



**Facultad de ingeniería, industria y arquitectura .
Carrera de Ingeniería en Mecánica Naval**

TRABAJO DE TITULACIÓN

Modalidad Proyecto Técnico

TEMA:

**DISEÑO Y PROPUESTA DE CONSTRUCCION DE UNA PRENSA
HIDRAULICA DE 50 TONELADAS CON UN COMANDO
AUTOMATICO DENTRO DE LA CARRERA DE MECANICA NAVAL.**

Autores:

Quijije Bailón Jonathan Alexander


Briones Bermúdez Édison Paul

Asesor académico: Ing. Anderson Buitrón

Manta – Ecuador

DICIEMBRE 2023

CERTIFICACIÓN DEL AUTOR

 Uleam <small>UNIVERSIDAD LAICA "ELOY ALFARO" DE MANABÍ</small>	NOMBRE DEL DOCUMENTO: CERTIFICADO DE TUTOR(A).	CÓDIGO: PAT-01-F-010
	PROCEDIMIENTO: TITULACIÓN DE ESTUDIANTES DE GRADO.	REVISIÓN: 1 Página 1 de 1

CERTIFICACIÓN

En calidad de docente tutor(a) de la Facultad de Ingeniería Mecánica Naval de la Universidad Laica "Eloy Alfaro" de Manabí, certifico:

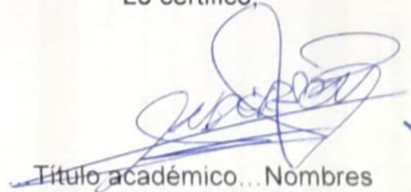
Haber dirigido y revisado el trabajo de titulación, cumpliendo el total de 220 horas, bajo la modalidad de titulación, cuyo tema del proyecto es **"DISEÑO Y PROPUESTA DE CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 50 TONELADAS CON COMANDO AUTOMÁTICO PARA EL TALLER DE MOTORES DE LA CARRERA MECÁNICA NAVAL"**, el mismo que ha sido desarrollado de acuerdo a los lineamientos internos de la modalidad en mención y en apego al cumplimiento de los requisitos exigidos por el Reglamento de Régimen Académico, por tal motivo CERTIFICO, que el mencionado proyecto reúne los méritos académicos, científicos y formales, suficientes para ser sometido a la evaluación del tribunal de titulación que designe la autoridad competente.

La autoría del tema desarrollado, corresponde al señor Edison Paul Briones Bermúdez, estudiante de la carrera de ingeniería mecánica naval, período académico 2023-2024, quien se encuentra apto para la sustentación de su trabajo de titulación.

Particular que certifico para los fines consiguientes, salvo disposición de Ley en contrario.

Manta, 13 de 12 de 2023.

Lo certifico,




Título académico... Nombres

Ing. Anderson Buitrón

Docente Tutor(a)

Área:

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

	NOMBRE DEL DOCUMENTO: CERTIFICADO DE TUTOR(A).	CÓDIGO: PAT-01-F-010
	PROCEDIMIENTO: TITULACIÓN DE ESTUDIANTES DE GRADO.	REVISIÓN: 1 Página 1 de 1

CERTIFICACIÓN

En calidad de docente tutor(a) de la Facultad de Ingeniería Mecánica Naval de la Universidad Laica "Eloy Alfaro" de Manabí, certifico:

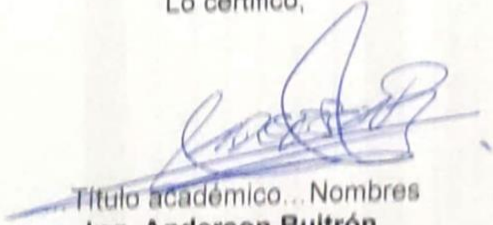
Haber dirigido y revisado el trabajo de titulación, cumpliendo el total de 220 horas, bajo la modalidad de titulación, cuyo tema del proyecto es **"DISEÑO Y PROPUESTA DE CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 50 TONELADAS CON COMANDO AUTOMÁTICO PARA EL TALLER DE MOTORES DE LA CARRERA MECÁNICA NAVAL"**, el mismo que ha sido desarrollado de acuerdo a los lineamientos internos de la modalidad en mención y en apego al cumplimiento de los requisitos exigidos por el Reglamento de Régimen Académico, por tal motivo CERTIFICO, que el mencionado proyecto reúne los méritos académicos, científicos y formales, suficientes para ser sometido a la evaluación del tribunal de titulación que designe la autoridad competente.

La autoría del tema desarrollado, corresponde al señor Jonathan Alexander Quijije Bailón, estudiante de la carrera de ingeniería mecánica naval, período académico 2023-2024, quien se encuentra apto para la sustentación de su trabajo de titulación.

Particular que certifico para los fines consiguientes, salvo disposición de Ley en contrario.

Manta, 12 de 12 de 2023.

Lo certifico,


Título académico... Nombres

Ing. Anderson Bultrón

Docente Tutor(a)

Área:

DEDICATORIA

El presente trabajo es dedicado a nuestros padres y a toda la familia, por estar en cada proceso de aprendizaje, brindando consejos y apoyo sin ellos el camino no hubiera sido posible.

También dedicar a todos los maestros por guiar y enseñar dentro y fuera de aula, es un honor haber pertenecido a tan prestigiosa universidad.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, dar gracias a Dios por haber permitido culminar este proceso de vital importancia, a la familia que han sido un pilar fundamental, ya que con su ayuda motivacional y económica me permitieron lograr cada uno de los objetivos propuestos en el proceso de estudio.

Así mismo agradecer a cada uno de los docentes que inculcaron día a día ser mejor persona y profesional, haciendo que el aprendizaje fuera comprensivo y de gran ayuda, se les agradece infinitamente por todo su conocimiento.

RESUMEN

El proyecto que se propone en este trabajo es utilizar los principios de hidráulica, resistencia de materiales y eléctricos para desarrollar correctamente una prensa hidráulica, para uso, en el taller de máquinas y herramientas en la carrera de Marítima ULEAM. El desarrollo de este trabajo consta de: Revisión bibliográfica, basada en literatura adecuada sobre sistemas hidráulicos; la ecuación y dimensionamiento que componen el proyecto; la metodología de trabajo; y finalmente el análisis de los resultados, donde se puede concluir que el trabajo se realizó de acuerdo con el objetivo principal, que fue dimensionar y seleccionar correctamente cada componente de la prensa, para que el equipo tenga una larga vida útil. Dónde los materiales fueron seleccionados en base a simulaciones y cálculos para que pudieran soportar las tensiones debidas a la fuerza de trabajo del equipo.

Palabras Clave: *Equipos hidráulicos, prensa hidráulica, diseño y construcción de equipos.*

ABSTRACT

The project proposed in this work is to use the principles of hydraulics, resistance of materials and electrical to correctly develop a hydraulic press, for use in the machine and tool workshop in the title of maritime of the ULEAM. The development of this work consists of: Bibliographic review, based on adequate literature on hydraulic systems; the equation and dimensioning that make up the project; the work methodology; and finally the analysis of the results, where it can be concluded that the work was carried out in accordance with the main objective, which was to correctly size and select each component of the press, so that the equipment has a long useful life. Where the materials were selected based on simulations and calculations so that they could withstand the stresses due to the work force of the equipment.

Keywords: *Hydraulic equipment, hydraulic press, equipment design and construction.*

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN DEL AUTOR	II
CERTIFICACIÓN DEL TUTOR	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS	V
RESUMEN.....	VI
ABSTRACT	VII
ÍNDICE	VIII
INDICE DE TABLAS	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ECUACIONES.....	XIII
INTRODUCCIÓN	14
OBJETIVO GENERAL.....	16
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
1. CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO	17
1.1. ANTECEDENTES.....	17
1.2. HIDRAÚLICA	18
1.2.1. Conceptos básicos	19
1.2.2. Ley de Pascal	20
1.2.3. Conservación de la energía	20
1.2.4. Campos de aplicación de la hidráulica	21

1.2.5.	Sistema hidráulico básico.....	22
1.3.	PRENAS HIDRAÚLICAS.....	23
1.3.1.	Clasificación de las prensas hidráulicas	24
1.3.2.	Partes de una prensa hidráulica	26
1.3.3.	Términos relacionados a las prensas hidráulicas	30
1.3.4.	Ventajas de las prensas hidráulicas	36
2.	CAPÍTULO II: DISEÑO DEL CUERPO DE PRENSA	39
2.1.	ANTECEDENTES	39
2.1.1.	Esfuerzo de flexión:.....	40
2.1.2.	Límite de fatiga y resistencia:.....	43
2.2.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL.....	44
2.2.1.	Análisis Estructural Preliminar	47
2.2.2.	Análisis estructural: modelo discreto de elementos finitos.....	50
2.3.	RESULTADOS.....	51
2.4.	SISTEMA DE AJUSTE DE ALTURA.....	55
2.4.1.	Selección de cables de acero	55
2.4.2.	Selección del guinche de manivela.....	57
2.4.3.	Dimensionamiento de las poleas	58
2.4.4.	Dimensionamiento de ejes de polea.....	59
3.	CAPÍTULO III: DISEÑO DE CONTROL AUTOMÁTIZADO.....	61
3.1.	CONDICIONES ACTUALES DEL PROYECTO	61
3.2.	PLANO HIDRÁULICO.....	62

3.3.	SELECCIÓN DE EQUIPOS DE POTENCIA	63
3.3.1.	Selección de actuador o cilindro	63
3.3.2.	Definición de la bomba y motor.....	64
3.4.	SELECCIÓN DE VALVULAS	68
3.4.1.	Válvula de control direccional	68
3.4.2.	Válvula limitadora de presión	68
3.4.3.	Válvula limitadora de flujo	70
3.4.4.	Definición del reservorio.....	71
3.5.	Propuesta de eléctrico del control automatizado.....	72
	CONCLUSIONES	75
	RECOMENDACIONES.....	76
	BIBLIOGRAFÍA	77

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Esfuerzo en las secciones de la prensa.	42
Tabla 2. Propiedades mecánicas de los aceros utilizados en los análisis.....	45
Tabla 3. Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles.	46
Tabla 4. Resultado del Análisis Estructural: Situación 1.	53
Tabla 5. Resultado del Análisis Estructural: Situación 2.	54
Tabla 6. Relación entre geometría de sección y coeficiente de seguridad (CS).	54
Tabla 7. Condiciones actuales del proyecto	61

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Transferencia directa de fuerza.	18
Figura 2. Multiplicación de la fuerza.....	19
Figura 3. Ley de Pascal	20
Figura 4. Sistema hidráulico básico.....	23
Figura 5. Partes de una prensa hidráulica	26
Figura 6. Términos relacionados a las prensas hidráulicas	30
Figura 7. Viga sujeta a un momento de flexión.....	41
Figura 8. Tensión vs nº de ciclos.....	44
Figura 9. Modelos de la estructura de la prensa con ajuste máximo	45
Figura 10. Estudio 2D de modelo simplificado.....	49
Figura 11. Aplicación de cargas para analizar el modelo CAD.....	51
Figura 12. Restricciones de movimiento aplicadas al modelo.....	51

Figura 13. Situación 1: tensiones equivalentes de von Mises:.....	52
Figura 14. Situación 2: tensiones equivalentes de von Mises:.....	53
Figura 15. Cabrestante de manivela con una capacidad de carga de 5536,64 N (544 kg)	58
Figura 16. Diagrama de esfuerzo de la barra (eje) que soporta dos poleas.....	60
Figura 17. Circuito hidráulico de la prensa.....	62
Figura 18. Cilindro de doble efecto modelo HRO	63
Figura 19. Bomba de engranajes exteriores - xv2p/11	65
Figura 20. Motor trifásico WEG 7,5 hp, 60 Hz y 1740 rpm.....	66
Figura 21. Conjunto de motor y bomba acoplados (imagen derecha con brida oculta).....	67
Figura 22. Válvula de control direccional modelo WE 6	68
Figura 23. Válvula limitadora de presión 700 Bar	69
Figura 24. Montaje del colector con las válvulas en el depósito.	69
Figura 25. Conjunto de válvula.....	70
Figura 26. Válvula estranguladora de caudal tipo MK	71
Figura 27. Reservorio de aceite	71
Figura 28. Diagrama eléctrico sistema de control automatizado.	74

ECUACIONES

(1)	41
(2)	42
(3)	46
(4)	48
(5)	48
(6)	48
(7)	49
(8)	55
(9)	56
(10)	57
(11)	59
(12)	60
(13)	64
(14)	64
(15)	64
(16)	65
(17)	65
(18)	66
(19)	66

INTRODUCCIÓN

En la historia de la ciencia y la ingeniería, el desarrollo de equipos está progresando y se están desarrollando mejores máquinas con altas medidas de seguridad y precauciones (Moreda, 2020). Existen diferentes técnicas de deformación de materiales (laminación, forja, extrusión, formación, trefilado, etc.) que se utilizan para producir diferentes tipos de productos, la extrusión es una de ellas. El proceso de extrusión es muy simple en el que la muestra se presiona a través de una matriz con la ayuda de un punzón para producir una longitud continua con una sección transversal constante o variable según la forma y el tamaño de la matriz. Debido a la importancia de la extrusión angular para introducir una deformación plástica severa para el refinamiento del grano, se desarrollaron prensas nuevas, mejores y controladas electrónicamente (Cañigueral, 2022).

Para empujar, tirar, rotar o empujar el material a través de los troqueles se han desarrollado y fabricado prensas más eficientes y adecuadas. Como el prensado de material a través de prensas parece muy simple y debido a eso, las prensas de alta ingeniería no se diseñaron en el pasado (Arguello y Torres, 2021). Las prensas son las máquinas mecánicas que ejercen presión y se utilizan para diferentes propósitos. Las prensas, según Sánchez et al., (2020) se pueden clasificar en los siguientes tres tipos principales:

- Las prensas hidráulicas actúan según los principios de la presión hidrostática.
- Las prensas de tornillo actúan debido a los tornillos de potencia para transmitir potencia y

- Las prensas mecánicas en elementos cinemáticos se utilizan para transmitir potencia

En prensa hidráulica se utiliza fluido a presión para generar fuerza, amplificación y transmisión. El sistema líquido muestra buenas características de sólido y ofrece transmisión y amplificación de potencia rígida y positiva. La amplificación tiene lugar cuando un pistón pequeño transfiere fluido a un pistón grande a alta presión en una aplicación simple. La gran cantidad de energía se transfiere fácilmente por amplificación y tiene un efecto de inercia muy bajo (González et al., 2022). La prensa hidráulica comprende una bomba que genera energía para el fluido y esta energía del fluido se transfiere a través de tuberías hidráulicas, válvulas de control, conectores y finalmente al motor hidráulico que transforma la energía hidráulica en energía mecánica o trabajo en el punto de interés (Zamora, 2021).

Las prensas hidráulicas proporcionan una actuación más positiva frente a la presión de entrada, en comparación con otros tipos de prensas, y se utilizan para controlar con precisión la fuerza y la presión que está disponible durante toda la carrera de trabajo del pistón. Estas son muy útiles y efectivas cuando se requiere una gran magnitud de fuerza para procesar el material. La prensa hidráulica es un dispositivo muy apreciado en laboratorios y talleres, especialmente para operaciones de deformación de materiales, pruebas y ajuste a presión (Ruales, 2021).

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir una prensa hidráulica que facilite el desempeño de los estudiantes en el desmontaje de rodamientos, aplanado de tubos y deformación de piezas o planchas.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Investigar las características y normas de construcción de una prensa tipo H de 50 TON automatizada.
- Diseñar y construir los componentes de una prensa de 50 TON mediante manufactura.
- Demostrar y llevar a cabo la operatividad de la prensa.

1. CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO

1.1. ANTECEDENTES

La rama de la Física que estudia el comportamiento de los fluidos, tanto en su estado de reposo como en movimiento, además de analizar las aplicaciones y los mecanismos de ingeniería que emplean estos fluidos, se conoce como mecánica de fluidos. Este campo es esencial en diversas áreas como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, la construcción naval y la oceanografía (Landau y Lifshitz, 2021).

La mecánica de fluidos se puede dividir en dos áreas principales: la primera es la estática de fluidos, también conocida como hidrostática, que se centra en el estudio de los fluidos cuando están en reposo; la segunda es la dinámica de fluidos, que se ocupa de examinar el comportamiento de los fluidos en movimiento. El término hidrodinámica se refiere al análisis del flujo de líquidos o gases a velocidades bajas, donde se puede asumir que el gas es mayormente compresible. Por otro lado, la aerodinámica o dinámica de gases estudia cómo se comportan los gases en situaciones donde los cambios en la velocidad y la presión son lo suficientemente notables como para requerir considerar los efectos de la compresibilidad (Montiel et al., 2023).

La mecánica de fluidos tiene aplicaciones en diversos campos, incluyendo la propulsión a chorro, el funcionamiento de turbinas, compresores y bombas. Por otro lado, la hidráulica se enfoca en el estudio y la aplicación en ingeniería de la presión del agua o aceite, siendo uno de los conceptos más ampliamente utilizados en la industria. (Martín, 2023).

1.2. HIDRAÚLICA

La hidráulica según Quiroz, (2019) es la aplicación de la mecánica de fluidos en ingeniería, para construir dispositivos que funcionan con líquidos, por lo general agua o aceite. La hidráulica resuelve problemas como el flujo de fluidos por conductos o canales abiertos y el diseño de presas de embalse, bombas y turbinas. En otros dispositivos como boquillas, válvulas, surtidores y medidores se encarga del control y utilización de líquidos.

La hidráulica, es la tecnología o estudio de presión y fluido del líquido, los líquidos son materiales que se vierten y toman forma de sus contenedores, ejemplo de estos es el aceite o el agua (Ruales, 2021).

Debido a que los líquidos no son muy compresibles, nos permiten transferir y multiplicar fuerzas, la Figura 1 ilustra estas propiedades básicas de los líquidos.

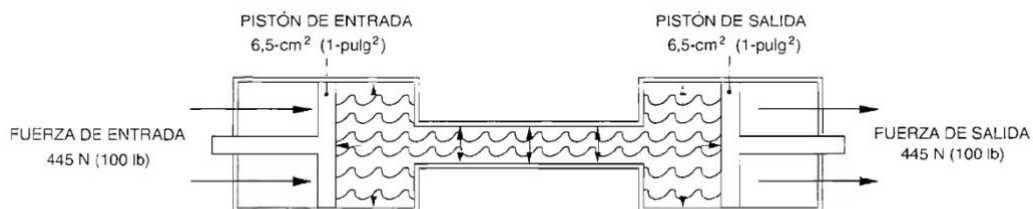


Figura 1. Transferencia directa de fuerza.

Fuente: (Montiel et al, 2023)

El líquido (normalmente oleo hidráulico-aceite) aplica la misma cantidad de presión de manera equitativa en todas las direcciones. Como resultado, la presión de entrada es igual a la presión de salida.

Sin embargo, esto no es siempre así, cuando los pistones son de diferente tamaño; cuando el líquido aplica la misma cantidad en todas las direcciones, la

fuerza transferida es diferente, el ejemplo de la figura a continuación bajo este principio proporciona una fuerza mecánica con relación 4:1.

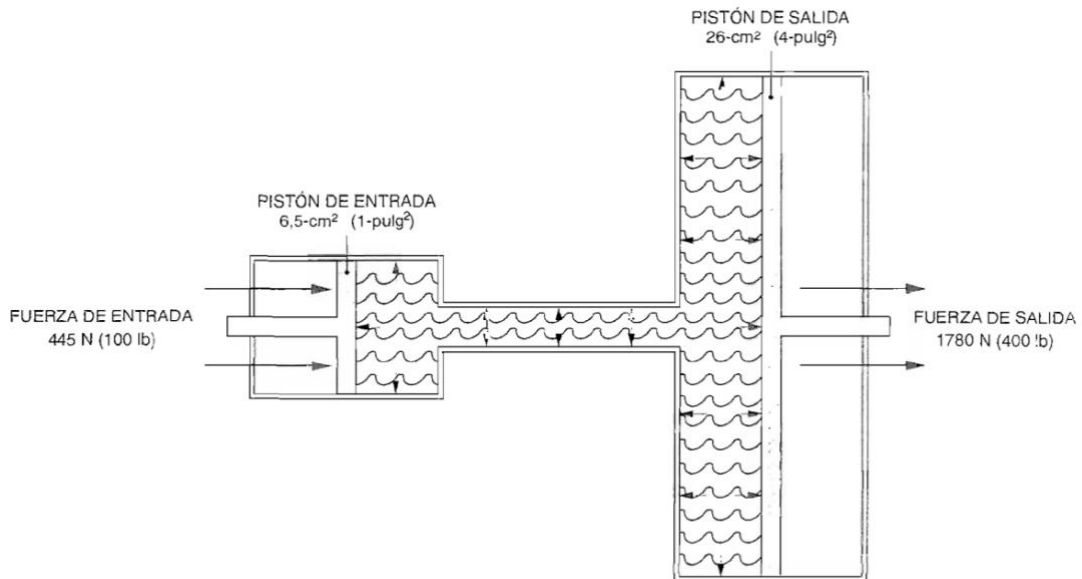


Figura 2. Multiplicación de la fuerza.

Fuente: (Montiel et al, 2023)

1.2.1. Conceptos básicos

- **Fluido:** Sustancia capaz de fluir, el término comprende líquidos y gases.
- **Volumen:** En matemáticas, medida del espacio ocupado por un cuerpo sólido. El volumen se mide en unidades cúbicas, como metros cúbicos o centímetros cúbicos en el sistema métrico decimal de pesos y medidas.
- **Presión:** La presión (p) en cualquier punto es la razón de la fuerza normal, ejercida sobre una pequeña superficie, que incluya dicho punto.

$$p = \frac{F}{A}$$

En la mecánica de los fluidos, fuerza por unidad de superficie que ejerce un líquido o un gas perpendicularmente a dicha superficie.

1.2.2. Ley de Pascal

La Ley de Pascal se resume en afirmar que cuando se aplica presión a un fluido contenido, esa presión se transmite por igual en todas las direcciones, generando fuerzas uniformes sobre áreas equivalentes. Estas fuerzas actúan normalmente en las paredes del recipiente. Este principio explica por qué una botella llena de agua puede romperse si se introduce un tapón en una cámara ya completamente llena: el líquido, al ser prácticamente incompresible, transmite la fuerza ejercida sobre el tapón a todo el recipiente. Esto produce una fuerza significativamente mayor sobre un área superior a la del tapón. Por lo tanto, es factible fracturar el fondo de la botella aplicando una fuerza moderada al empujar el tapón (Zamora, 2021).

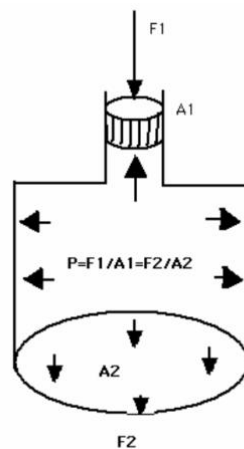


Figura 3. Ley de Pascal

Fuente: (Montiel et al, 2023)

1.2.3. Conservación de la energía

Una ley fundamental de la física afirma que la energía no puede crearse ni destruirse. En este sentido también se cumple que el mismo trabajo que el operador ejerce sobre el pistón pequeño es el mismo trabajo que el pistón grande

ejerce sobre la carga. Para los dos casos anteriores se cumple que $F_1 \times d_1 = F_2 \times d_2$ siendo d_1 el desplazamiento del pistón pequeño y d_2 el desplazamiento del pistón grande (Figura 2) (Lima et al., 2023).

1.2.4. Campos de aplicación de la hidráulica

En la actualidad, la hidráulica se utiliza en una amplia gama de aplicaciones, y esta diversidad en su uso se debe principalmente al desarrollo de elementos más precisos y a la fabricación con materiales de mejor calidad. Esto ha sido complementado por investigaciones más avanzadas sobre los principios que gobiernan la hidráulica (Hikari et al., 2020). Todos estos avances se han traducido en equipos que posibilitan trabajos con niveles de precisión cada vez mayores y con una mayor capacidad energética. Este progreso ha sido fundamental para el continuo desarrollo de la industria en su conjunto. En términos de aplicaciones, se pueden distinguir dos categorías principales: aplicaciones móviles e industriales:

- **Aplicaciones Móviles:** El concepto de energía mediante aceite a presión se puede utilizar en una variedad de funciones móviles como el transporte, excavación, elevación, perforación, manipulación de materiales, así como para controlar y propulsar vehículos en movimiento.
- **Aplicaciones Industriales:** En el ámbito industrial, resulta fundamental disponer de maquinaria especializada para el control, la propulsión, el posicionamiento y el mecanizado de elementos o materiales dentro de la línea de producción. Para estos propósitos, es comúnmente empleada la energía proporcionada por fluidos comprimidos.

Se pueden encontrar aplicaciones adicionales en sistemas específicos de vehículos motorizados, como automóviles, así como en aplicaciones aeroespaciales y navales. Por otro lado, la hidráulica también tiene aplicaciones en el ámbito médico y en general, en todos los campos que demandan movimientos altamente controlados y de extrema precisión, así se tiene:

- Aplicación automotriz: Se emplea en sistemas suspensión, frenos, dirección, refrigeración, entre otros componentes automotrices.
- Aplicación Aeronáutica: Se utiliza en la operación de timones, alerones, trenes de aterrizaje, frenos, simuladores, equipos de mantenimiento aeronáutico, entre otros sistemas.
- Aplicación Naval: Tiene un rol en el funcionamiento del timón, mecanismos de transmisión, sistemas de control, y en aplicaciones especializadas de embarcaciones o buques militares.
- Medicina: Se emplea en instrumentos quirúrgicos, mesas de operaciones, camas de hospital, sillas y equipos odontológicos, entre otros dispositivos médicos.

1.2.5. Sistema hidráulico básico

Un circuito hidráulico es una línea para que el aceite fluya por medio de manguetas y componente hidráulicos. Un sistema hidráulico debe contar indispensablemente de los siguientes componentes:

- El depósito de aceite
- Una bomba, para impulsar el aceite y hacerlo fluir a través del circuito.
- Una válvula direccional que permite al operador controlar manualmente el flujo de aceite hacia el cilindro.

- El cilindro que convierte la energía del fluido en potencia mecánica lineal.
- Una válvula de alivio que limita la presión del sistema a un nivel seguro, permitiendo al aceite fluir directamente desde la bomba hacia el depósito, cuando la presión en la salida de la bomba alcanza cierto nivel.

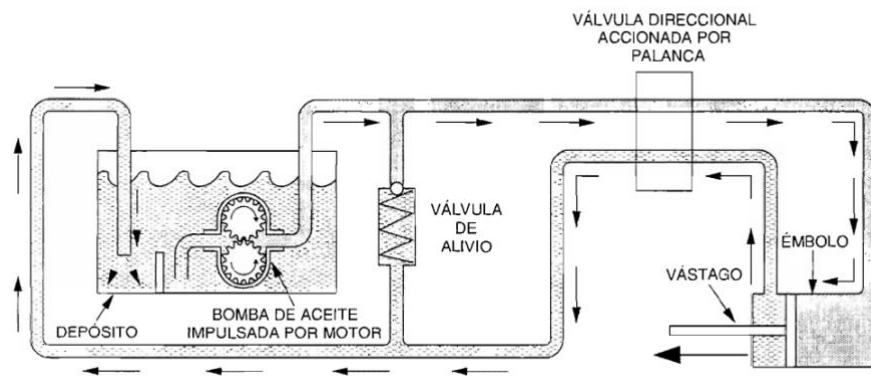


Figura 4. Sistema hidráulico básico.

Fuente: (Montiel et al, 2023)

1.3. PRENAS HIDRAÚLICAS

Usando la presión de un líquido en relación con la ley de Pascal, una prensa hidráulica le brinda la capacidad de aplicar presión a muchos materiales fácilmente. Comúnmente utilizadas en la construcción, las prensas hidráulicas también se pueden usar para casi cualquier cosa debido a su potencia (Uthui, 2022).

Una prensa hidráulica es un mecanismo formado por cilindros interconectados que son accionados por pistones de diferentes superficies, al aplicar una pequeña fuerza a un pistón de menor superficie, permite aplicar una fuerza mayor a un pistón de menor superficie (Sánchez et al., 2020).

1.3.1. Clasificación de las prensas hidráulicas

- Prensas de taller: Las prensas de taller son mayormente empleadas en grandes instalaciones industriales donde se utiliza maquinaria y equipo pesado. Actualmente hay dos tipos diferentes de prensas de taller, incluyendo las prensas con embragues de revolución completa y las prensas con embragues de revolución parcial. En una prensa con embragues de revolución completa, el embrague no puede ser interrumpido hasta que el cigüeñal ha hecho una revolución completa. En una prensa con embragues de revolución parcial, el embrague se puede interrumpir en cualquier momento durante una revolución (González et al., 2022).
- Prensas de tipo pilar: El tipo de prensa hidráulica pilar da el acceso para que el operador pueda trabajar en tres lados diferentes de la prensa. Este tipo de prensas son ideales para aplicaciones como embutición profunda, moldeo por inyección vertical, trans-moldeo y moldeo de caucho. Este tipo de prensa hidráulica se fabrica por lo general para ejercer hasta 1000 toneladas de presión. Pueden ser construidas para permitir tanto operaciones eléctricas como manuales (Borgato, 2022).
- Prensas de marco C: Las prensas hidráulicas de marco C están construidas en forma de "C". Este diseño permite la maximización del espacio. Estas prensas están diseñadas sólo para aplicaciones de prensa individuales como enderezar y dibujar. La mayoría de las prensas de marco C se diseñan para generar alrededor de 300 toneladas de presión (Neves et al., 2021).

- Prensas de marco H: Las prensas hidráulicas de marco H se pueden emplear para una serie de aplicaciones tales como doblado, perforación, dibujo, acuñamiento, prensado y trimado, para nombrar algunas. Muchas prensas de marco H están diseñadas para producir una presión que puede llegar a las 1.500 toneladas (Uthui, 2022).
- **Prensas para laminado:** Las prensas hidráulicas de laminación están diseñadas para operaciones manuales. Cuentan con dos aberturas (placas). Una de ellas se emplea para calentar y la otra para refrigerar. Ya sea la electricidad o el aceite se utilizan para calentarla. Tener una placa de calentamiento y una placa de refrigeración hace el laminado de los materiales más rápidamente. Los polímeros son laminados sobre el metal y el papel sobre prensas hidráulicas para laminado. Las prensas de laminación también se utilizan para laminar tapas de libros y tarjetas de identidad (Barbosa, 2022).

