = \frac{1}{8} R^4$ |
| | $I_{x'x'} = \frac{1}{4} R^4 \left(\alpha - \frac{1}{2} \text{sen } 2\alpha \right)$ $I_{y'y'} = \frac{1}{4} R^4 \left(\alpha + \frac{1}{2} \text{sen } 2\alpha \right)$ $I_{x'y'} = 0$ | |

Anexo C3. Condiciones de carga y ecuaciones de flecha [26]

| TECNOLOGÍA MECÁNICA | |
|--|---|
| Diagrama | Ecuación |
| 1)  | $f = \frac{5 \cdot Q \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I}$ |
| 2)  | $f = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$ |
| 3)  | <p>Para $L_1 < L_2$</p> $f = \frac{P \cdot L_1}{27 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot \sqrt{3(L^2 - L_1^2)^3}$ <p>Para $L_1 > L_2$</p> $f = \frac{P \cdot L_2}{27 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot \sqrt{3(L^2 - L_2^2)^3}$ |
| 4)  | $f = \frac{23 \cdot P \cdot L^3}{648 \cdot E \cdot I}$ |
| 5)  | $f = \frac{19 \cdot P \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I}$ |
| 6)  | $f = \frac{Q \cdot L^3}{8 \cdot E \cdot I}$ |
| 7)  | $f = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$ |
| 8)  | $f = \frac{P_2 \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{P_1 \cdot L_1^3}{3 \cdot E \cdot I}$ |

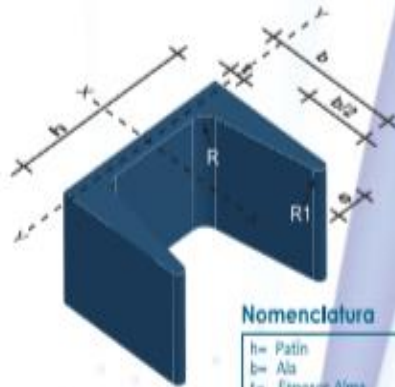
Anexo C4. Características de la Viga UPN [34]

PERFILES LAMINADOS UPN



Especificaciones Generales

Calidad: ASTM A 36 / ENS 235 JR / EN10025
 ASTM A 572 / ENS 275 JR / EN10025
 Otras calidades: Previa consulta
 Largo normal: 6,00mts y 12,00mts
 Otros largos: Previa consulta
 Acabado: Natural
 Otro acabado: Previa Consulta



Nomenclatura

- h= Patin
- b= Ala
- t= Espesor Alma
- e= Espesor Ala
- R= Radio Giro Alma
- R1= Radio Giro Ala

| Propiedades Mecánicas | | | |
|-----------------------|-----------|--------------------|-----|
| Resistencia Mecánica | | Punto fluencia | |
| Kg/mm ² | Mpa | Kg/mm ² | Mpa |
| 37 - 52 | 370 - 520 | 24 | 235 |

VIGAS

| Denominación | Dimensiones | | | | | | Propiedades | | | | | |
|--------------|-------------|-----|-------|-------|-------|------|------------------------------|--------------|----------------------------|---------|---|---------|
| | h | b | t | e | R | R1 | Área Sección cm ² | Pesos kg/mls | Inercia (cm ⁴) | | Módulo Resistencia (cm ³) Sección | |
| | mm | mm | mm | mm | mm | mm | | | Eje X-X | Eje Y-Y | Eje X-X | Eje Y-Y |
| UPN 80 | 80 | 45 | 6,00 | 8,00 | 8,00 | 4,00 | 1,10 | 8,64 | 106,00 | 19,40 | 26,50 | 6,36 |
| UPN 100 | 100 | 50 | 6,00 | 8,50 | 8,50 | 4,50 | 13,50 | 10,60 | 206,00 | 29,30 | 41,20 | 8,49 |
| UPN 120 | 120 | 55 | 7,00 | 9,00 | 9,00 | 4,50 | 17,00 | 13,40 | 364,00 | 43,20 | 60,70 | 11,10 |
| UPN 140 | 140 | 60 | 7,00 | 10,00 | 10,00 | 5,00 | 20,40 | 16,00 | 605,00 | 62,70 | 86,40 | 14,80 |
| UPN 160 | 160 | 65 | 7,50 | 10,50 | 10,50 | 5,50 | 24,00 | 18,80 | 905,00 | 85,30 | 116,00 | 18,30 |
| UPN 180 | 180 | 70 | 8,00 | 11,00 | 11,00 | 5,50 | 28,00 | 22,00 | 1350,00 | 114,00 | 150,00 | 22,40 |
| UPN 200 | 200 | 75 | 8,50 | 11,50 | 11,50 | 6,00 | 32,20 | 25,30 | 1910,00 | 148,00 | 191,00 | 27,00 |
| UPN 220 | 220 | 80 | 9,00 | 12,50 | 12,50 | 6,50 | 37,40 | 29,40 | 2690,00 | 197,00 | 245,00 | 33,60 |
| UPN 240 | 240 | 85 | 9,50 | 13,00 | 13,00 | 6,50 | 42,30 | 33,20 | 3600,00 | 248,00 | 300,00 | 39,60 |
| UPN 260 | 260 | 90 | 10,00 | 14,00 | 14,00 | 7,00 | 48,30 | 37,90 | 4820,00 | 317,00 | 371,00 | 47,70 |
| UPN 300 | 300 | 100 | 10,00 | 16,00 | 16,00 | 8,00 | 58,80 | 46,20 | 8030,00 | 495,00 | 535,00 | 67,80 |

EJES

ACERO DE TRANSMISIÓN



Especificaciones Generales

Calidad AISI 1018

Descripción Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

Aplicaciones Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3

Longitud 6 m

| Composición Química | | | | |
|---------------------|----------|----------|----------|----------|
| %C | %Si | %Mn | %P | %S |
| 0 - 0.20 | 0 - 0.25 | 0 - 0.70 | 0 - 0.04 | 0 - 0.05 |









| Dimensiones | | | |
|-------------|--|--|--|
| Diámetro | | | |
| 3/8" | | | |
| 1/4" | | | |
| 5/8" | | | |
| 3/4" | | | |
| 7/8" | | | |
| 1" | | | |
| 1 1/4" | | | |
| 1 1/2" | | | |
| 1 3/4" | | | |
| 2" | | | |
| 2 1/4" | | | |
| 2 1/2" | | | |
| 2 3/4" | | | |
| 3" | | | |
| 4" | | | |
| 5" | | | |
| 6" | | | |

| Propiedades Mecánicas | | | |
|------------------------------|---------------------------|------------------|------------------|
| Resistencia Mecánica (N/mm2) | Punto de fluencia (N/mm2) | Elongación %Min. | Dureza ROKWELL B |
| 410 - 520 | 235 | 20 | 143 |