1.3.2. Partes de una prensa hidráulica

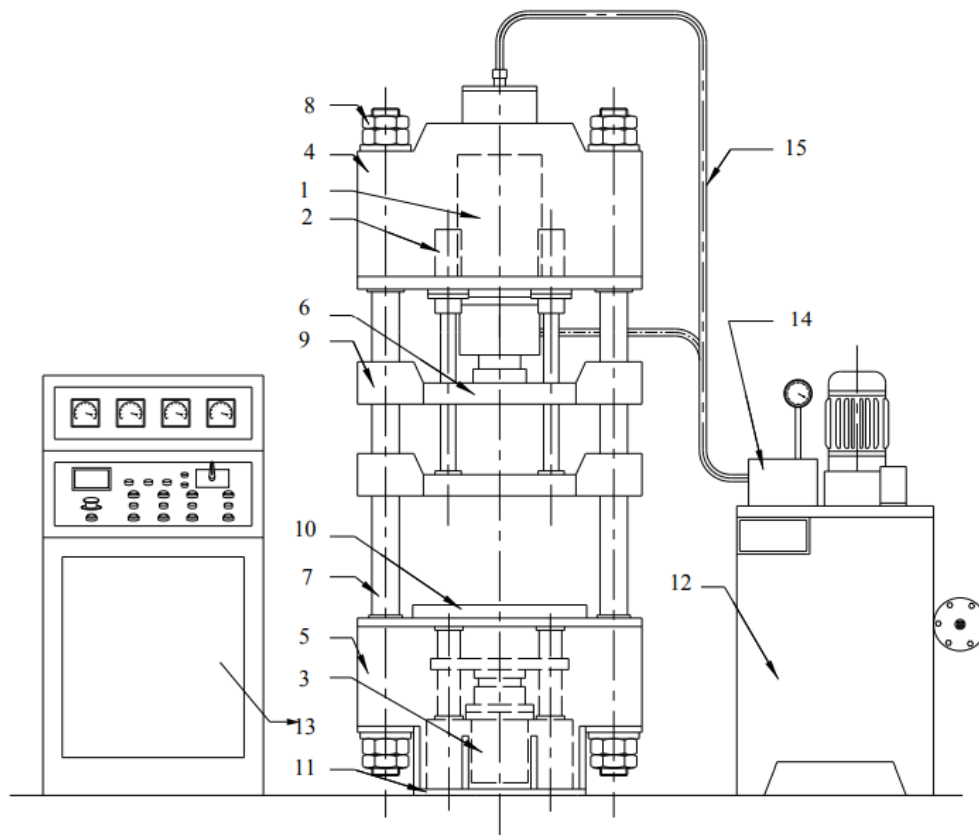


Figura 5. Partes de una prensa hidráulica

Fuente: (Barbosa, 2022).

- 1) Cilindro principal:** - El cilindro principal es la parte más importante de una prensa hidráulica. El cilindro desarrolla la fuerza de empuje o tracción requerida para llevar a cabo la operación deseada, utilizando fluido hidráulico presurizado.
- 2) Cilindro de sujeción de piezas en bruto:** Los cilindros de sujeción de piezas en bruto se utilizan en aquellas prensas hidráulicas en las que la materia prima que se va a prensar debe mantenerse firmemente en posición, en el momento de la operación de prensado por el cilindro principal. por ejemplo, en la prensa de embutición profunda, el cilindro de

sujeción del bloque sujeta la pieza en bruto en el momento de la operación de embutición profunda.

- 3) **Cilindro eyector:** estos cilindros hidráulicos generalmente se montan debajo del plato inferior y se usan para expulsar componentes que ya están presionados por el cilindro principal y requieren algo de fuerza para retirarlos del troquel en el que fueron presionados. Por ejemplo, el componente prensado atascado en el troquel después de la formación en frío expulsado por el cilindro eyector.
- 4) **Plato superior:** El plato superior es una estructura de acero fundido o fabricada en acero ubicada en la parte superior de una prensa vertical, y resiste la carga de compresión y flexión desarrollada por un cilindro hidráulico.
- 5) **Plato inferior:** El plato inferior es una estructura fabricada o moldeada de acero ubicada en el lado inferior de una prensa hidráulica vertical, y resiste la carga de compresión y flexión desarrollada por el cilindro hidráulico. También se utiliza como mesa de prensado en prensas de carrera descendente.
- 6) **Placa móvil [Placa de presión]:** La placa móvil también es una estructura fabricada o fundida de acero. Ubique entre el cilindro hidráulico principal y la mesa de presión. Está adosado al carnero del cilindro y guiado por columnas laterales de prensa.
- 7) **Columna, tuerca y mandril:** Las columnas son de barra redonda o estructura fabricada. Une firmemente las placas superior e inferior. Las barras redondas están roscadas en los extremos y se proporcionan

tuercas para mantener el plato en su posición; se proporcionan tuercas de seguridad para evitar que se aflojen las tuercas principales.

- 8) Guías:** Se proporcionan guías para garantizar un movimiento paralelo perfecto y sin vibraciones del plato móvil. Las guías pueden ser redondas, tipo V o planas, según el uso y el tipo de columnas.
- 9) Mesa de prensa:** La mesa de prensa es una placa de acero gruesa que forma parte integral de la placa inferior o se atornilla por separado. Está perfectamente maquinado y provisto de ranuras en T o agujeros roscados para el montaje de troqueles y accesorios. El plato móvil unido al ariete avanza y ejerce fuerza sobre los trabajos colocados en esta mesa de prensa para llevar a cabo la operación de prensado.
- 10) Unidades de paquete de energía:** Esta es la parte más importante de la máquina. Bombea aceite bajo presión de control y fluye hacia el cilindro para impartirle la velocidad deseada y desarrollar la fuerza deseada. El paquete de energía consta de válvulas hidráulicas, bomba, tanque de aceite, enfriador, accesorios hidráulicos, bloque múltiple y tuberías, etc. La bomba hidráulica puede ser accionada por motor eléctrico o I.C. motor.
- 11) Panel de control:** Controla el funcionamiento general y el rendimiento de la prensa hidráulica, mediante el control de la unidad de fuente de alimentación. Consta de arrancador de motor, pulsador, lámpara indicadora, indicador de corriente y voltaje, contactor, temporizador, etc. El panel de control recibe retroalimentación de la prensa hidráulica por medio del interruptor de límite, interruptor de presión, interruptor de proximidad, termopar, etc.

12) Bloque múltiple y tuberías hidráulicas: -Todas las válvulas y bombas hidráulicas tienen una serie de puertos de aceite [orificios], como el puerto de succión, el puerto de entrega, el puerto de la línea del tanque [línea de retorno], el puerto de la línea de drenaje, el puerto de la línea piloto, el puerto de aceite [A] para el movimiento de avance del cilindro, el puerto de aceite [B] para el movimiento de retorno del cilindro, etc. Todos estos puertos [agujeros de aceite] deben estar interconectados entre sí, así como con el tanque de aceite y el cilindro hidráulico de manera y secuencia correctas para una operación correcta. operación y movimiento de la prensa. Estas interconexiones de varios componentes hidráulicos por medio de tuberías especiales de acero sin costura y accesorios especiales de conexión final se denominan tuberías hidráulicas. Para reducir la cantidad de tuberías, fugas y mantenimiento, las válvulas hidráulicas están montadas en un bloque de metal sólido y sus puertos de aceite están interconectados mediante perforaciones en el bloque de metal. Este bloque de metal perforado sólido se llama bloque múltiple.

13) Cilindro, vástago del pistón: El vástago del pistón es una barra redonda que está unida al pistón y se mueve hacia adentro y hacia afuera del cilindro para la operación de empujar y tirar. Para diámetro pequeño se llama pistón - varilla. Cuando el diámetro del vástago del pistón es el mismo que el diámetro interior del cilindro, el vástago del pistón se denomina Ram. Pero en general se llama ariete a todo el vástago de pistón de mayor diámetro.

1.3.3. Términos relacionados a las prensas hidráulicas

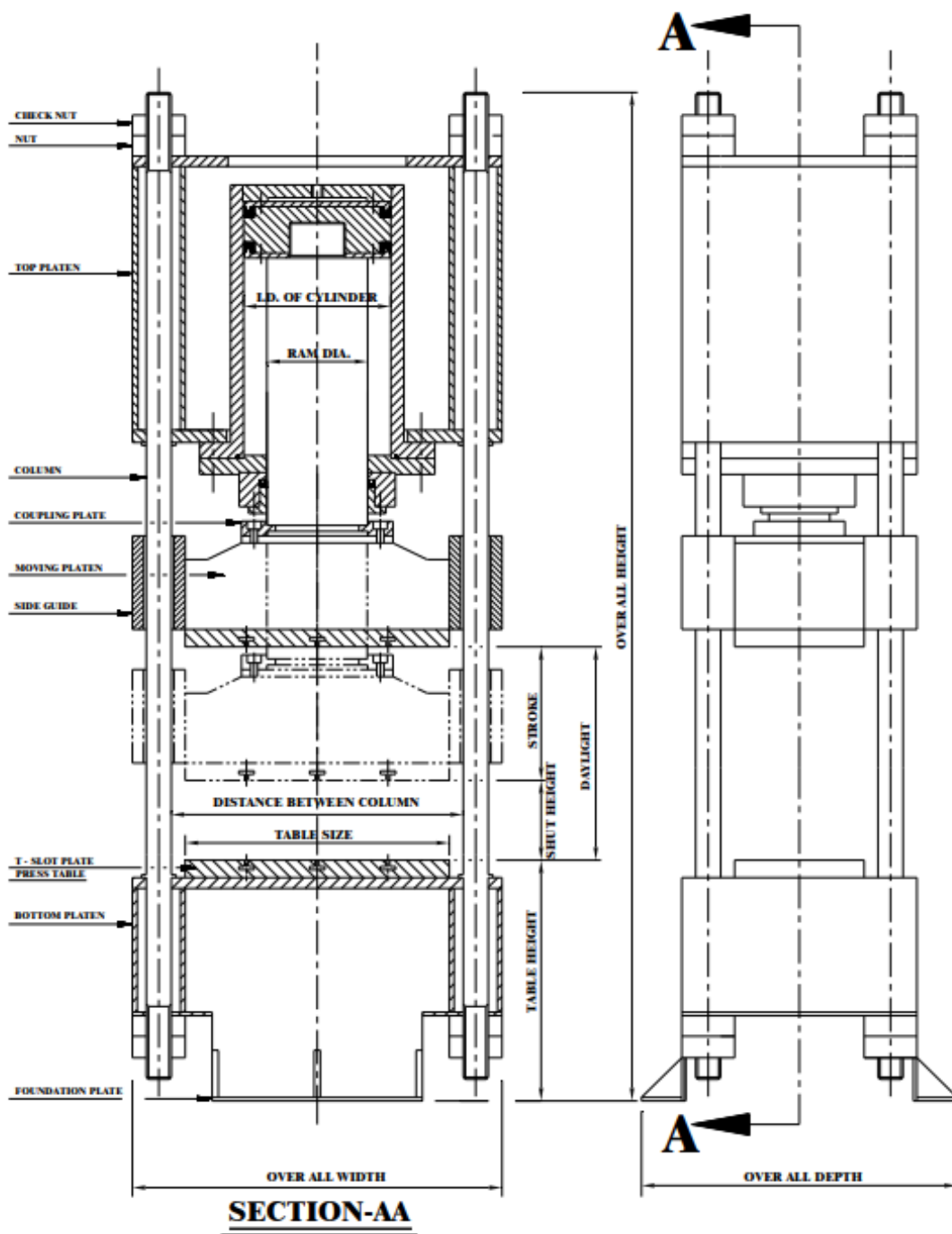


Figura 6. Términos relacionados a las prensas hidráulicas

Fuente: (Landau y Lifshitz, 2021)

- **Identificación del cilindro:** Este es el diámetro interior del cilindro. Esta dimensión ayuda a calcular la capacidad de prensado (tonelaje) de la prensa y la velocidad de aproximación y prensado del ariete (vástago del pistón).
- **Diámetro del ariete (vástago del pistón):** Este es el diámetro exterior del ariete. Esta dimensión ayuda a calcular la fuerza del cilindro. Esta dimensión depende del tonelaje del cilindro, la carrera del cilindro, el tipo de operación a realizar, es decir, tirar o empujar y la velocidad de retorno. Para mayor tonelaje, carrera larga y alta velocidad de retorno, el diámetro del pistón es mayor. Para la operación de tracción, el diámetro del carnero es comparativamente menor. Por ejemplo, máquinas de ensayo de cadenas y cables de acero (Ruales, 2021).
- **Day-ligth:** Esta es la distancia máxima entre la mesa de la prensa y el plato móvil, cuando el Ram está en la posición completamente retraída
- **Altura de cierre:** Esta es la distancia mínima entre la mesa de la prensa y el plato móvil cuando el ariete está en la posición más extendida.
- **Carrera del Cilindro:** Day light– altura de cierre = carrera. Carrera es la distancia máxima a la que Ram puede viajar.
- **Tamaño de la mesa:** El tamaño de la mesa es un área clara en la mesa de la prensa, que podría usarse para la operación de prensado.
- **Distancia entre columna:** Esta es la distancia entre dos columnas de la prensa. De izquierda a derecha y de adelante hacia atrás. La distancia entre las columnas se mantiene más que el tamaño de la mesa, ya que siempre se mantiene algo de espacio libre para evitar daños a la columna durante la operación de producción.

- **Distancia de garganta:** Esta especificación es solo para prensas con estructura en C. Esta es la distancia entre el eje central del cilindro y la superficie interior más trasera de la estructura en C.
- **Altura de la mesa:** Esta es la distancia entre el nivel del suelo y la superficie de trabajo de la mesa de prensa.
- **Tamaño total de la prensa:** Este es el largo, el ancho y la altura completos de la prensa, incluidas las tuberías y el panel de la unidad de fuente de alimentación. Esta cifra indica el área del piso y la altura del techo requerida para la prensa.
- **Peso de la prensa:** Este es el peso neto de la prensa, incluidos todos los accesorios. Esta figura es útil para el transporte y la fabricación de cimientos.
- **Tamaño del tanque de aceite:** Esta es la capacidad máxima de almacenamiento de aceite del tanque de aceite de la unidad de fuente de alimentación. Generalmente es de 5 a 10 veces la capacidad de descarga de la bomba hidráulica utilizada. Términos relacionados con el desempeño de la prensa hidráulica
- **Capacidad de Prensado:** Es la fuerza máxima, que podría desarrollarse en la prensa hidráulica, para realizar la operación de prensado deseada. En la prensa hidráulica de un solo cilindro, es la fuerza desarrollada por el cilindro hidráulico principal, mientras que en la prensa hidráulica de varios cilindros, es la suma de la fuerza desarrollada por todos los cilindros, que se utilizan para la operación de prensado directo. Aquellos cilindros, que no implican el prensado deseado, pero realizan un trabajo secundario

como el llenado de material y expulsión, etc., no se consideran al calcular la capacidad de prensado de la prensa

- **Presión de Trabajo:** Es la presión a la cual la bomba suministra aceite al sistema hidráulico en operación normal de trabajo.
- **Presión Máxima:** Esta es la presión máxima a la que se puede operar el sistema sin sobrecargarlo. Por encima de esta presión, las válvulas hidráulicas podrían funcionar mal y la estructura de la prensa podría deformarse. Por lo tanto, por seguridad, el sistema hidráulico está diseñado para una presión máxima y funciona a la presión de trabajo, que es inferior a la presión máxima.
- **Velocidad de Ram:** Generalmente Ram tiene tres velocidades. Velocidad de aproximación rápida, velocidad de prensado lenta y velocidad de retorno rápida. Para reducir el tiempo del ciclo de operación, los paquetes de energía hidráulica están diseñados de tal manera que podrían entregar un alto flujo de aceite a baja presión y un flujo de aceite comparativamente bajo y controlado a alta presión. Esto permite que el ariete del cilindro hidráulico se desplace a mayor velocidad sin carga y disminuya la velocidad para realizar la operación de prensado. La alta velocidad de aproximación a la que viaja Ram y se acerca al material que se va a prensar se denomina velocidad de aproximación rápida. La velocidad comparativamente lenta y controlada a la que Ram presiona el material se denomina velocidad de prensado. La velocidad de retorno alta a la que se retrae el ariete se denomina velocidad de retorno rápido (Tubúrcio, 2020).

- **Tiempo de ciclo:** Este es el tiempo que tarda la prensa en completar un ciclo de producción. Incluye el tiempo de carga del material, el tiempo de acercamiento rápido del ariete, el tiempo de prensado lento, el tiempo de procesamiento, el tiempo de retorno rápido y el tiempo necesario para descargar el componente terminado. En algún momento, la prensa hidráulica debe mantenerse comprimida durante un tiempo predeterminado para fines de calentamiento, enfriamiento o curado. El tiempo durante el cual el material se mantuvo comprimido se denomina tiempo de procesamiento. Por ejemplo, la baquelita se mantiene comprimida en condiciones calientes para termoestables. En el moldeo por inyección de plástico, los moldes se mantienen cerrados después de la inyección de plástico fundido para fines de enfriamiento. Los paneles de fibra de vidrio simplemente se mantienen comprimidos sin calentamiento ni enfriamiento para el curado (Nishida y Días, 2022). El tiempo de ciclo inactivo es la suma del tiempo de acercamiento rápido, el tiempo de prensado lento y el tiempo de retorno rápido (o el tiempo que tarda la prensa en completar un ciclo inactivo sin realizar ninguna operación productiva). El tiempo de ciclo da un juicio sobre la producción de la prensa por hora o por turno. Mientras que el tiempo de ciclo inactivo da una idea de la velocidad y el rendimiento de la prensa en comparación con otras prensas.
- **Modos de funcionamiento:** Modo automático, Modo semiautomático y Modo manual. Estos términos se usan cuando el panel de control se usa en una prensa hidráulica.

- **Modo automático:** El modo automático [Modo automático de operación] es ese estado o condición de la máquina en el que si solo se presiona una vez el "botón de inicio de ciclo", la máquina pasará automáticamente a través de toda la secuencia de operación, y después de completar un ciclo automáticamente inicia el próximo ciclo y sigue repitiéndolo. La prensa seguirá funcionando y repitiendo los ciclos de producción hasta que se detenga manualmente o reciba una señal de parada del temporizador, contador, arreglo de alimentación o recolección de material o sistema de protección de la máquina contra sobrecalentamiento, obstrucción del filtro, etc. Prensas hidráulicas para estampado de laminación, máquina de bruñido, etc. funcionan en este modo (Barbosa, 2022).
- **Modo semiautomático:** El modo semiautomático (modo semiautomático) es similar al modo automático, pero la prensa se detiene después de completar un ciclo de producción. Para el siguiente ciclo, se debe presionar de nuevo "cycle start push bottom". La máquina de moldeo por inyección de plástico, la prensa de moldeo de baquelita y las prensas de moldeo de caucho funcionan en este modo.
- **Modo Manual:** En este modo, todas las operaciones se realizan presionando el pulsador correspondiente. Tan pronto como se suelta el botón, el ariete se detiene. Este modo también se denomina modo de avance lento, ya que el ariete se puede operar durante una pulgada o una fracción de pulgada de carrera según

la voluntad de operación. Este modo también se utiliza para configurar la presión antes de cambiar al modo semiautomático o automático. Prensas para platos, prensas para enderezar y generalmente operadas en modo manual.

1.3.4. Ventajas de las prensas hidráulicas

- **La fuerza total por toda la carrera:** Se logra mantener una fuerza constante a lo largo de toda la carrera, a diferencia de las prensas mecánicas donde esta fuerza se concentra únicamente al final del recorrido. La ventaja de este enfoque radica en eliminar la necesidad de realizar cálculos precisos de la presión del tonelaje al inicio de la carrera. Por ende, no es necesario adquirir una prensa de 200 toneladas para alcanzar una presión efectiva de 100 toneladas (Peña y Toscano, 2019).
- **Más capacidad a menos costo:** Es sabido que adquirir ciertos niveles de capacidad es más accesible y económico en el caso de las prensas hidráulicas. La longitud de la carrera es especialmente beneficiosa en términos de costos. Las carreras de 12, 18 o 24 pulgadas son bastante habituales y su extensión puede aumentarse fácilmente. Además, es viable incrementar el claro máximo con un gasto reducido. Incluso, es altamente factible instalar mesas (platinas) de mayores dimensiones en prensas más pequeñas o ampliar el tamaño de cualquier platina existente (Queiroz et al., 2019).
- **Menos el costo de compra:** En términos de potencia y fuerza, no hay ninguna otra máquina que ofrezca la misma fuerza a un precio equivalente.

- **Menos costo de mantenimiento:** Las prensas hidráulicas se caracterizan por su diseño simple, con pocas piezas móviles y un constante lubricado con un fluido de aceite bajo presión. En las escasas ocasiones de avería, generalmente se trata de problemas menores, como el sello, la bobina solenoide o, en ocasiones, una válvula, componentes que son fácilmente reemplazables. El atractivo no solo radica en el menor costo de estas partes, sino también en la capacidad de repararlas sin la necesidad de desmontar piezas de gran tamaño, lo que reduce los tiempos de mantenimiento y minimiza el impacto en la producción (González et al., 2022).
- **Seguridad de sobrecarga incluida:** En una prensa de 100 toneladas, si se calibra una fuerza de 100 toneladas, no existe el riesgo de dañar los troqueles o la propia prensa debido a una fuerza excesiva. Esto se debe a que, al alcanzar el máximo de fuerza permitida, se activa automáticamente una válvula de seguridad.
- **Mayor flexibilidad en control y versatilidad:** Las prensas hidráulicas ofrecen una gran flexibilidad en cuanto al control, permitiendo ajustar parámetros como la fuerza, la carrera, el tiempo de trabajo y secuencias de movimientos. Esto posibilita el uso de velocidades rápidas para la aproximación y velocidades más lentas para el trabajo en sí, lo que ofrece ventajas en términos de productividad y cuidado de las herramientas utilizadas. En una prensa hidráulica, es posible controlar una amplia gama de variables, tales como la profundidad, la distancia de aproximación, los tiempos de trabajo e incluso una secuencia completa de operaciones mediante el uso de temporizadores, alimentadores, calentadores, entre

otros dispositivos. Es por esta versatilidad que una prensa hidráulica no se limita únicamente a movimientos ascendentes y descendentes, como suele hacerlo una prensa mecánica (Splendor, 2019).

- **Fuerza:** La capacidad de una prensa hidráulica para realizar una amplia variedad de trabajos se debe a su capacidad de aplicar diferentes niveles de fuerza. Estas tareas incluyen el embutido profundo, la reducción, la formación de polímeros, el estampado, el troquelado, el punzonado, el prensado, el ensamblaje ajustado y el enderezado. Además, se emplea de manera efectiva en procesos como el formado de sinterizado de ruedas abrasivas, la adhesión, el brochado, la calibración de diámetros, la compresión de plásticos y caucho (goma, hule) y en troqueles de transferencia.
- **Tamaño:** A pesar de que una prensa común de 20 toneladas tenga unas dimensiones de 1.7 metros por 0.7 metros por 1.5 metros, una prensa de 200 toneladas solo mide 2.1 metros por 1.2 metros por 2 metros. A pesar de tener diez veces la capacidad, es apenas un poco más grande; la prensa más grande crece solo un 50% adicional. A medida que aumenta la fuerza, se vuelve más eficiente en términos de tamaño, en comparación con las prensas mecánicas.
- **Menos gastos en herramientas:** Además de la protección incorporada, lo mismo se aplica a las herramientas. Es posible fabricar estas herramientas de acuerdo con las tolerancias específicas de un trabajo dado y luego ajustar la fuerza de la prensa hidráulica en función de estas especificaciones. La reducida incidencia de impactos y vibraciones contribuye a prolongar la vida útil de las herramientas.

- **Menos ruido:** Debido a la menor cantidad de piezas móviles y la ausencia de una rueda volante, el nivel de ruido generado por una prensa hidráulica es considerablemente menor en comparación con una prensa mecánica. Cumpliendo con los estándares establecidos, incluso a su máxima presión, las bombas de las prensas hidráulicas producen ruidos por debajo de los límites establecidos en las Normas Federales. Además, es posible minimizar aún más el ruido controlando la velocidad del vástago para que se desplace a través del trabajo de manera más lenta y silenciosa.
- **Seguridad:** La seguridad no implica que las prensas hidráulicas sean intrínsecamente más seguras que las mecánicas. Ambas pueden ser seguras si se instalan y se usan de manera adecuada. Sin embargo, las prensas hidráulicas, al contar con controles a dos manos y protectores enlazados, pueden ser diseñadas para ofrecer una mayor seguridad gracias al control completo proporcionado por el sistema hidráulico.

2. CAPÍTULO II: DISEÑO DEL CUERPO DE PRENSA

2.1. ANTECEDENTES

La parte más difícil y arriesgada del diseño, en una prensa, es el diseño del "Press-body". Esto se debe a que no podemos definir fácil y claramente el tipo y la magnitud de la fuerza que actúa sobre cualquier miembro estructural del cuerpo de la prensa.

Para simplificar el trabajo de diseño teórico tomamos los siguientes pasos.

1. Simplificamos el patrón de fuerza que actúa en una estructura de prensa e ignoramos las complejas fuerzas de acción y reacción que actúan sobre varios miembros estructurales.
2. Tomamos un alto factor de seguridad y sobrediseñamos varios miembros estructurales, considerando que la carga completa del cilindro actuará sobre ellos. Mientras que, en realidad, otros miembros compartirán la carga.
3. Intentamos calcular la dimensión de una sección estándar, a saber; Sección en I, sección en caja y placa vertical, para soportar la fuerza desarrollada por el cilindro.

Antes de proceder al cálculo del diseño real, se revisarán algunos de los conocimientos básicos de ingeniería, que son esenciales para el propósito del diseño.

2.1.1. Esfuerzo de flexión:

Cuando una carga estática o dinámica actúa sobre cualquier parte de la prensa hidráulica, junto con un esfuerzo cortante simple, de tracción, de compresión, también desarrolla un esfuerzo de flexión. Considere una viga sujeta a un momento de flexión M como se muestra en la figura

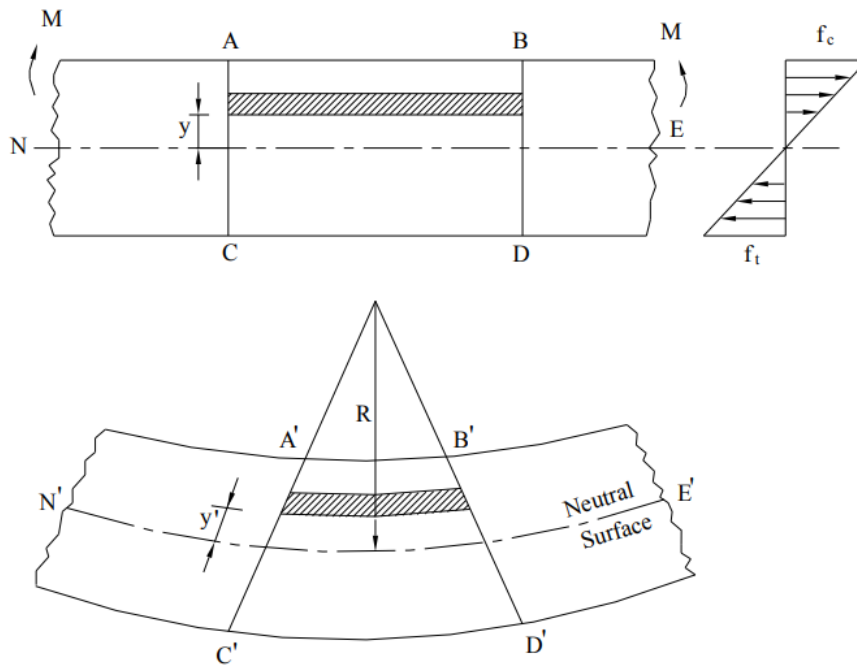


Figura 7. Viga sujeta a un momento de flexión

Fuente: (Moreda, 2020)

Debido al momento de flexión, la sección AB estará bajo compresión, la sección CD está bajo tensión. En el NE la sección no está ni bajo tensión ni compresión. Esta superficie se llama superficie neutra. La intersección de la superficie neutra con cualquier sección transversal normal de la viga se conoce como eje neutro.

La ecuación de flexión está dada por:

$$\frac{M}{I} = \frac{f_b}{Y} = \frac{E}{R} \quad (1)$$

Dónde:

- M = Momento de flexión en la sección dada
- f_b = Esfuerzo de flexión
- I = Momento de inercia de la sección transversal con respecto al eje neutro.

- Y = Distancia de la superficie neutra a la sección extrema.
- E = Módulo de Young del material de la viga
- R = Radio de curvatura de la viga.
- Z = módulo de sección

De la ecuación anterior, el esfuerzo de flexión está dado por:

$$f_b = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{M}{\frac{I}{y}} = \frac{M}{Z} \quad (2)$$

Para la fórmula del momento de flexión, es posible hacer la siguiente suposición:

1. El material de la viga es perfectamente homogéneo. E isotrópico (es decir, es el mismo material en todas partes y de las mismas propiedades elásticas en todas las direcciones)
2. El material de la viga obedece la ley de Hook.
3. El módulo de Young E es el mismo en tensión y compresión.
4. En caso de sección simétrica, el eje neutro pasa por su centro geométrico. Mientras que en el caso de un centro asimétrico, se debe calcular el centroide y luego se obtiene la distancia de sección extrema.

Tabla 1. Esfuerzo en las secciones de la prensa.

Nº	Sección	Área	Momento de Inserción (I)	Sección Módulo Z=I/y

1		$b \cdot h$	$I_{xx} = bh^3 / 12$ $I_{yy} = bh^3 / 12$	$Z_{xx} = bh^2 / 6$ $Z_{yy} = bh^2 / 6$
2		$\pi/4 \cdot d^2$	$I_{xx} = I_{yy} = \pi d^4 / 64$	$Z_{xx} = \pi d^3 / 32$
3		$hb - h_1b_1$	$I_{xx} = (bh^3 / 12) - (b_1h_1^3 / 12)$ $I_{yy} = (bh^3 / 12) - (b_1h_1^3 / 12)$	$Z_{xx} = (bh^3 - b_1h_1^3) / 6h$ $Z_{yy} = (bh^3 - b_1h_1^3) / 6b$
4		$hb - h_1b_1$	$I_{xx} = (ah^3 / 12 - a_1h_1^3) / 12Z$	$Z_{xx} = (ah^3 - a_1h_1^3) / 6h$

Fuente: (Moreda, 2020)

2.1.2. Límite de fatiga y resistencia:

Cuando un material se somete a esfuerzos repetidos. Falla en tensiones muy por debajo de las tensiones del punto de fluencia. Este tipo de falla de un material se conoce como fatiga. El fallo suele estar causado por la formación progresiva de grietas que suelen ser finas y de tamaño microscópico, y que se desarrollan debido a la marca de la herramienta durante el mecanizado (Norton, 2010).

Una muestra pulida estándar se somete a flexión cíclica en una máquina de prueba de fatiga. Cuando se traza un gráfico de tensión y número de ciclos. Se encuentra que el material no fallará cualquiera que sea el número de ciclos, por debajo de un cierto nivel de tensión. Este esfuerzo se conoce como límite de

resistencia o fatiga (f_e). Para el acero, el límite de fatiga es la mitad de su tensión última de tracción. El límite de fatiga aumenta con el aumento del acabado superficial del material (Nishida y Días, 2022).