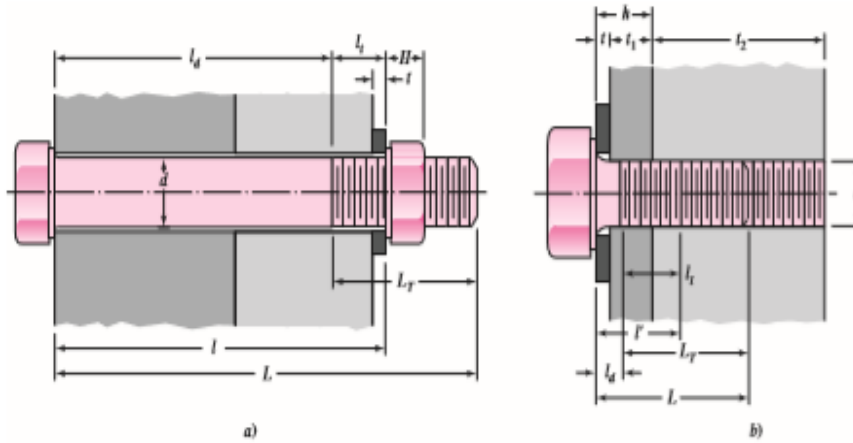
EJES

Anexo D1. Especificaciones SAE para pernos de acero [25]

| Grado SAE núm. | Intervalo de tamaños, inclusive, pulg | Resistencia de prueba mínima,* kpsi | Resistencia mínima a la tensión,* kpsi | Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi | Material | Marca en la cabeza |
|-------------------|--|--|---|--|---|---|
| 1 | $\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ | 33 | 60 | 36 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| 2 | $\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ | 55 | 74 | 57 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| | $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ | 33 | 60 | 36 | | |
| 4 | $\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ | 65 | 115 | 100 | Acero de medio carbono, estirado en frío |  |
| 5 | $\frac{1}{4}$ -1 | 85 | 120 | 92 | Acero de medio carbono, T y R |  |
| | $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ | 74 | 105 | 81 | | |
| 5.2 | $\frac{1}{4}$ -1 | 85 | 120 | 92 | Acero martensítico de bajo carbono, T y R |  |
| 7 | $\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ | 105 | 133 | 115 | Acero de aleación de medio carbono, T y R |  |
| 8 | $\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ | 120 | 150 | 130 | Acero de aleación de medio carbono T y R |  |
| 8.2 | $\frac{1}{4}$ -1 | 120 | 150 | 130 | Acero martensítico de bajo carbono, T y R |  |

*Las resistencias mínimas son resistencias que excede 99% de los sujetadores.

Anexo D2. Ecuaciones de pernos y tornillos [25]



a)

b)

Dado el diámetro del sujetador d y el paso p o el número de roscas

Agarre efectivo

El agarre es el espesor l

$$l = \begin{cases} h + b_2/2, & b_2 < d \\ h + d/2, & b_2 \geq d \end{cases}$$

Espesor de la arandela de la tabla A-32 o A-33
 Longitud roscada l_r
 Serie en pulgadas:

$$l_r = \begin{cases} 2d + \frac{1}{2} \text{ pulg.}, & l \leq 6 \text{ pulg.} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ pulg.}, & l > 6 \text{ pulg.} \end{cases}$$

Serie métrica:

$$l_r = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & l \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 < l \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & l > 200 \text{ mm} \end{cases}$$

Longitud del sujetador: $l > l + H$

Longitud del sujetador:
 $l > h + 1.5d$

Longitud de la parte útil
 sin rosca: $l_u = l - l_r$
 longitud de la parte roscada:
 $l_r = l - l_u$

Redondee usando la tabla A-17*

Longitud de la parte útil
 sin rosca: $l_u = l - l_r$
 Longitud de la parte útil
 roscada: $l_r = l - l_u$

Área de la parte sin rosca:

$$A_d = \pi d^2/4$$

Área de la parte roscada:

A_r , tabla 8-1 o 8-2

Rigidez del sujetador:

$$k_b = \frac{A_d A_r E}{A_d l_r + A_r l_d}$$

Anexo D3. Dimensiones de tuercas hexagonales [25]

| Tamaño nominal, pulg | Altura H | | | |
|----------------------|------------------|-------------------|-------------------|-----------------|
| | Ancho W | Hexagonal regular | Gruesa o ranurada | Contra-tuerca |
| $\frac{1}{4}$ | $\frac{7}{16}$ | $\frac{7}{32}$ | $\frac{9}{32}$ | $\frac{5}{32}$ |
| $\frac{5}{16}$ | $\frac{1}{2}$ | $\frac{17}{64}$ | $\frac{21}{64}$ | $\frac{3}{16}$ |
| $\frac{3}{8}$ | $\frac{9}{16}$ | $\frac{21}{64}$ | $\frac{13}{32}$ | $\frac{7}{32}$ |
| $\frac{7}{16}$ | $\frac{11}{16}$ | $\frac{3}{8}$ | $\frac{29}{64}$ | $\frac{1}{4}$ |
| $\frac{1}{2}$ | $\frac{3}{4}$ | $\frac{7}{16}$ | $\frac{9}{16}$ | $\frac{5}{16}$ |
| $\frac{9}{16}$ | $\frac{7}{8}$ | $\frac{31}{64}$ | $\frac{39}{64}$ | $\frac{5}{16}$ |
| $\frac{5}{8}$ | $\frac{15}{16}$ | $\frac{35}{64}$ | $\frac{23}{32}$ | $\frac{3}{8}$ |
| $\frac{3}{4}$ | $1\frac{1}{8}$ | $\frac{41}{64}$ | $\frac{13}{16}$ | $\frac{27}{64}$ |
| $\frac{7}{8}$ | $1\frac{5}{16}$ | $\frac{3}{4}$ | $\frac{29}{32}$ | $\frac{31}{64}$ |
| 1 | $1\frac{1}{2}$ | $\frac{55}{64}$ | 1 | $\frac{35}{64}$ |
| $1\frac{1}{8}$ | $1\frac{11}{16}$ | $\frac{31}{32}$ | $1\frac{5}{32}$ | $\frac{39}{64}$ |
| $1\frac{1}{4}$ | $1\frac{7}{8}$ | $1\frac{1}{16}$ | $1\frac{1}{4}$ | $\frac{23}{32}$ |
| $1\frac{3}{8}$ | $2\frac{1}{16}$ | $1\frac{11}{64}$ | $1\frac{3}{8}$ | $\frac{25}{32}$ |
| $1\frac{1}{2}$ | $2\frac{1}{4}$ | $1\frac{9}{32}$ | $1\frac{1}{2}$ | $\frac{27}{32}$ |