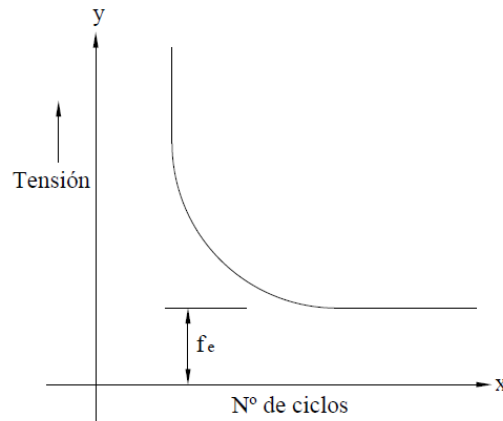


Figura 8. Tensión vs n° de ciclos.

Fuente: (Moreda, 2020)

2.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL

A partir de la definición del diseño estructural de la prensa se creó el modelo estructural para análisis elástico lineal. Así, se creó un modelo simplificado (Figura 9) y con la ayuda del software Ftool se encontraron los esfuerzos internos y el comportamiento esperado de la estructura bajo la acción de las cargas consideradas.

Utilizando las ecuaciones de tracción, compresión y flexión plana, se calcularon las tensiones normales, de flexión y de corte del modelo matemático. El objetivo de este análisis fue facilitar la interpretación de los resultados de un análisis lineal más complejo (discreto) utilizando el software Ansys, utilizando un modelo 3-D (Figura 9.C). El dimensionamiento de los tramos de chapa se estimó en base a

los requisitos de construcción de prensas con la misma capacidad de carga (50T), fabricadas en acero AISI 1020 y concordancia con la norma ASME.

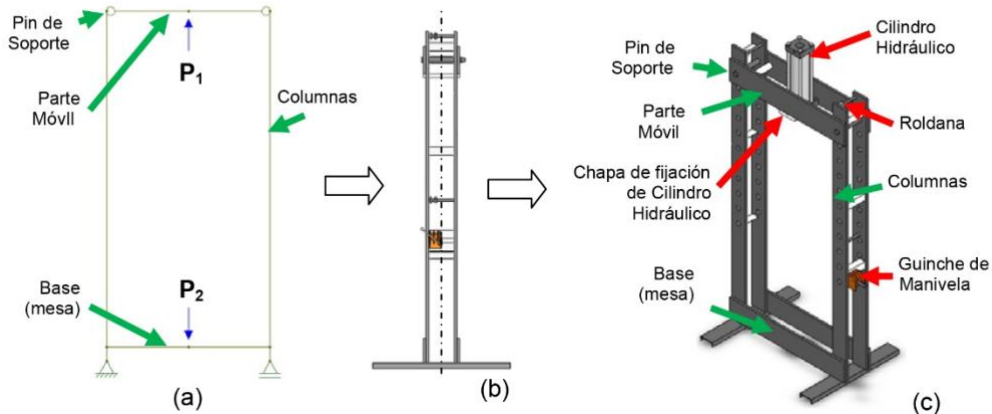


Figura 9. Modelos de la estructura de la prensa con ajuste máximo

Nota: simplificación en 2-D (a), eje de simetría adoptado en el modelo CAD (b) y modelo CAD en vista isométrica (c).

Fuente: Elaboración propia

Para encontrar la configuración final de la estructura se considerarán los siguientes factores: las condiciones máximas y mínimas de operación, las propiedades y dimensiones de los materiales (placas, perfiles, barras), la evaluación de los resultados de los análisis estructurales (tensiones, factores de seguridad), cantidad de material a fabricar y el coeficiente de seguridad. Se realizarán varias simulaciones y en cada una de ellas se evaluarán varias modificaciones dimensionales hasta encontrar el factor de seguridad mínimo estipulado. Luego se compararán los resultados con diferentes materiales (Tabla 2).

Tabla 2. Propiedades mecánicas de los aceros utilizados en los análisis.

Propiedades/Material	AISI 1020 Laminado a Frío	AISI 1045 Laminado en Frío	AISI 4340 Estandarizado
----------------------	------------------------------	-------------------------------	----------------------------

Masa específica (kg/m ³)	7850	7850	7850
Esfuerzo límite de ruptura (MPa)	420	625	1282
Límite elástico (MPa)	350	530	862
Módulo de elasticidad (GPa)	205	205	205

Fuente: Elaboración propia

Para definir el coeficiente mínimo de seguridad (CS) de la estructura se utilizaron algunos criterios de evaluación y, a través de la ecuación (3) (Norton, 2010) y la Tabla 3, se adoptó un coeficiente mínimo de seguridad, mayor o igual a 2 para la estructura de la prensa:

$$N_{dúctil} = MAX(F_1, F_2, F_3) \quad (3)$$

Dónde:

- $N_{dúctil}$: coeficiente de seguridad para materiales dúctiles;
- F_1 : factor correspondiente a la propiedad material;
- F_2 : factor correspondiente a la condición ambiental del lugar donde se utilizará el material;
- F_3 : factor correspondiente a los modelos analíticos utilizados.

Tabla 3. Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles.

FACTORES UTILIZADOS PARA DETERMINAR UN FACTOR DE SEGURIDAD PARA MATERIALES DÚCTILES		
Información	Calidad de la información	Factor
F1		
Datos de propiedades del material disponibles a partir de pruebas	El material real utilizado fue probado	1.3
	Se encuentran disponibles datos de pruebas de materiales representativos	2
	Se encuentran disponibles datos de pruebas de materiales bastante representativos	3
	Se encuentran disponibles datos de pruebas de materiales poco representativos	5+
F2		
	Son idénticas a las condiciones de prueba del material	1.3

Condiciones ambientales en las que será utilizado	Entorno esencialmente ambiental de la habitación	2
	Entorno moderadamente desafiante	3
	Entorno extremadamente desafiante	5+
F3		
Modelos analíticos de carga y estrés	Los modelos han sido probados mediante experimentos	1.3
	Los modelos representan con precisión el sistema	2
	Los modelos representan aproximadamente el sistema	3
	Los modelos son aproximaciones burdas	5+

Fuente: (Norton, 2010)

En los análisis estructurales realizados las cargas se caracterizaron por ser las cargas de reacción del amortiguador sobre la estructura de la prensa bajo la acción de la carga ejercida por el cilindro hidráulico y en todos los modelos, el efecto de la fricción entre los pasadores de apoyo de la prensa.

Se despreció la parte móvil de la prensa y los respectivos herrajes en las columnas, caracterizando la rótula en el modelo en dos dimensiones. Para los análisis se consideró la hipótesis de deformación del cuerpo del amortiguador, pero se decidió considerar el amortiguador como un cuerpo rígido, favoreciendo la seguridad del proyecto. Además, todos los análisis se consideraron estáticos, ya que la velocidad de avance del pistón del cilindro hidráulico de la prensa es muy baja (0,25 a 5,88 mm/s).

2.2.1. Análisis Estructural Preliminar

Con ayuda del software Ftool, que utiliza el método de deformación (o método de rigidez, método matricial) para los cálculos estructurales, se encontró el valor de los esfuerzos internos para el modelo simplificado y el comportamiento esperado de la estructura bajo la acción de las fuerzas aplicadas (Figura 10 C).

Con estos resultados y, a través de las ecuaciones (4), (5), (6), (7), se calculó el valor de las tensiones equivalentes de Von Mises en un estado de tensión plano, además del coeficiente de seguridad (usando la Teoría de la Energía de Distorsión) para cada elemento:

$$\sigma_{xx} = \frac{N}{A} + \frac{M\bar{y}}{I_{zz}} \quad (4)$$

Dónde:

- σ_{xx} : esfuerzo normal máximo debido a tracción/compresión y flexión;
- N: esfuerzo normal [N];
- A: área de sección recta [mm²]; M: momento esfuerzo [Nm];
- y: distancia desde el eje neutro de la viga hasta el punto de máxima tensión [mm];
- I_{zz}: momento de inercia del área [mm⁴].

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3V}{2A} \quad (5)$$

Dónde

- $\tau_{m\acute{a}x}$: esfuerzo cortante máximo para una placa de sección rectangular
- V: esfuerzo cortante máximo [N];
- A: área de sección transversal [mm²].

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + 3\tau_{xy}^2} \quad (6)$$

Dónde:

- σ_{eq} : tensión equivalente de von Mises para un estado de tensión plano;

- T_{xy} : igual a T_{max} .

$$n = \frac{Se}{\sigma_{eq}} \quad (7)$$

Dónde,

- n: coeficiente de seguridad;
- Se: límite elástico del material.

Con estas ecuaciones y las situaciones ilustradas en los modelos presentados en las Figura 10.a y Figura 10.b, se definieron las tensiones y coeficientes de seguridad de la estructura para diferentes materiales, teniendo en cuenta todas las simplificaciones y consideraciones establecidas para el análisis preliminar.

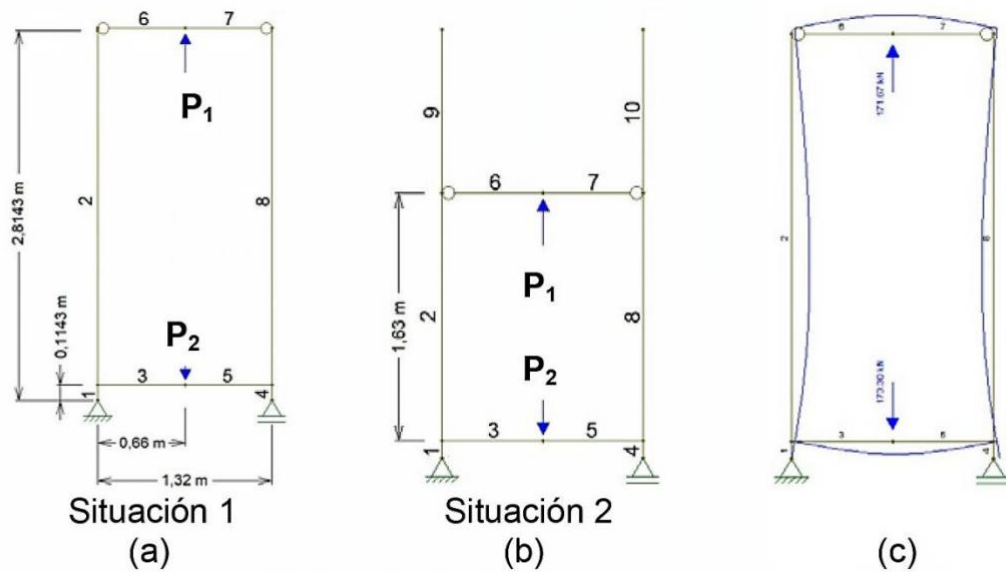


Figura 10. Estudio 2D de modelo simplificado.

Nota: alta regulación (a), baja regulación (b) y comportamiento de la estructura bajo la acción de cargas (c).

Fuente: Elaboración propia

El valor considerado para P1 fue de 271,67 kN, es decir la mitad de la carga máxima del cilindro hidráulico de la prensa y P2 es igual a 273,30 kN, es decir la mitad de la carga máxima de trabajo del cilindro hidráulico de la prensa, sumado al peso del amortiguador y su equipo de fijación.

2.2.2. Análisis estructural: modelo discreto de elementos finitos

Para el análisis estructural lineal del modelo creado en CAD, realizado mediante el método de elementos finitos utilizando el software ANSYS Workbench®, se adoptaron las condiciones de contorno mostradas en la Figura 11 y Figura 12. Para generar la malla a través del software, luego de algunas simulaciones, se seleccionaron las opciones de mayor suavidad (high smoothing), transición lenta, así como otras características con el objetivo de suavizar la malla y asegurar la convergencia de la solución, reduciendo errores.

También se aplicó refinamiento a regiones susceptibles a la concentración de tensiones. Por lo tanto, el software de análisis generó automáticamente una malla de elementos finitos plana triangular de 6 nodos de acuerdo con las opciones definidas (Figura 12b).

En la Figura 11a, las flechas muestran las fuerzas aplicadas a la parte superior móvil (ajustable) de la prensa. Estas fuerzas representan la reacción que provoca el tren de aterrizaje sobre el cilindro hidráulico en las posiciones de los tornillos que lo fijan a la placa de fijación del cilindro hidráulico. Así, sobre cada una de estas zonas correspondientes a estos tornillos se aplicó una fuerza de 163.65 kN (1/4 de la carga máxima de funcionamiento del cilindro hidráulico).



Figura 11. Aplicación de cargas para analizar el modelo CAD.

Nota: parte móvil: 163,65 kN (a), Base herramienta soporte de amortiguación: 654,6 kN (b)

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 11b, la flecha ilustra la fuerza que actúa sobre la base de la herramienta de soporte del amortiguador, la cual es igual a la carga máxima de trabajo del cilindro hidráulico de la prensa sumada al peso del amortiguador más el equipo para fijarlo a la prensa, lo que resulta en aproximadamente 654.6 kN.

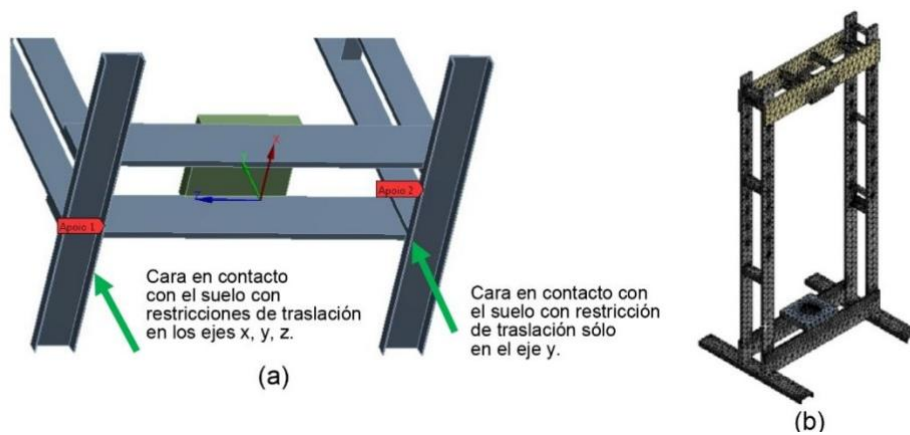


Figura 12. Restricciones de movimiento aplicadas al modelo.

Nota: la figura (a) es la malla de elementos finitos y (b) el plano general.

Fuente: Elaboración propia

2.3.RESULTADOS

A continuación, se muestran los valores de tensión de Von Mises calculados mediante las ecuaciones de tensión plana para las Situaciones 1 y 2 (Figura 10) y los resultados obtenidos de los análisis estructurales del modelo 3-D. Se

observó que el comportamiento de la estructura bajo la acción de cargas en el análisis 3-D fue el esperado, como se ve en la Figura 10c.

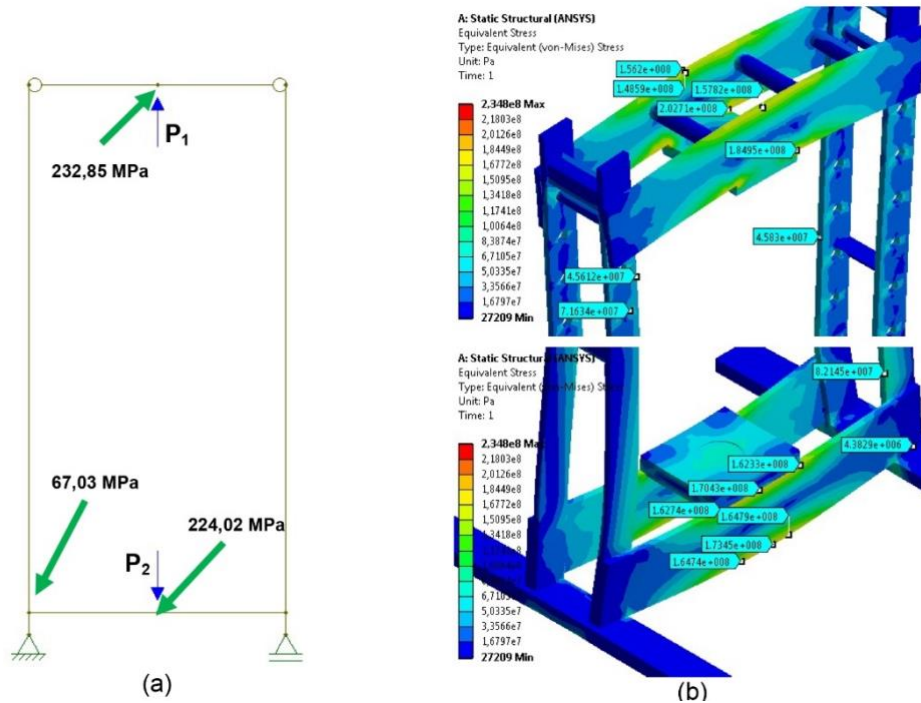


Figura 13. Situación 1: tensiones equivalentes de von Mises:

Nota: a) análisis preliminar simplificado, b) análisis del modelo 3D

Fuente: Elaboración propia

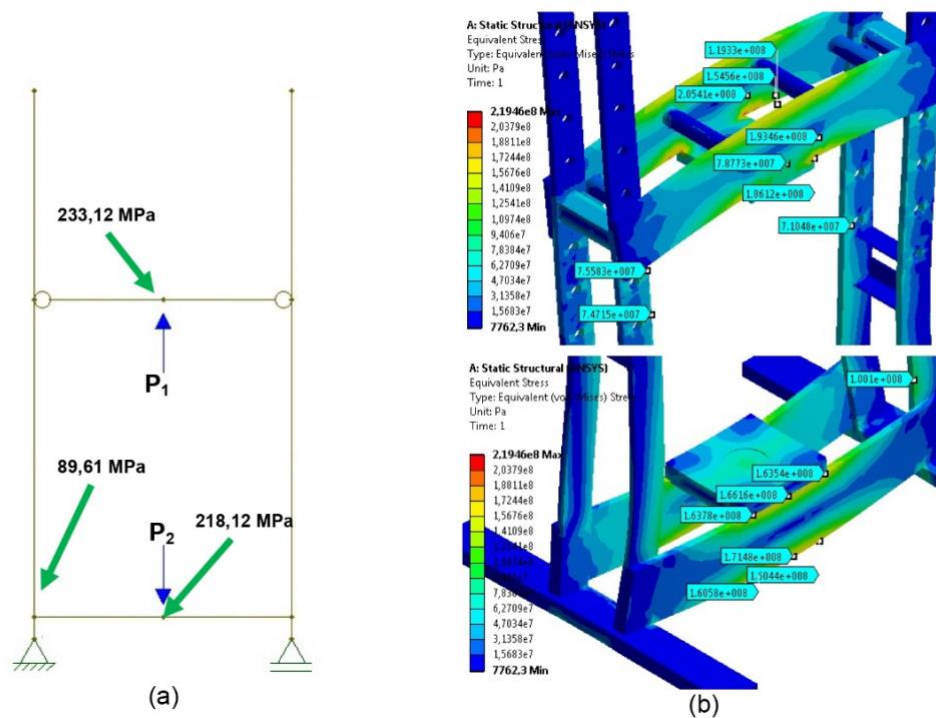


Figura 14. Situación 2: tensiones equivalentes de von Mises:

Nota: a) análisis preliminar simplificado y análisis del modelo 3-D (b).

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4. Resultado del Análisis Estructural: Situación 1.

Situación 1							
Elemento	Dimensión de la sección	Esfuerzo equivalente de Von Mises [MPa]					
		Preliminar			Elementos finitos		
		Material			Material		
		1020	1045	4340	1020	1045	4320
1	25,4 x 127	0,25			0,27		
2	25,4 x 127	67,03			71,63		
3-5	25,4 x 241,3	224,02			173,45		
6-7	25,4 x 241,3	232,85			234,8		
CS mínimo		1,5	2,27	3,7	1,49	2,26	3,67

Fuente: Elaboración propia

El coeficiente mínimo de seguridad (CS) encontrado en la situación 1, a partir del análisis del modelo 3D, para el acero AISI 1020, tomado como base para el dimensionamiento de las placas del modelo, presentó un valor inferior a 2, definido por la Ecuación (3). Para una misma geometría de sección, los

materiales con mayor resistencia al flujo presentan naturalmente una mayor seguridad.

Tabla 5. Resultado del Análisis Estructural: Situación 2.

Situación 2							
Elemento	Dimensión de la sección	Esfuerzo equivalente de Von Mises [MPa]					
		Preliminar			Elementos finitos		
		Material			Material		
		1020	1045	4340	1020	1045	4340
1	25,4 x 127	0,25			0,26		
2	25,4 x 127	89,61			75,58		
3-5	25,4 x 241,3	218,12			171,48		
6-7	25,4 x 241,3	233,12			219,46		
CS mínimo		1,5	2,27	3,69	1,59	2,41	3,92

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 4 y Tabla 5 se puede observar que tanto para la situación 1 como para la situación 2, los resultados indican que los materiales de la estructura no alcanzarán sus respectivos límites de fluencia. Por lo tanto, se realizaron nuevos análisis buscando una mejor relación entre la geometría de las secciones críticas 3-5 y 6-7 (reducción de material) y el coeficiente mínimo de seguridad igual a 2 (según la ecuación (3)). Los resultados de estos análisis se presentan en la Tabla 4.6, donde se observa una variación notable en la altura de la sección de lámina (secciones críticas 3-5 y 6-7) dependiendo del material.

Tabla 6. Relación entre geometría de sección y coeficiente de seguridad (CS).

Material	Sección 3-5 y 6-7	Esfuerzo equivalente de Von Mises [MPa] (promedio de análisis preliminares y de elementos finitos)	CS
AISI 1020	25,4 x 279,4 mm	174,42	2
AISI 1045	25,4 x 228,6 mm	259,14	
AISI 4340	25,4 x 180 mm	426,40	

Fuente: Elaboración propia

2.4. SISTEMA DE AJUSTE DE ALTURA

Esta sección muestra todos los pasos seguidos para diseñar el sistema de ajuste de altura de la prensa, que contiene los siguientes componentes básicos:

- cables de acero;
- clips para cables de acero;
- guinche de manivela;
- poleas;
- ejes de poleas.

2.4.1. Selección de cables de acero

La norma NBR 8400 recomienda que el diámetro mínimo de un cable de acero esté dado por la siguiente expresión:

$$d_c = Q\sqrt{T_c} \quad (8)$$

Dónde:

- d_c : diámetro del cable de acero [mm];
- Q : coeficiente que depende de la clasificación del mecanismo;
- T_c : tensión en el cable [daN].

El valor de tracción en el cable abarca algunos factores, como el rendimiento mecánico del cojinete de la polea, el número de poleas involucradas en el sistema, el número de cables portantes (igual a $(n+1)$ cambios de dirección en el cable), la carga a soportar por el cable y el peso del propio cable de acero y de las poleas, en el caso de poleas móviles.

La carga de servicio, es decir, el peso de la parte móvil (ajustable) de la prensa, sin considerar el peso de los cables y accesorios, se obtuvo mediante una herramienta de propiedades de masa en el software. El sistema estará formado por 2 cables de acero. Por tanto, la carga obtenida para cada cable es igual a 1324,35 N (135 kgf). Con ayuda de la norma CMAA#70 se calculó la tensión en el cable obteniendo 965,3 N (96,53 daN).

Se debe tomar en cuenta que este sistema no soporta el tonelaje total de la maquina y su principio de funcionamiento solo es regular la altura de la mesa y luego esta de asegurar según la altura deseada mediante pines.

Así, resolviendo la ecuación (8), con el valor de $Q= 0,265$ obtenido de la norma NBR 8400 para el caso estudiado, el diámetro mínimo del cable de acero fue de 2,6 mm. El diámetro comercialmente estandarizado, cercano al valor calculado para el diámetro del cable, que se encuentra en los catálogos de los fabricantes es igual a 3,175 mm (1/8").

Previamente se seleccionó el cable de construcción 6x7 (seis patas de 7 hilos cada una), con núcleo de fibra para mayor flexibilidad, diámetro de 3.175 mm (1/8") y con una resistencia a la tracción igual a 5886 N (600 kgf). A partir de la selección previa del cable se calculó el factor de seguridad, cuyo valor recomiendo para cables de cabrestante debe ser igual a 5 (Norton, 2010). El factor de seguridad igual a 6,09 se encontró calculando la ecuación (9)

$$FS = \frac{T_R}{T_C} \quad (9)$$

Dónde:

- FS: factor de seguridad
- TR: carga de rotura del cable de acero [N]
- Tc: tensión en el cable de acero [N].

Por ello se seleccionó el cable tipo 6x7, con alma de fibra, de 6 metros de longitud y otro cable de 5 metros de longitud, con un extremo fijado al tambor del torno de manivela y el otro fijado (a través de las grapas) a las barras. parte de la prensa, pasando por las poleas de soporte.

2.4.2. Selección del guinche de manivela

Existen varios modelos de cabrestantes de manivela en el mercado, pero se tuvo cierto cuidado al elegir el modelo ideal. La norma NBR 8400 recomienda que el diámetro mínimo del tambor de enrollado del cabrestante esté dado por la ecuación 5.3. Resolviendo la ecuación, el diámetro quedó definido como 50,8 mm.

$$D_{et} \geq d_{cp} H_1 H_2 \quad (10)$$

Donde:

- Det: es el diámetro del tambor [mm]
- dcp: diámetro de cable estandarizado [mm]
- H1 y H2: son coeficientes que afectan al diámetro de bobinado de los cables en el tambor, polea igualadora, poleas móviles y fijas, y son función del grupo de clasificación del mecanismo.

Para el proyecto, se decidió que el cabrestante de manivela tendría un mecanismo de bloqueo en los engranajes, para evitar que el tambor de bobinado girara libremente. Así, se optó por un torno de manivela, con una carga de trabajo de al menos 2648,70 N (270 kg) (carga procedente de la estructura móvil de la prensa), mediante un sistema de engranaje y tornillo sin fin, ya que en esta configuración el tornillo sin fin actúa como bloqueo del engranaje del tambor, impidiendo el libre movimiento de la estructura móvil de la prensa.

La Figura 15 muestra el modelo de cabrestante de manivela seleccionado para el proyecto, el cual tiene una capacidad de carga de 5536.64 N (544 kg). Esta capacidad de carga está mucho más allá de lo requerido para el proyecto, sin embargo, el diámetro de su tambor es igual a 50,8 mm (2"), lo que cumple con la restricción mínima calculada para el proyecto.



Figura 15. Cabrestante de manivela con una capacidad de carga de 5536,64 N (544 kg)

Fuente: (Torks, 2021)

2.4.3. Dimensionamiento de las poleas

Las poleas son mecanizadas en acero estructural común AISI 1020 y para el correcto funcionamiento del sistema de ajuste sin dañar el cable de acero, la norma NBR 8400 recomienda que el diámetro mínimo de la polea esté dado por la ecuación (11). El diámetro calculado (D_{ep}) corresponde a 50,8 mm.

$$D_{et} \geq d_{cp} H_1 H_2 \quad (11)$$

Dónde:

- Dep: diámetro de la polea [mm]
- dcp: diámetro de cable estandarizado [mm];
- H1 y H2: son coeficientes que afectan al diámetro de bobinado de los cables en el tambor, polea igualadora, poleas móviles y fijas, y son función del grupo de clasificación del mecanismo.

2.4.4. Dimensionamiento de ejes de polea

La posición crítica en relación a la resistencia de los ejes de las poleas es cuando la parte móvil de la prensa se encuentra en su mínima altura, cuando el ángulo entre las patas de uno de los cables de soporte es de aproximadamente $1,37^\circ$.

La Figura 16, muestra un diagrama esquemático de los esfuerzos en el eje más tensionado, llevando el ángulo de $1,37^\circ$ a 0° , a favor de la seguridad. Considerando el eje de la polea como una viga de sección circular apoyada en ambos extremos, se calcularon las reacciones y así se encontró que el momento en la sección crítica es igual a 128.08 Nm. Utilizando la ecuación (12) de Shigley, para calcular ejes sometidos a cargas estáticas bajo esfuerzos de flexión y torsión, se calculó el diámetro del eje de las poleas que soportan los cables de acero.

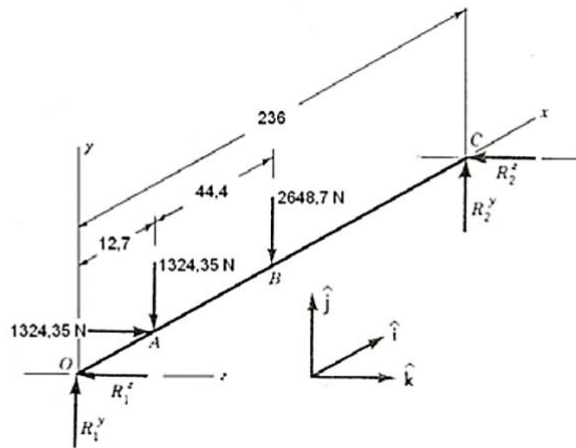


Figura 16. Diagrama de esfuerzo de la barra (eje) que soporta dos poleas.

Fuente: Elaboración propia

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_e} \right) (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Dónde:

- d: Diámetro del eje [m];
- n: Coeficiente de seguridad;
- Si: Límite elástico del material del eje [Pa];
- M: Momento flector en la sección crítica [Nm];
- T: Momento del torsor en la sección crítica [Nm].

Por seguridad se consideró un par de torsión en el eje de la polea, igual a la tensión en el cable multiplicada por el radio de la polea, lo que da como resultado 33.64 Nm. Para una barra de acero AISI 1020 con un límite de fluencia de 350 MPa y un coeficiente de seguridad adoptado igual a 2, el diámetro mínimo del eje de la polea resultó ser de 19,75 mm. Aproximadamente a los valores disponibles comercialmente para barras de acero, el diámetro del eje de la polea seleccionado es 20,64 mm (13/16").