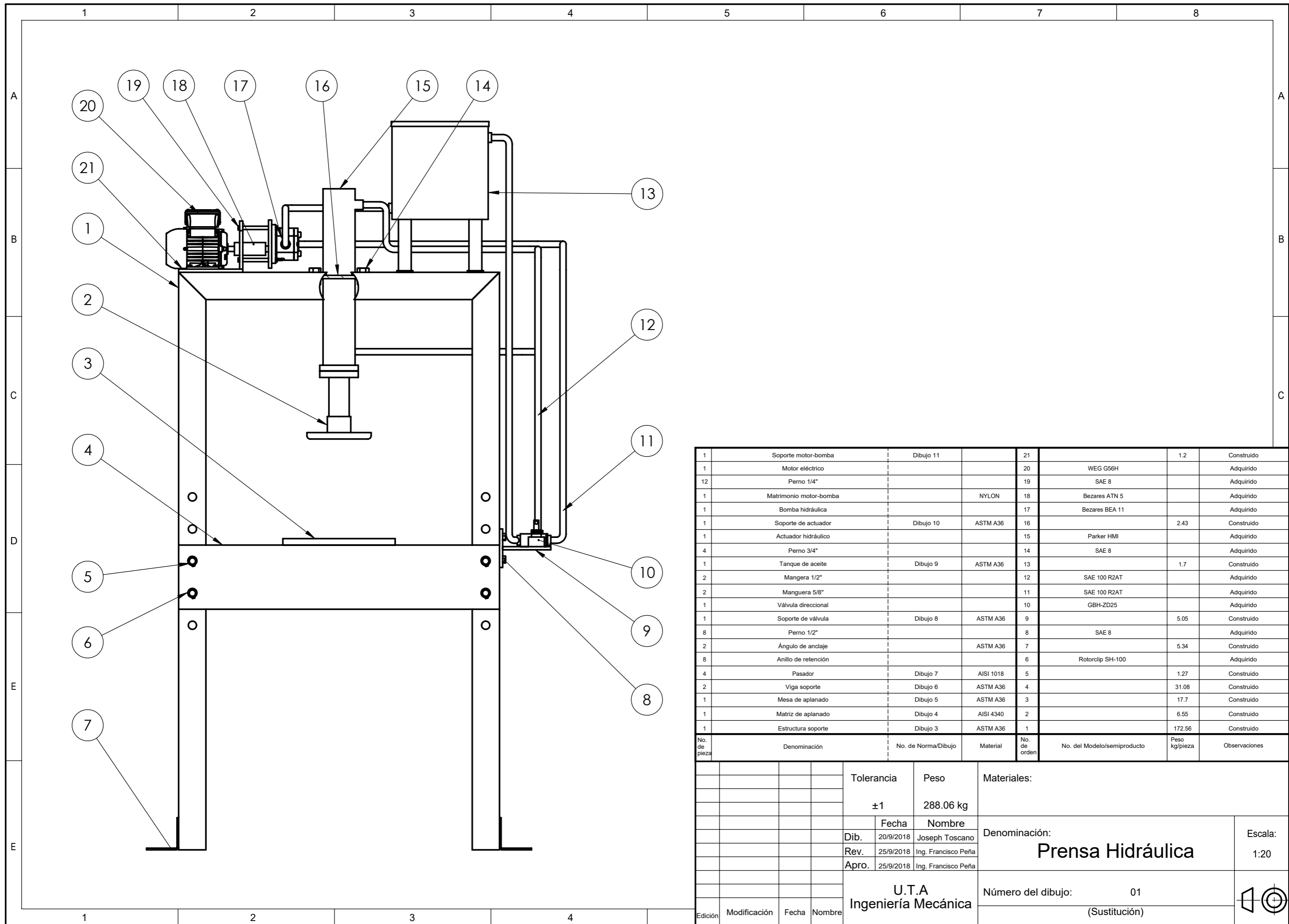
| Tamaño nominal, mm | | | | |
|--------------------|----|------|------|------|
| M5 | 8 | 4.7 | 5.1 | 2.7 |
| M6 | 10 | 5.2 | 5.7 | 3.2 |
| M8 | 13 | 6.8 | 7.5 | 4.0 |
| M10 | 16 | 8.4 | 9.3 | 5.0 |
| M12 | 18 | 10.8 | 12.0 | 6.0 |
| M14 | 21 | 12.8 | 14.1 | 7.0 |
| M16 | 24 | 14.8 | 16.4 | 8.0 |
| M20 | 30 | 18.0 | 20.3 | 10.0 |
| M24 | 36 | 21.5 | 23.9 | 12.0 |
| M30 | 46 | 25.6 | 28.6 | 15.0 |
| M36 | 55 | 31.0 | 34.7 | 18.0 |

Anexo D4. Diámetros y áreas de roscas unificadas [25]

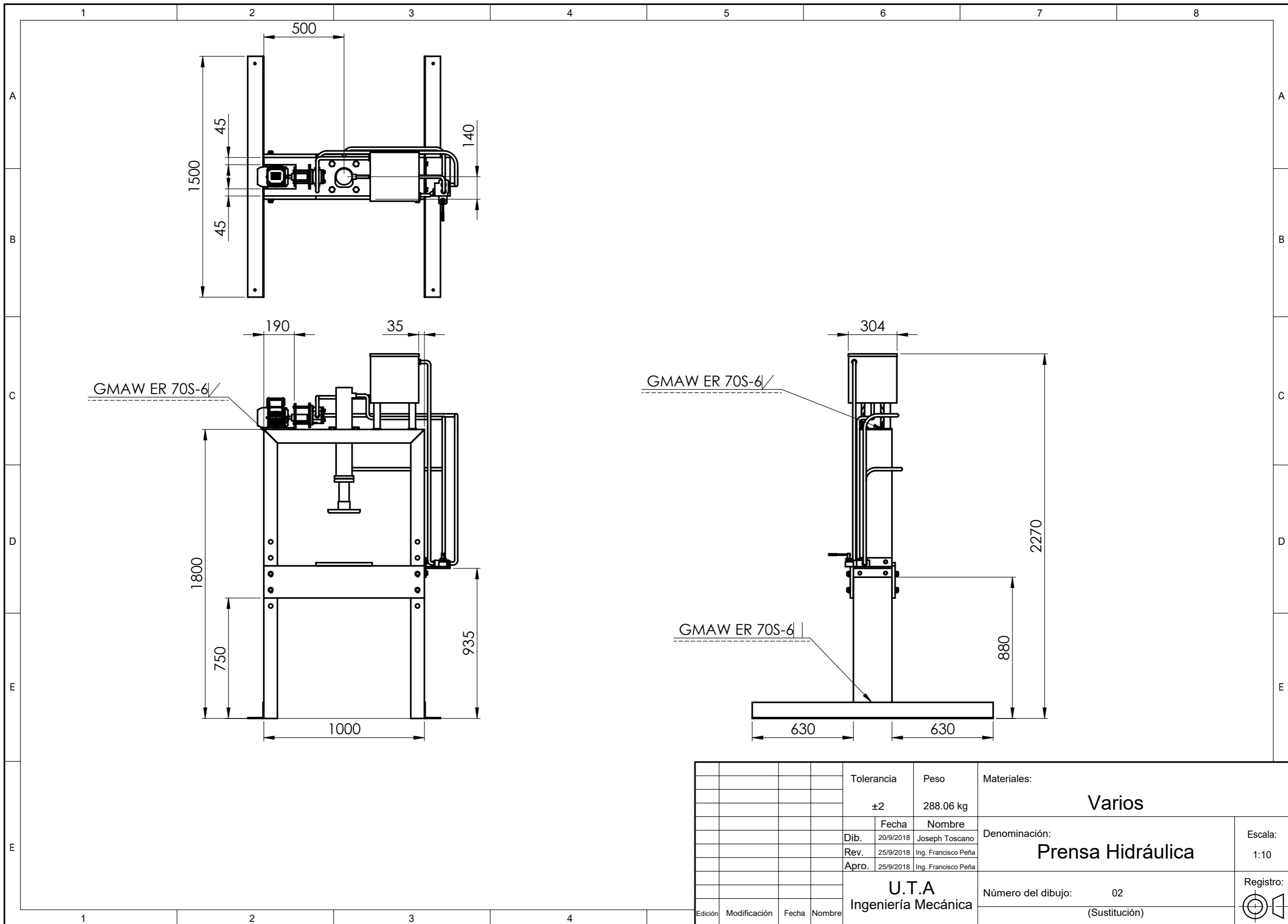
| Designación de tamaño | Diámetro mayor nominal pulg | Serie gruesa-UNC | | | Serie fina-UNF | | |
|-----------------------|-----------------------------|-----------------------|---|---|-----------------------|---|---|
| | | Roscas por pulgada, N | Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ² | Área del diámetro menor A_r , pulg ² | Roscas por pulgada, N | Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ² | Área del diámetro menor A_r , pulg ² |
| 0 | 0.0600 | | | | 80 | 0.001 80 | 0.001 51 |
| 1 | 0.0730 | 64 | 0.002 63 | 0.002 18 | 72 | 0.002 78 | 0.002 37 |
| 2 | 0.0860 | 56 | 0.003 70 | 0.003 10 | 64 | 0.003 94 | 0.003 39 |
| 3 | 0.0990 | 48 | 0.004 87 | 0.004 06 | 56 | 0.005 23 | 0.004 51 |
| 4 | 0.1120 | 40 | 0.006 04 | 0.004 96 | 48 | 0.006 61 | 0.005 66 |
| 5 | 0.1250 | 40 | 0.007 96 | 0.006 72 | 44 | 0.008 80 | 0.007 16 |
| 6 | 0.1380 | 32 | 0.009 09 | 0.007 45 | 40 | 0.010 15 | 0.008 74 |
| 8 | 0.1640 | 32 | 0.014 0 | 0.011 96 | 36 | 0.014 74 | 0.012 85 |
| 10 | 0.1900 | 24 | 0.017 5 | 0.014 50 | 32 | 0.020 0 | 0.017 5 |
| 12 | 0.2160 | 24 | 0.024 2 | 0.020 6 | 28 | 0.025 8 | 0.022 6 |
| $\frac{1}{4}$ | 0.2500 | 20 | 0.031 8 | 0.026 9 | 28 | 0.036 4 | 0.032 6 |
| $\frac{5}{16}$ | 0.3125 | 18 | 0.052 4 | 0.045 4 | 24 | 0.058 0 | 0.052 4 |
| $\frac{3}{8}$ | 0.3750 | 16 | 0.077 5 | 0.067 8 | 24 | 0.087 8 | 0.080 9 |
| $\frac{7}{16}$ | 0.4375 | 14 | 0.106 3 | 0.093 3 | 20 | 0.118 7 | 0.109 0 |
| $\frac{1}{2}$ | 0.5000 | 13 | 0.141 9 | 0.125 7 | 20 | 0.159 9 | 0.148 6 |
| $\frac{9}{16}$ | 0.5625 | 12 | 0.182 | 0.162 | 18 | 0.203 | 0.189 |
| $\frac{5}{8}$ | 0.6250 | 11 | 0.226 | 0.202 | 18 | 0.256 | 0.240 |
| $\frac{3}{4}$ | 0.7500 | 10 | 0.334 | 0.302 | 16 | 0.373 | 0.351 |
| $\frac{7}{8}$ | 0.8750 | 9 | 0.462 | 0.419 | 14 | 0.509 | 0.480 |
| 1 | 1.0000 | 8 | 0.606 | 0.551 | 12 | 0.663 | 0.625 |
| $1\frac{1}{4}$ | 1.2500 | 7 | 0.969 | 0.890 | 12 | 1.073 | 1.024 |
| $1\frac{1}{2}$ | 1.5000 | 6 | 1.405 | 1.294 | 12 | 1.581 | 1.521 |

*Esta tabla se compiló de la norma ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.299\ 038p$ y el diámetro de paso o partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. Para calcular el área de esfuerzo de tensión se usaron la media del diámetro de paso y el diámetro menor.

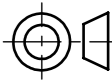
**PLANOS
DE LA
MÁQUINA**

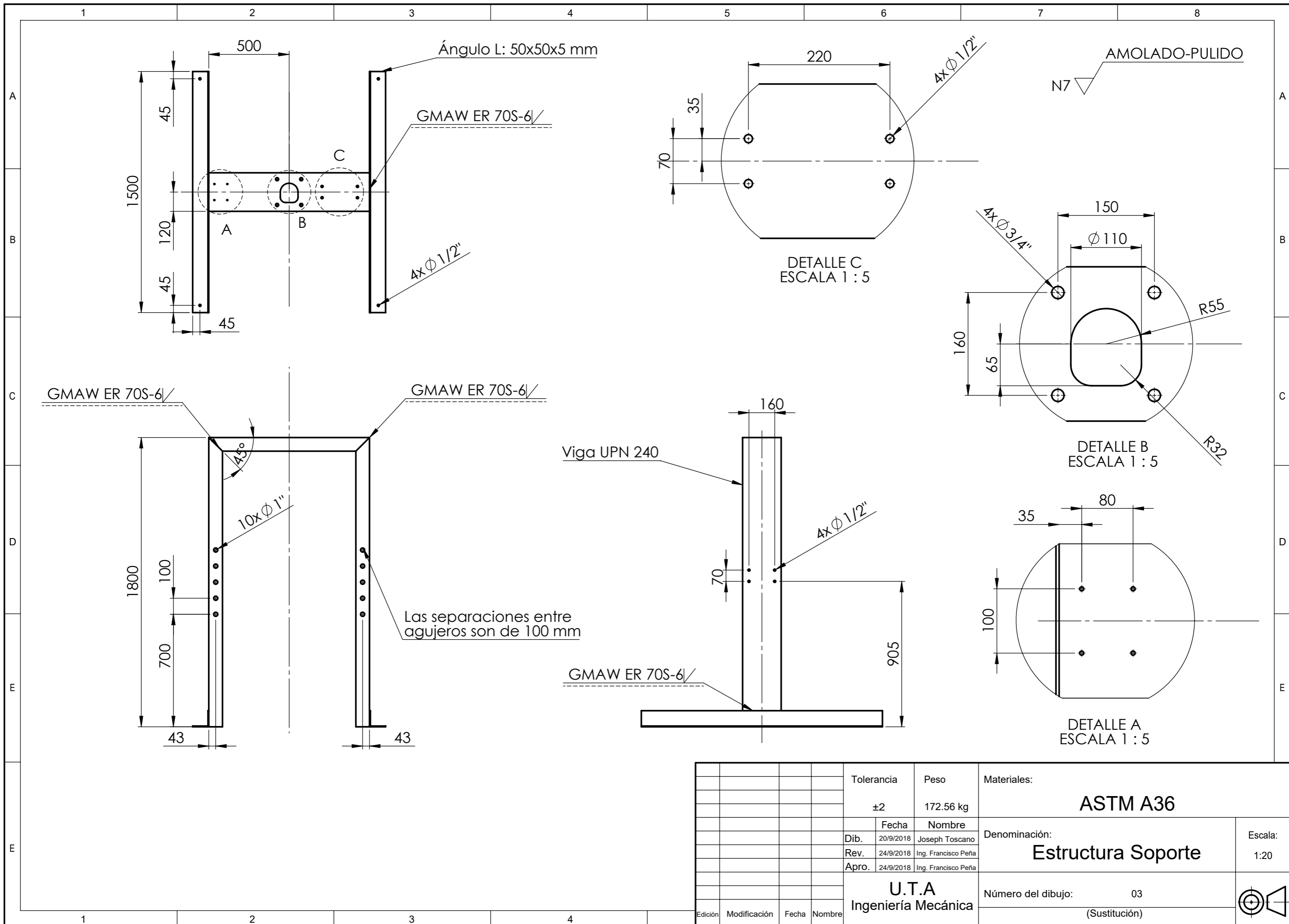


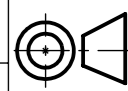
| No. de pieza | Denominación | No. de Norma/Dibujo | Material | No. de orden | No. del Modelo/semiproducto | Peso kg/pieza | Observaciones | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|------------------------|---------------------|-----------|--------------------------|-----------------------------|---------------|---------------|------------|--|------|--|-------------|--|--|--|----|--|-----------|--|--|--|--|--|-------|--|--------|--|---------------|--|--|--|------|-----------|----------------|--|--------------------------|--|--|--|------|-----------|---------------------|--|-------|-----------|---------------------|--|---------------------------|--|--|--|--------------------|--|----|--|--|--|--|--|---------------|--|--|--|
| 1 | Soporte motor-bomba | Dibujo 11 | | 21 | | 1.2 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Motor eléctrico | | | 20 | WEG G56H | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | Perno 1/4" | | | 19 | SAE 8 | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Matrimonio motor-bomba | | NYLON | 18 | Bezares ATN 5 | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Bomba hidráulica | | | 17 | Bezares BEA 11 | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Soporte de actuador | Dibujo 10 | ASTM A36 | 16 | | 2.43 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Actuador hidráulico | | | 15 | Parker HMI | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Perno 3/4" | | | 14 | SAE 8 | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Tanque de aceite | Dibujo 9 | ASTM A36 | 13 | | 1.7 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Manguera 1/2" | | | 12 | SAE 100 R2AT | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Manguera 5/8" | | | 11 | SAE 100 R2AT | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Válvula direccional | | | 10 | GBH-ZD25 | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Soporte de válvula | Dibujo 8 | ASTM A36 | 9 | | 5.05 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | Perno 1/2" | | | 8 | SAE 8 | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Ángulo de anclaje | | ASTM A36 | 7 | | 5.34 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | Anillo de retención | | | 6 | Rotorclip SH-100 | | Adquirido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Pasador | Dibujo 7 | AISI 1018 | 5 | | 1.27 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Viga soporte | Dibujo 6 | ASTM A36 | 4 | | 31.08 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Mesa de aplanado | Dibujo 5 | ASTM A36 | 3 | | 17.7 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Matriz de aplanado | Dibujo 4 | AISI 4340 | 2 | | 6.55 