3. CAPÍTULO III: DISEÑO DE CONTROL AUTOMÁTIZADO

3.1. CONDICIONES ACTUALES DEL PROYECTO

- Prensa hidráulica tipo “H”
- Accionamiento: Control eléctrico bimanual Capacidad (Ton): 50
- Carrera del pistón (mm): 400 mm
- Velocidad de avance (cm/seg): 6,0
- Velocidad de retorno (cm/seg): 8,0

Tabla 7. Condiciones actuales del proyecto

Elemento	Dimensión de la sección	Esfuerzo equivalente de Von Mises [MPa]					
		Preliminar			Elementos finitos		
		Material			Material		
		1020	1045	4340	1020	1045	4320
1	25,4 x 127	0,25			0,27		
2	25,4 x 127	67, 03			71,63		
3-5	25,4 x 241,3	224, 02			173,45		
6-7	25,4 x 241,3	232, 85			234,8		
CS mínimo		1,5	2,27	3,7	1,49	2,26	3,67

Fuente: Elaboración propia

3.2. PLANO HIDRÁULICO

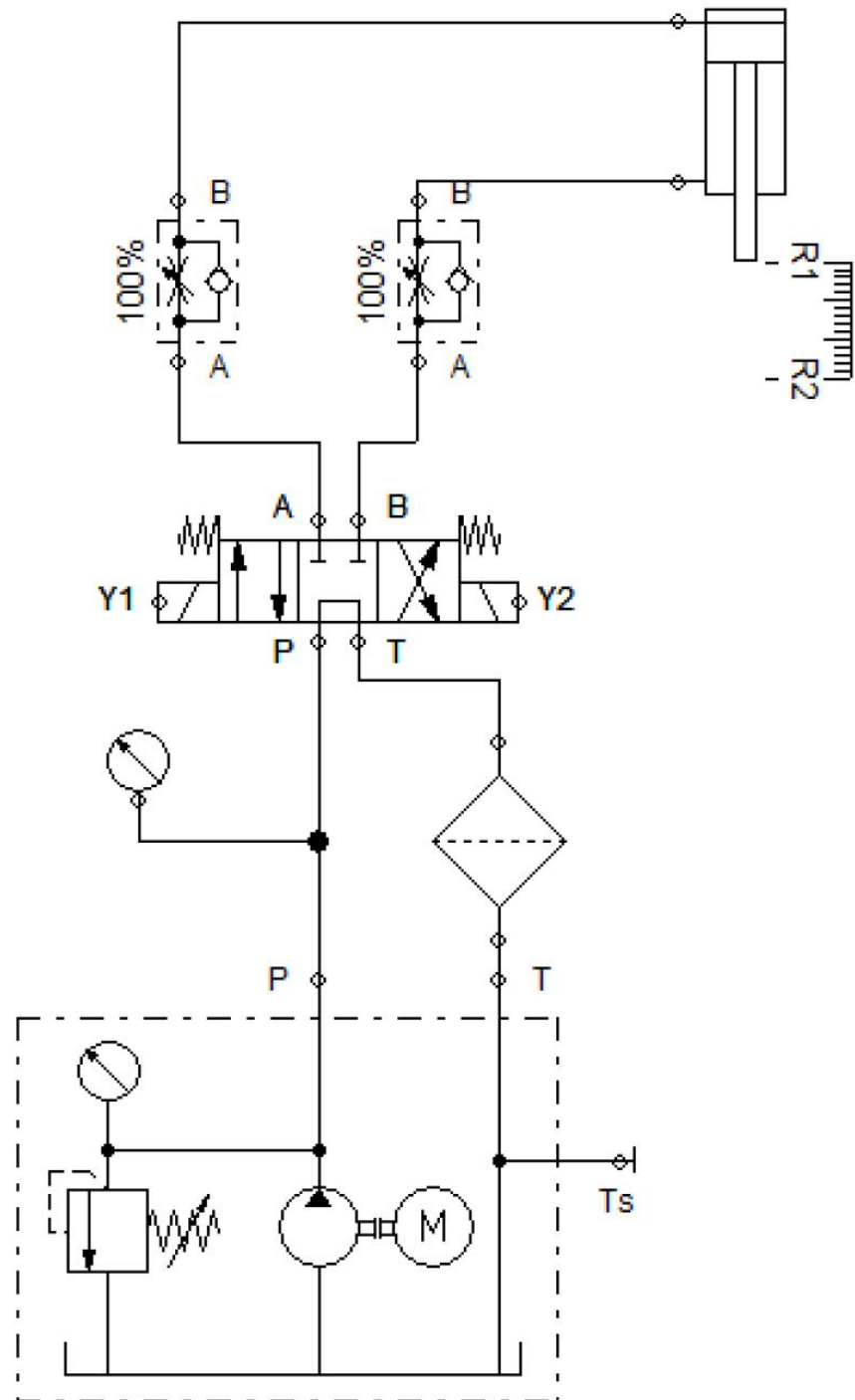


Figura 17. Circuito hidráulico de la prensa.

Fuente: Elaboración propia

3.3. SELECCIÓN DE EQUIPOS DE POTENCIA

3.3.1. Selección de actuador o cilindro

Todo proceso de selección de equipos para una prensa hidráulica comienza con la elección del actuador hidráulico, ya que este define la fuerza requerida durante la operación y las velocidades necesarias, luego de elegir el actuador se deben elegir los demás componentes del proyecto. Se seleccionó el actuador de doble efecto de Zhejiang Handa Machinery, modelo HRO, con una presión máxima de funcionamiento de 1050 bar (105 MPa), diámetro de pistón de 100mm, diámetro de vástago de 50 mm y carrera de 400 mm, brida tipo ME5.



Figura 18. Cilindro de doble efecto modelo HRO

Fuente: Elaboración propia

Con el actuador seleccionado, se calculó la presión de operación necesaria para obtener la fuerza deseada de 50,000 kgf. Se utilizó la ecuación de fuerza directa:

$$F_{av}(kvf) = P \left(\frac{Kgf}{cm^2} \right) \cdot Ap(cm^2) \quad (13)$$

En este caso, para calcular la fuerza de avance se utiliza el área del pistón, que viene dada por:

$$Ap(cm^2) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (14)$$

El área encontrada fue de 78,54 cm²

Luego de encontrar el área del pistón se encontró la presión de trabajo necesaria de 636.31 kgf/cm², convertida a la unidad de bar, es decir multiplicada por 0.9804, ya que el manómetro elegido indica la presión del sistema en bar, entonces la presión de trabajo utilizada es 625 bar. Para calcular la fuerza de retorno del cilindro también se utilizó la ecuación (13), sin embargo, para calcular la fuerza de retorno se debe utilizar el área de retorno o “área de corona”, la cual se calculó con la siguiente ecuación:

$$A_{ret} = Ap (cm^2) - Ah (cm^2) \quad (15)$$

Sabiendo que el área del pistón encontrada fue de 78,54 cm² y el área de la varilla fue de 19,63 cm², el área de la corona es de 58,90 cm². Entonces la fuerza de retorno del cilindro es de 37500 kgf.

3.3.2. Definición de la bomba y motor

La bomba hidráulica seleccionada fue una bomba de engranajes externos tipo V2P/11, Unidireccional Horario, Tamaño: 16,5 cm³, Brida: SAE A 2 agujeros Ø82.5, distancia entre centros 106.4 mm, Eje: Chavetero recto Ø15.87 mm, Conexiones: IN-3/4" BSP - OUT-1/2" BSP. Presión: 260 bar, Presión max: 300 bar.



Figura 19. Bomba de engranajes exteriores - xv2p/11

Fuente: Aero, 2021

Para calcular el caudal de la bomba se utilizó la ecuación:

$$Q \left(\frac{l}{min} \right) = \frac{V(cm^3) \cdot n(min^{-1}) \cdot \eta_{vol}}{1000} \quad (16)$$

El volumen nominal de la bomba encontrada en su catálogo es de 16,5 cm³, la rotación del motor que la impulsa es de 1740 rpm y el rendimiento volumétrico es del 95%, el valor de caudal encontrado fue de 27,3 l/min. Luego de obtener el caudal de la bomba, fue posible calcular el tiempo de avance y retorno del vástago del cilindro mediante la ecuación:

$$t(s) = \frac{A(cm^2) \cdot L(mm) \cdot 6}{Q \left(\frac{l}{min} \right) \cdot 1000} \quad (17)$$

Para calcular el tiempo de avance se utilizó el área del pistón y para calcular el tiempo de retorno se utilizó el área de la corona. Los tiempos de avance y retorno de la varilla encontrada fueron, respectivamente, 6,9 s y 5,1 s. También se calculó la velocidad de avance y retorno de la varilla, ambas con la siguiente ecuación:

$$v \left(\frac{cm}{s} \right) = \frac{Q \left(\frac{cm^3}{s} \right)}{A(cm^2)} \quad (18)$$

Al igual que en el caso del cálculo del tiempo de avance y retorno del vástago, se utiliza el área del pistón para la velocidad de avance y el área de la corona para la velocidad de retorno.

Los valores encontrados fueron: velocidad de avance 5,8 cm/s y velocidad de retorno 7,7 cm/s. El motor eléctrico utilizado para accionar la bomba fue el motor eléctrico trifásico WEG modelo W21 IP55 con una potencia de 7,5 hp, 60 Hz y una velocidad nominal de 1740 rpm.

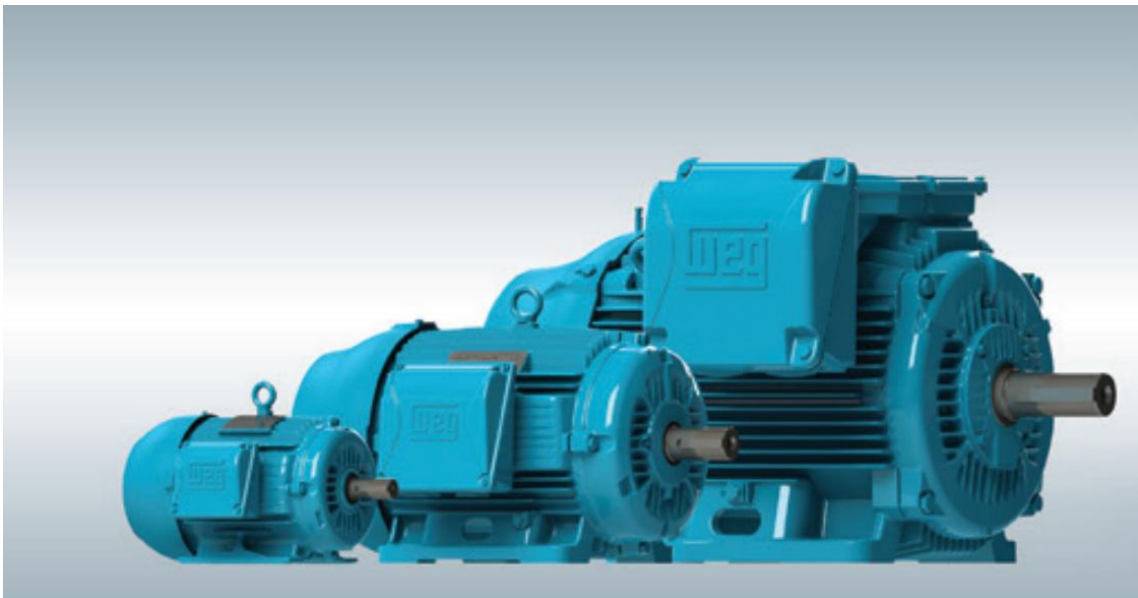


Figura 20. Motor trifásico WEG 7,5 hp, 60 Hz y 1740 rpm.

Fuente: (Motores WEG W22, 2018)

La selección de este motor se basó en la ecuación de potencia motriz de la bomba:

$$N(cv) = \frac{Q \left(\frac{l}{min} \right) \cdot P \left(\frac{kgf}{cm^2} \right)}{456} \quad (19)$$

La potencia motriz encontrada fue de 7,5 CV. Para unir el motor y la bomba se utilizó un acople comercial de la marca Madeflex, los acoples son elementos de transmisión de una máquina con el objetivo de unir dos extremos (ejes) de diferentes equipos transmitiendo fuerza. Están compuestos por dos cubos simétricos de fundición gris y un elemento elástico alojado entre ellos.

Esta configuración hace que el acoplamiento sea capaz de ser torsionalmente elástico y flexible en todas las direcciones, absorbiendo vibraciones, choques, desalineaciones radiales, axiales y angulares; protegiendo así el equipo acoplado. Se seleccionó el modelo GR82, el cual puede mecanizarse con un diámetro interno máximo de 38 mm, el cual cumplió con el proyecto debido a que el eje del motor es de 28 mm y el eje de la bomba es de 18 mm.

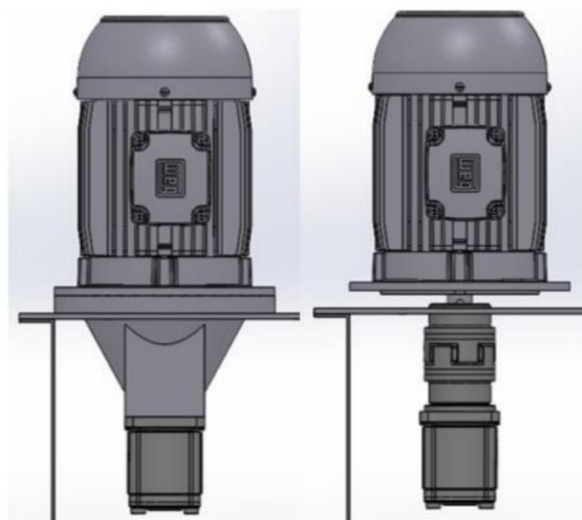


Figura 21. Conjunto de motor y bomba acoplados (imagen derecha con brida oculta)

Fuente: Elaboración propia

3.4. SELECCIÓN DE VALVULAS

3.4.1. Válvula de control direccional

En primer lugar, se seleccionó el tipo de válvula direccional a utilizar, ya que esta tiene la función de dirigir el fluido a través de las partes del sistema. Para la aplicación del proyecto de prensa hidráulica se determinó la válvula de control direccional Bosch Rexroth modelo 4WE6 g/EG24, tipo 4/3 vías con doble solenoide de corriente continua de 24 V y centrada por resorte. Su presión máxima de trabajo es de 350 bar y caudal máximo de 80 l/min.

Esta válvula tiene un centro cerrado con recirculación del caudal de la bomba, es decir, cuando no está activada, el fluido recircula a la bomba con el objetivo de preservar la vida útil de la bomba, evitando que se sobrecaliente.

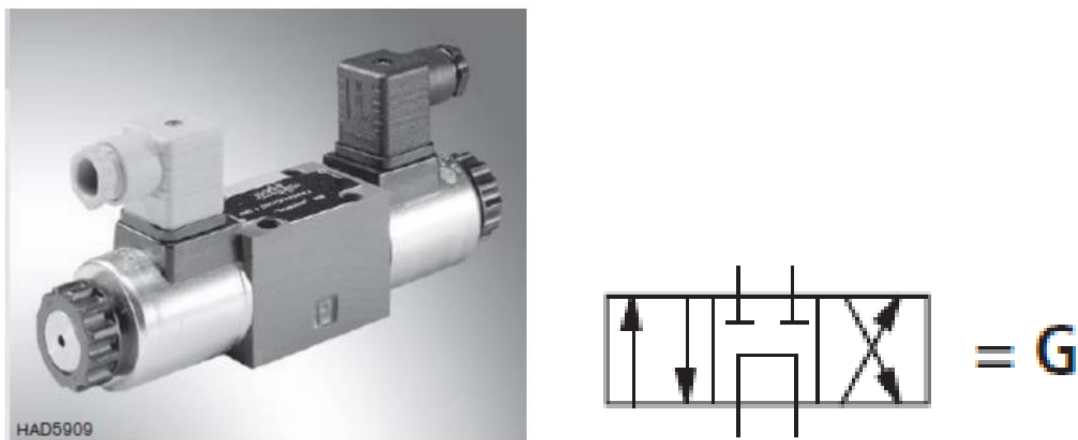


Figura 22. Válvula de control direccional modelo WE 6

Fuente: (Bosh Retrox, 2021)

3.4.2. Válvula limitadora de presión

La válvula limitadora de presión tiene la función básica de limitar o determinar la presión del sistema hidráulico. Para la función dada del equipo diseñado, que requiere una presión de 625 bar, según ecuación(13), se seleccionó la válvula

limitadora de presión Bosch Rexroth, de operación directa y con una presión máxima de operación de 700 bar.



Figura 23. Válvula limitadora de presión 700 Bar

Fuente: (Bosh Retrox, 2021)

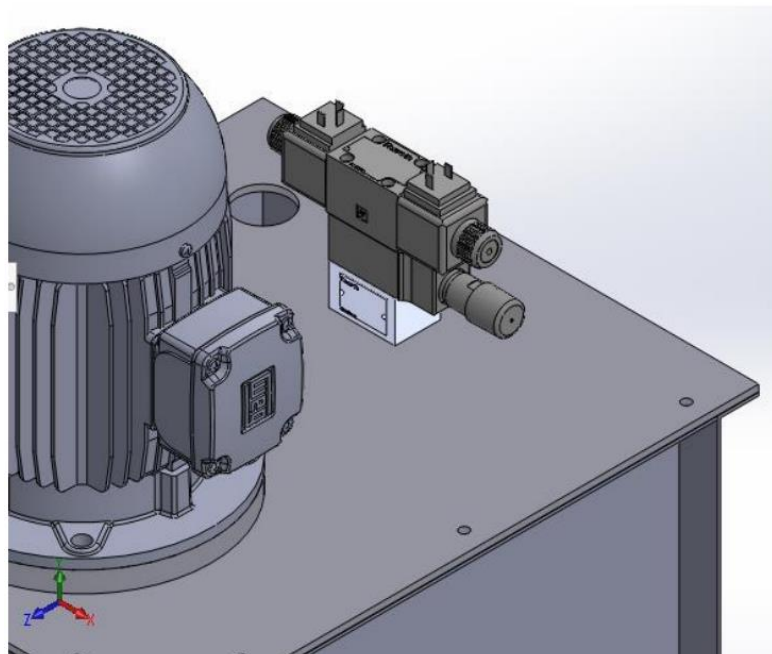


Figura 24. Montaje del colector con las válvulas en el depósito.