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Estructura soporte | Dibujo 3 | ASTM A36 | 1 | | 172.56 | Construido | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <table border="1"> <tr> <td colspan="2">Tolerancia</td> <td colspan="2">Peso</td> <td colspan="4">Materiales:</td> </tr> <tr> <td colspan="2">±1</td> <td colspan="2">288.06 kg</td> <td colspan="4"></td> </tr> <tr> <td colspan="2">Fecha</td> <td colspan="2">Nombre</td> <td colspan="4">Denominación:</td> </tr> <tr> <td>Dib.</td> <td>20/9/2018</td> <td colspan="2">Joseph Toscano</td> <td colspan="4" rowspan="3"> Prensa Hidráulica </td> </tr> <tr> <td>Rev.</td> <td>25/9/2018</td> <td colspan="2">Ing. Francisco Peña</td> </tr> <tr> <td>Apro.</td> <td>25/9/2018</td> <td colspan="2">Ing. Francisco Peña</td> </tr> <tr> <td colspan="4">U.T.A Ingeniería Mecánica</td> <td colspan="2">Número del dibujo:</td> <td colspan="2">01</td> </tr> <tr> <td colspan="4"></td> <td colspan="2">(Sustitución)</td> <td colspan="2"></td> </tr> </table> | | | | | | | | Tolerancia | | Peso | | Materiales: | | | | ±1 | | 288.06 kg | | | | | | Fecha | | Nombre | | Denominación: | | | | Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | Prensa Hidráulica | | | | Rev. | 25/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | Apro. | 25/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | U.T.A Ingeniería Mecánica | | | | Número del dibujo: | | 01 | | | | | | (Sustitución) | | | |
| Tolerancia | | Peso | | Materiales: | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ±1 | | 288.06 kg | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Fecha | | Nombre | | Denominación: | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | Prensa Hidráulica | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Rev. | 25/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Apro. | 25/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| U.T.A Ingeniería Mecánica | | | | Número del dibujo: | | 01 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | (Sustitución) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Edición | | | | Escala: | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Modificación | | | | 1:20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Fecha | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Nombre | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

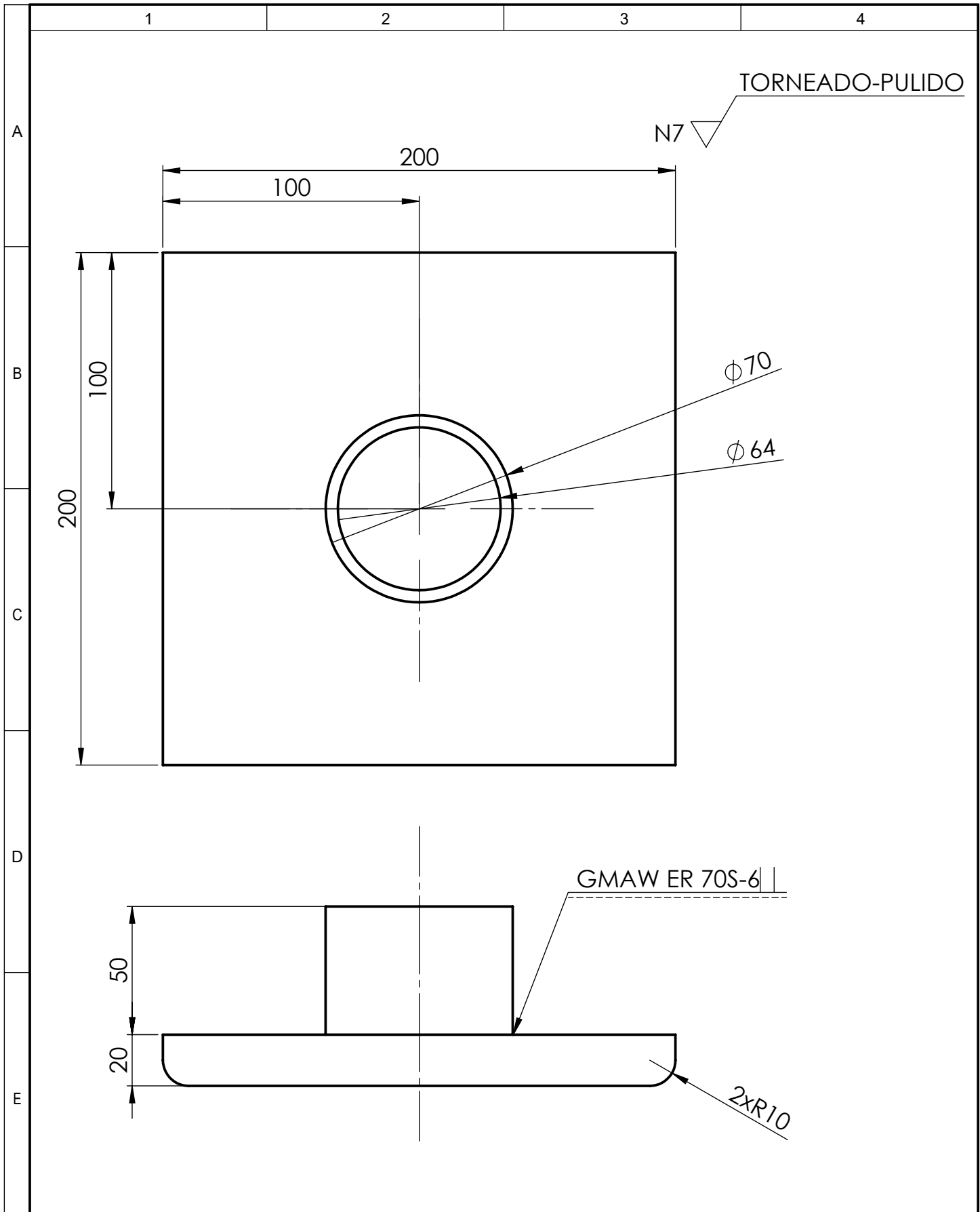


| | | | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|------------------------------|---------------------|--------------------|-----------|-------------------|------|
| | | | | Tolerancia | Peso | Materiales: | | | |
| | | | | ±2 | 288.06 kg | Varios | | | |
| | | | | Fecha | Nombre | Denominación: | Escala: | | |
| | | | Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | | Prensa Hidráulica | 1:10 |
| | | | Rev. | 25/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | Apro. | 25/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | | U.T.A Ingeniería Mecánica | | Número del dibujo: | 02 | | |
| | | | | | | (Sustitución) | | | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | | | Registro: | | |





| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|---------------------|---------------------|---|--|
| | | | | Tolerancia | Peso | Materiales: | |
| | | | | ±2 | 172.56 kg | ASTM A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Denominación: | |
| | | | | Dib. 20/9/2018 | Joseph Toscano | Estructura Soporte | |
| | | | | Rev. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | Escala: | |
| | | | | Apro. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | 1:20 | |
| | | | | U.T.A | | Número del dibujo: 03 | |
| | | | | Ingeniería Mecánica | | (Sustitución) | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | |  | |



| | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|------------------------------|---------------------|---------------------|---------|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | |
| | | | | ±2 | 6.55 kg | AISI 4340 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Titulo: | Escala: |
| | | | Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | |
| | | | Rev. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | |
| | | | | Apro. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | 1:2 |
| | | | | U.T.A Ingeniería Mecánica | | Número de lámina: | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | 04 (Sustitución) | |

1

2

3

4

A

B

C

D

E

AMOLADO-PULIDO

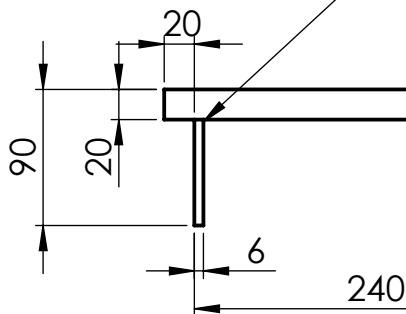
N7

280

350

GMAW ER 70S-6

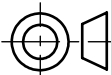
GMAW ER 70S-6



| | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|------------------------------|---------------------|-------------------|-----------|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | |
| | | | | ±2 | 17.69 kg | ASTM A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Titulo: | Escala: |
| | | | | Dib. 20/9/2018 | Joseph Toscano | | |
| | | | | Rev. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | |
| | | | | Apro. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | Número de lámina: | Registro: |
| | | | | U.T.A Ingeniería Mecánica | | | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | | |

1:5

Mesa de aplanado



1

2

3

4

A

B

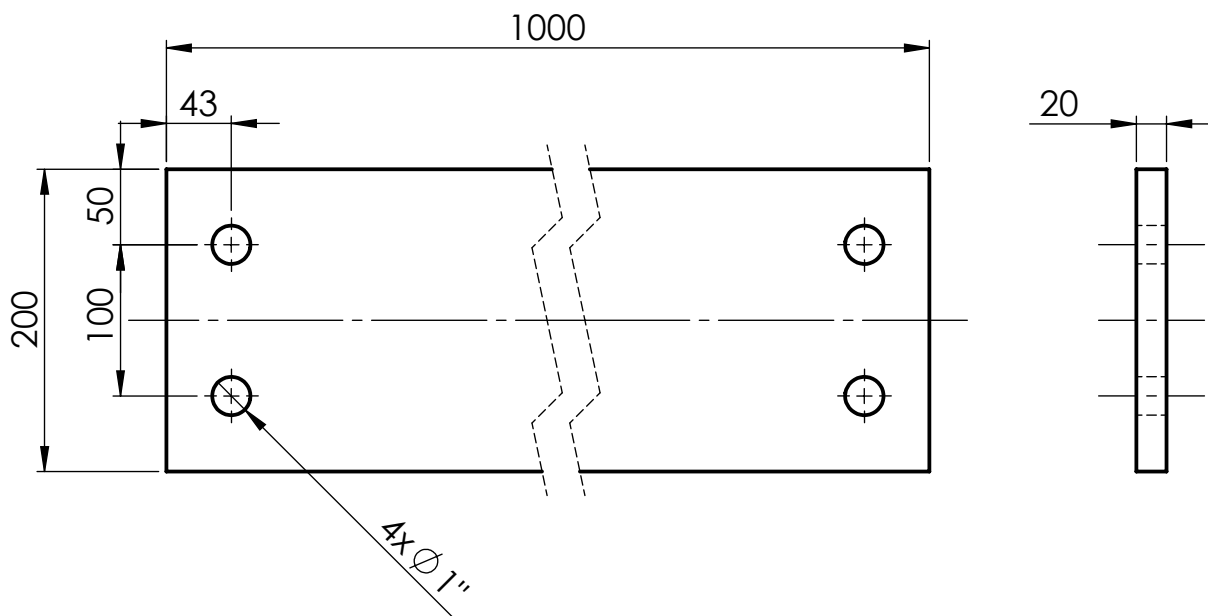
C

D

E

FRESADO

N7



| | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|------------------------------|---------------------|-------------------|-----------|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | |
| | | | | ±2 | 31.08 kg | ASTM A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Titulo: | Escala: |
| | | | | Dib. 29/5/2018 | Joseph Toscano | | |
| | | | | Rev. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | |
| | | | | Apro. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | Número de lámina: | Registro: |
| | | | | U.T.A Ingeniería Mecánica | | | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | (Sustitución) | |

1

2

3

4

A

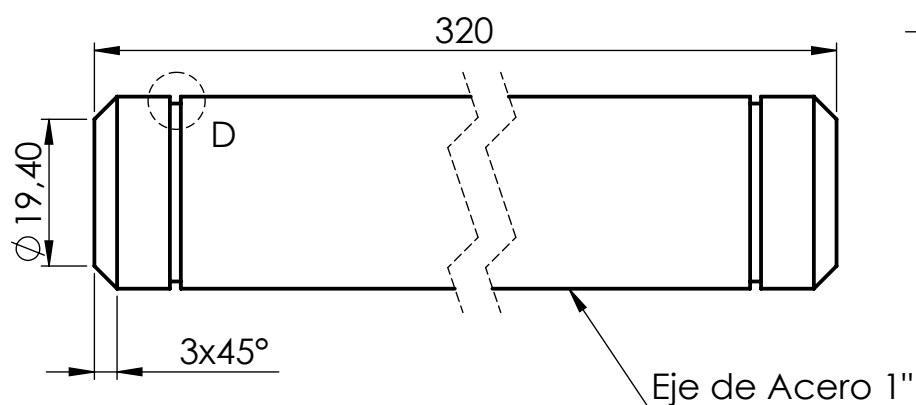
B

C

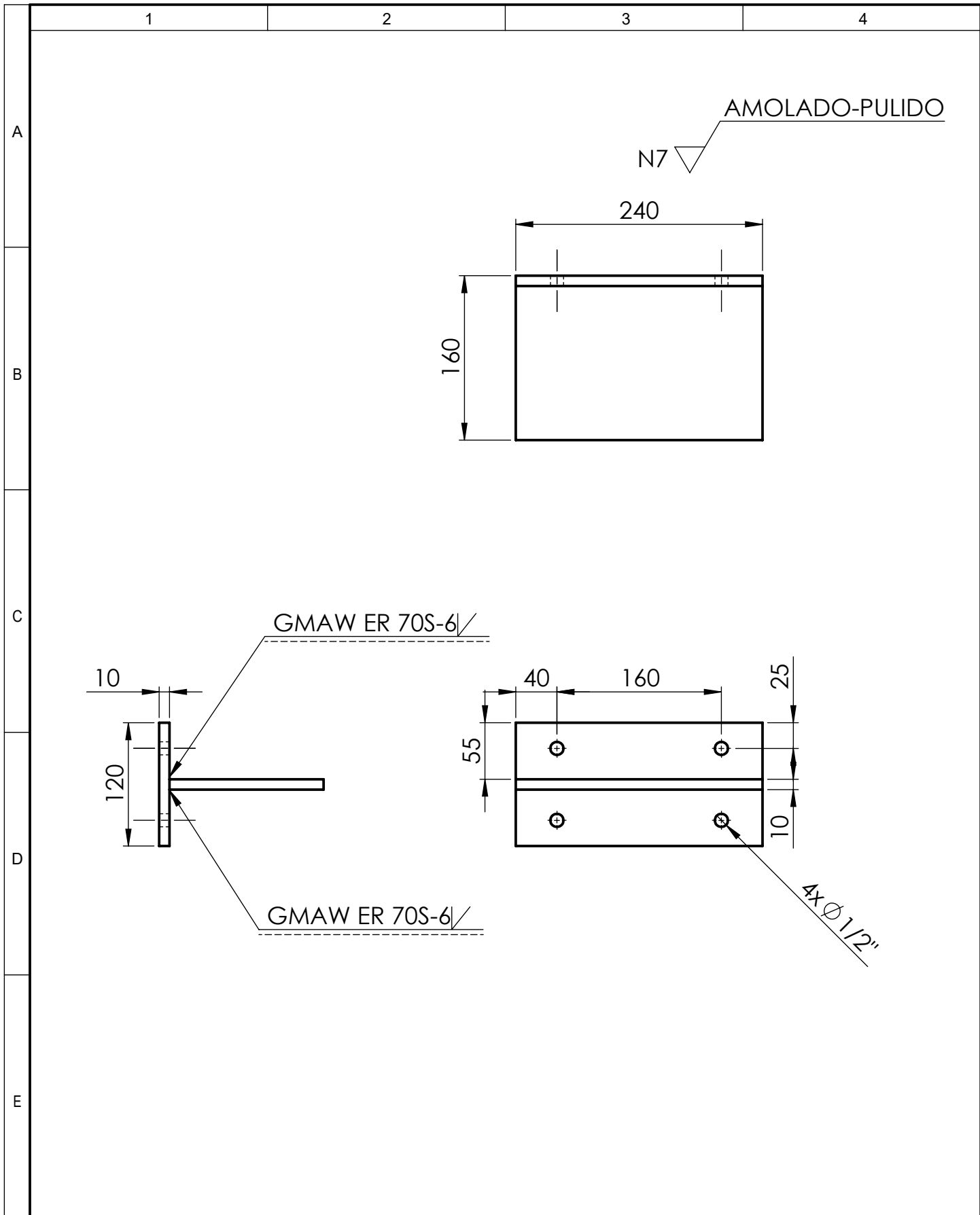
D

E

TORNEADO
N7

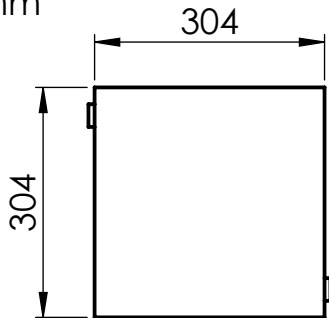


| | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|-------------------------------|---------------------|---------------------|---------|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | |
| | | | | ±2 | 1.27 kg | AISI 1018 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Titulo: | Escala: |
| | | | Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | |
| | | | Rev. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | |
| | | | | Aprob. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | 1:2 |
| | | | | U.T.A. Ingeniería Mecánica | | Número de lámina: | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | 07 (Sustitución) | |

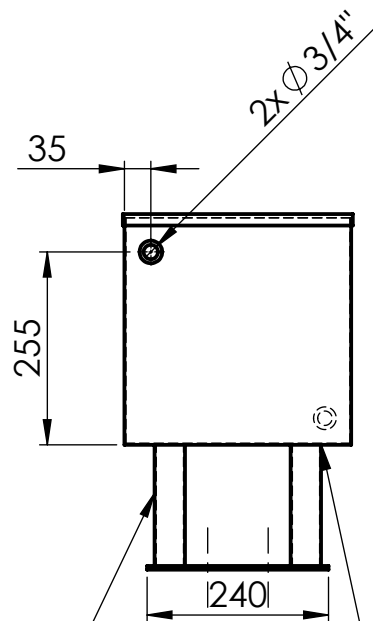
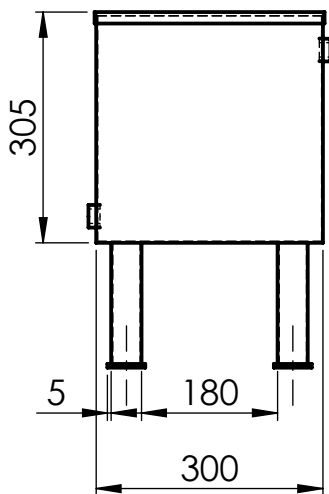
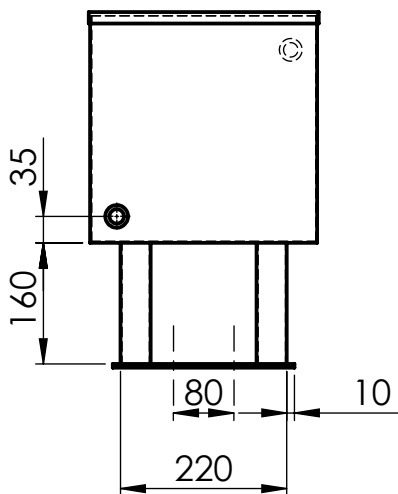


| | | | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|-------------------------------|---------------------|-------------------|---------------|--------------------|-----|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | | | |
| | | | | ±2 | 5.05 kg | ASTM A36 | | | |
| | | | | Fecha | Nombre | Titulo: | Escala: | | |
| | | | Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | | Soporte de válvula | 1:5 |
| | | | Rev. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | Apro. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | | U.T.A. Ingeniería Mecánica | | Número de lámina: | Registro: | | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | 08 | (Sustitución) | | |

Tanque: 300x300x300 mm
 Tapa: 304x304x15
 Espesor: 2 mm



DOBLADO
 N7

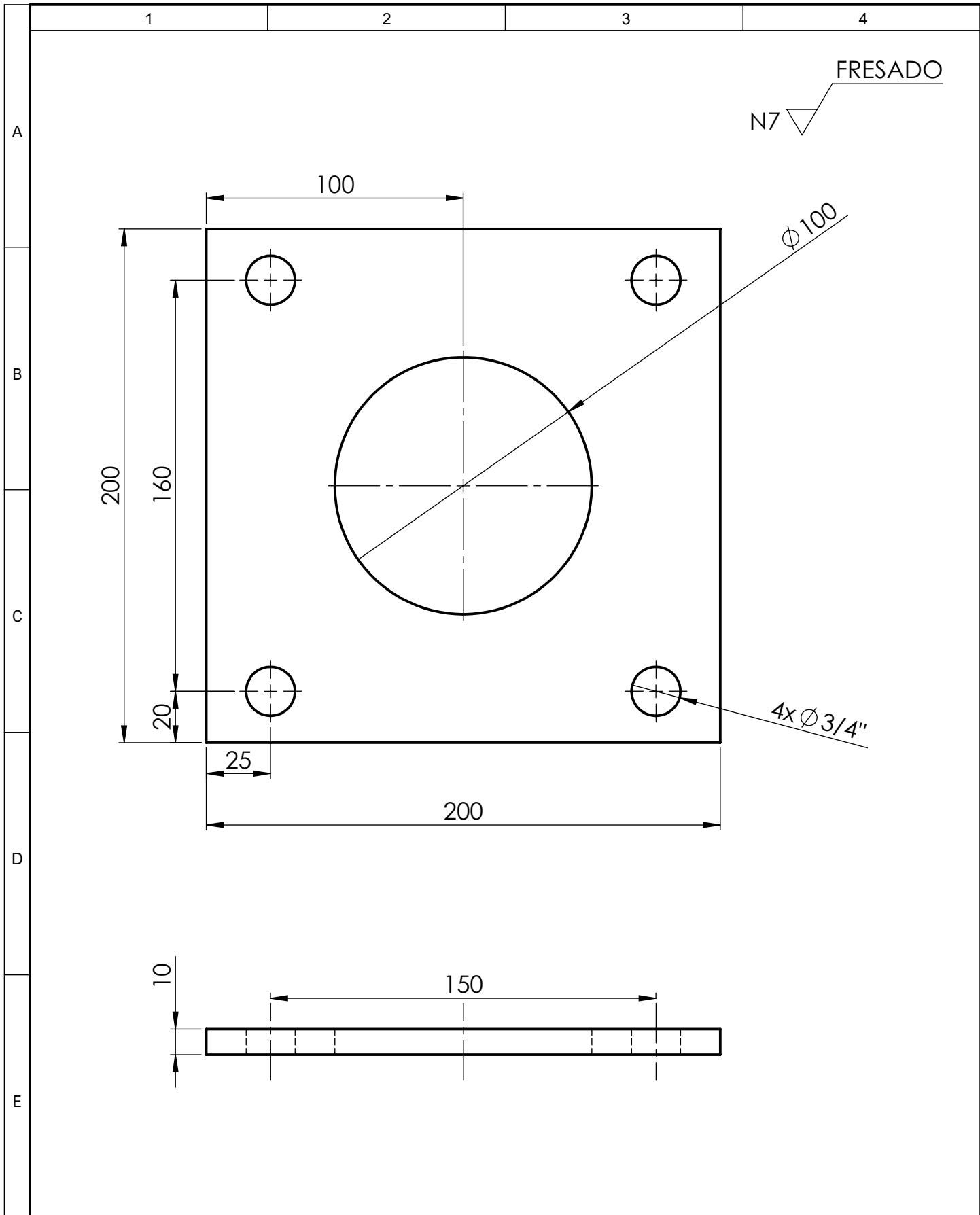


Tubo cuadrado: 40x40x2 mm

GMAW ER 70S-6

Nota: Soldadura GMAW
 ER 70S-6 alrededor de los tubos
 en ambos extremos

| | | | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|-------------------------------|---------------------|---------------------|-----------|------------------|------|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | | | |
| | | | | ±2 | 1.7 kg | ASTM A36 | | | |
| | | | | Fecha | Nombre | Titulo: | Escala: | | |
| | | | Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | | Tanque de aceite | 1:10 |
| | | | Rev. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | Apro. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | | U.T.A. Ingeniería Mecánica | | Número de lámina: | Registro: | | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | 09 (Sustitución) | | | |



| | | | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|------------------------------|---------------------|---------------------|-----------|------------------|-----|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | | | |
| | | | | ±2 | 2.43 kg | ASTM A36 | | | |
| | | | | Fecha | Nombre | Titulo: | Escala: | | |
| | | | Dib. | 20/9/2018 | Joseph Toscano | | | Soporte actuador | 1:5 |
| | | | Rev. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | Apro. | 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | | | | |
| | | | | U.T.A Ingeniería Mecánica | | Número de lámina: | Registro: | | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | 10 (Sustitución) | | | |

1

2

3

4

A

B

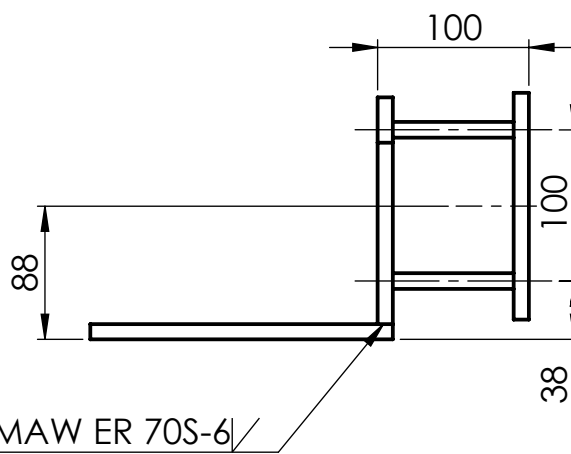
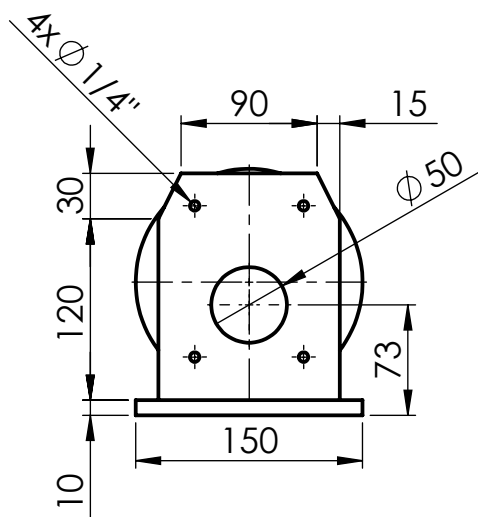
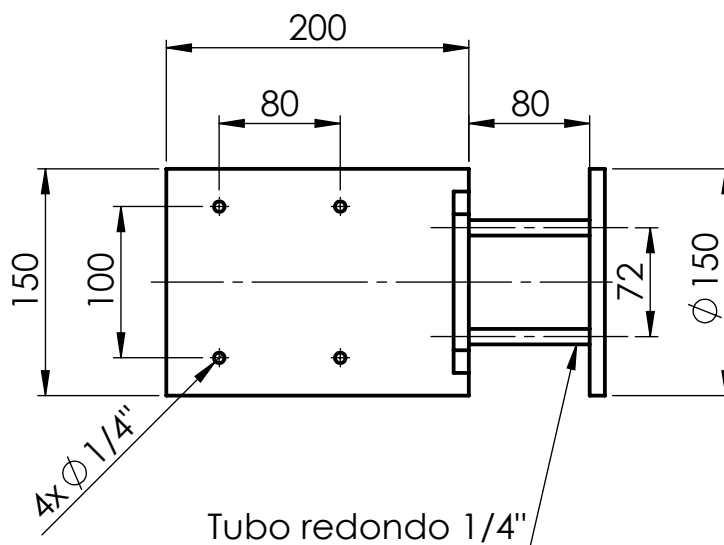
C

D

E

PULIDO

N7



Nota: Sujetar todo el soporte con pernos de 1/4"

| | | | | | | | |
|---------|--------------|--------|-------|-------------------------------|---------------------|---------------------|--|
| | | | | Tolerancia | Peso | Material: | |
| | | | | ±2 | 1.2 kg | ASTM A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: | |
| | | | | Dib. 20/9/2018 | Joseph Toscano | Soporte motor-bomba | |
| | | | | Rev. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | Escala: | |
| | | | | Apro. 24/9/2018 | Ing. Francisco Peña | 1:2 | |
| | | | | U.T.A. Ingeniería Mecánica | | Número de lámina: | |
| | | | | | | 11 | |
| | | | | | | (Sustitución) | |
| Edición | Modificación | Nombre | Fecha | | | Registro: | |
| | | | | | | | |