Fuente: Elaboración propia

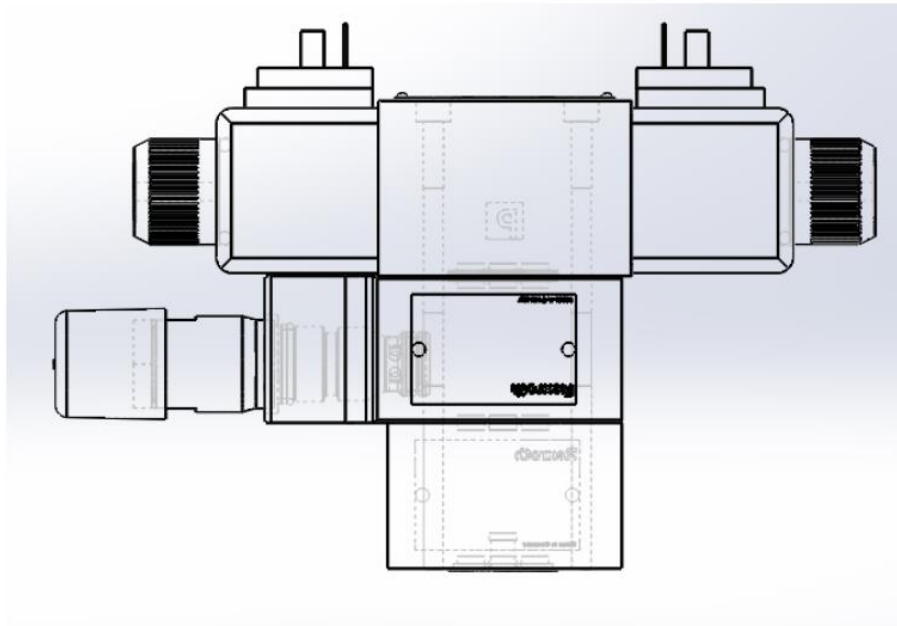


Figura 25. Conjunto de válvula

Fuente: Elaboración propia

3.4.3. Válvula limitadora de flujo

La válvula limitadora de caudal permite ajustar la velocidad del vástago del actuador, limitando el caudal de fluido manualmente, mediante un estrechamiento de sección regulable. Se seleccionó la válvula estranguladora de caudal Bosch Rexroth tipo MK6 G, presión máxima de funcionamiento 315 bar y caudal máximo 400 l/min. Esta válvula tiene retorno libre, es decir, cuando el flujo pasa en sentido contrario a la válvula, el fluido pasa a través de ella sin restricción.

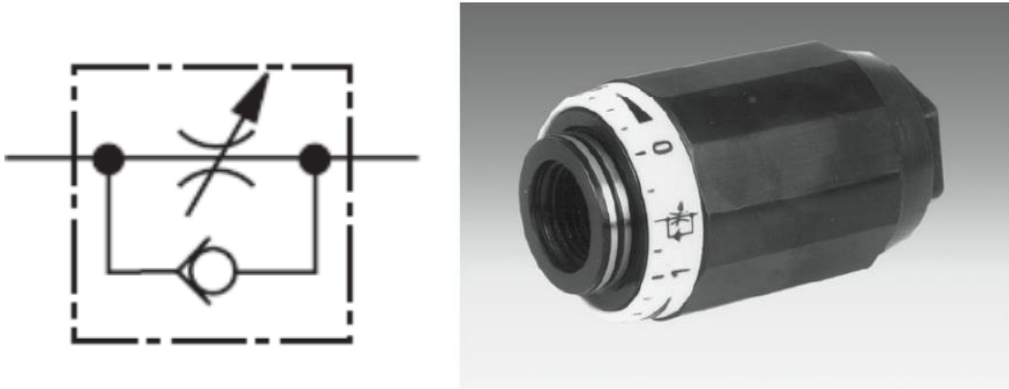


Figura 26. Válvula estranguladora de caudal tipo MK

Fuente: (Bosh Retrox, 2021)

3.4.4. Definición del reservorio

El tamaño del yacimiento de aceite se dimensionó según Fialho (2019) quien dice que el tamaño debe ser mayor o igual a tres veces el flujo de la bomba. Por tanto, como el caudal de la bomba es de 27,3 l/min, el depósito se diseñó con una capacidad de 82 litros.

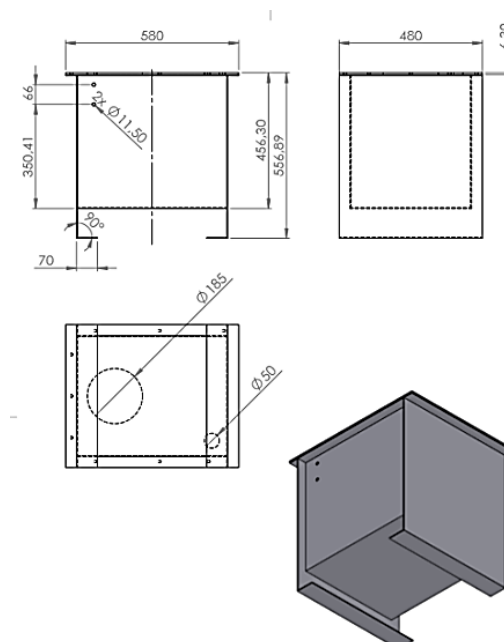


Figura 27. Reservorio de aceite

Fuente: Elaboración propia

3.5. Propuesta de eléctrico del control automatizado

Todo el control eléctrico fue diseñado con baja tensión de 24 V, que establece que los accionamientos que componen el funcionamiento de la máquina deben operar a bajísima tensión de hasta 60 V en corriente continua.

El mando de activación es bimanual con el relé temporizador D1 configurado con un intervalo de 0,5 segundos entre la activación de una botonera y la otra, de modo que la activación que realiza el operador de la prensa es casi simultánea, de modo que mantiene siempre las manos ocupadas. y no lo coloque en la zona de prensado o zona de peligro durante el proceso. Esta medida de seguridad fue tomada para evitar accidentes graves, con base en el párrafo 12.26 de la NR12.

Al presionar los dos botones, B2 y B3 al mismo tiempo, se activará un contactor K4 que dejará pasar la corriente para activar el primer solenoide Y1 de la válvula, iniciando el avance del cilindro.

Debido a que la válvula está centrada mediante un resorte, al soltar cualquiera de los botones, el cilindro se detiene en la posición de avance en la que se encontraba durante la carrera, y sólo vuelve a bajar al presionar ambos botones.

Se colocó un rodillo R2 al final de la carrera del cilindro, de modo que cuando este esté totalmente avanzado, comienza una cuenta regresiva predeterminada de 3 segundos en otro relé temporizador D2, este es el tiempo en el que el cilindro permanecerá aplicando la fuerza de presión, sólo volverá a su posición inicial después de este tiempo, ya que el relé cerrará el contacto D2, permitiendo el paso al solenoide de retorno del cilindro Y2.

Cuando regrese por completo, activará un sensor capacitivo R1 que permitirá que se complete el ciclo de prensado. empezar de nuevo. También se colocó un botón de emergencia B0 que, al activarse, cortará el contacto del contactor K1 y apagará todo el sistema de accionamiento. Para reiniciar el sistema se colocó un botón de reinicio B1.

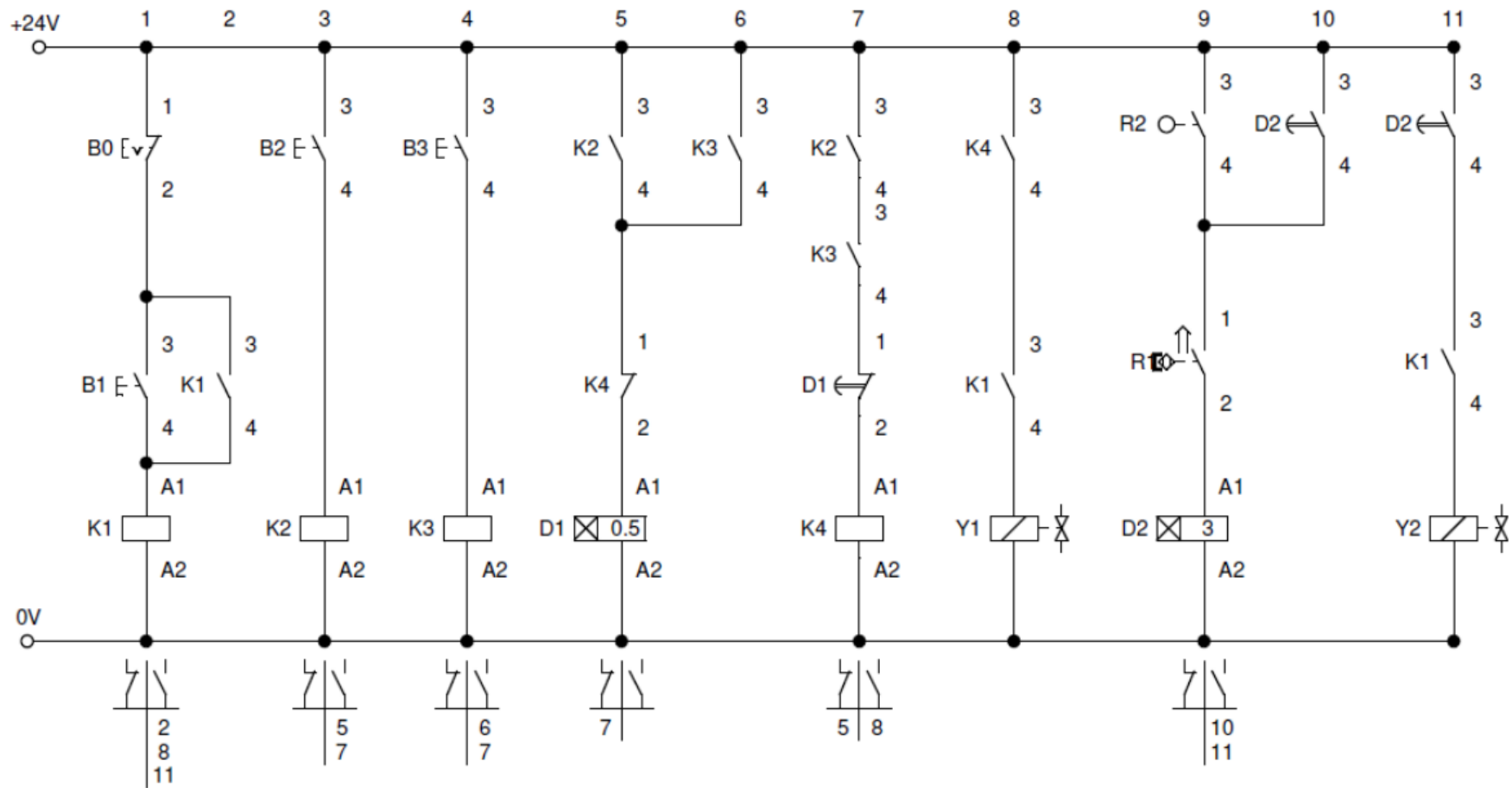


Figura 28. Diagrama eléctrico sistema de control automatizado.

Fuente: Elaboración propia

CONCLUSIONES

- El trabajo se realizó de acuerdo con el objetivo principal, que fue dimensionar y seleccionar correctamente cada componente de la prensa, para que el equipo tenga una larga vida útil. La elección de los componentes hidráulicos se basó en la mano de obra equivalente a 50 toneladas como punto de partida, a partir de este punto se seleccionó el actuador hidráulico y se determinó la presión de trabajo del sistema. Con esta información se seleccionaron los demás componentes como válvulas, filtros, mangueras, bomba y motor, todo de acuerdo con los catálogos del fabricante, de manera de satisfacer las necesidades propuestas en el estudio.
- Los materiales fueron seleccionados en base a simulaciones y cálculos para que pudieran soportar las tensiones debidas a la fuerza de trabajo del equipo. Mediante estudios de elementos finitos se concluyó que algunos componentes mecánicos están sobredimensionados, como la base inferior, la cual tiene un límite de fluencia de 200 MPa, y con la fuerza aplicada, la tensión de von Mises encontrada fue entre 174.4 Mpa a 190 MPa.
- Mediante el cálculo del límite de fatiga de las columnas, se observó que no hay punto de falla en la misma entre mil ciclos y un millón de ciclos, y para futuros proyectos se puede utilizar la misma estructura para una prensa con mayor fuerza de trabajo, rehaciendo los cálculos para saber la fuerza laboral máxima que puede soportar.

RECOMENDACIONES

- A pesar de que el de control automatizado no se realizó, el objetivo se logró, ya que a través de análisis, cálculos y simulaciones se justificó la selección de cada componente y se logró el diseño constructivo del equipo. Como sugerencia para futuros proyectos se puede realizar un estudio del coste de fabricación y viabilidad de construcción de la prensa con vistas a la competitividad con el mercado. O un estudio con nuevos materiales a menores costes, siempre y cuando se mantengan las mismas configuraciones diseñadas.

BIBLIOGRAFÍA

- Arguello, A., y Torres, K. (2021). *Diseño y construcción de un equipo de moldeo térmico para la elaboración de platos biodegradables a partir del bagazo de la Caña de azúcar (Saccharum officinarum)*. [Tesis de pregrado publicada] Escuela Superior Politécnica de Chimborazo: <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/14994>
- Barbosa, J. (2022). *Digitalização da leitura dos dados de uma prensa hidráulica para ensaios destrutivos em laboratório de materiais de construção*. [Tesis de pregrado en línea] INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DA PARAÍBA: <https://repositorio.ifpb.edu.br/handle/177683/2476>
- Borgato, J. (2022). *Projeto e dimensionamento de uma prensa hidráulica tipo c automatizada*. [Tesis de pregrado en línea] Universidade Federal de Uberlândia: <https://repositorio.ufu.br/handle/123456789/35033>
- Cañigual, O. (2022). *Medición de tensiones internas de materiales metálicos laminados en geometría cilíndrica y cónica*. [Teis de pregrado en línea] Escola d'Enginyeria de Barcelona Est - Grau en Enginyeria de Materials : <http://hdl.handle.net/2117/365708>
- González, R., Zamudio, C., Piña, J., Trujillo, J., y Tinoco, F. (2022). Diseño de prensa hidráulica para reciclar polietileno de alta densidad (HDPE) en forma de placas. *Ciencia Nicolaita*, 86. <https://doi.org/10.35830/cn.vi86.682>
- Hikari, K., Gustavo da Cruz, V., Kimie, C., y Assad, N. (2020). Desenvolvimento de uma prensa hidráulica com chapa aquecedora. *Congresso Brasileiro de Engenharia de Produccion*.
- Landau, y Lifshitz. (2021). *Mecánica de fluidos*. Reverté.

- Lima, A., Lima, A., y Cruz, F. (2023). *Proyecto de prensa Hidráulica Motorizada*. [Tesis de pregrado en línea] Associação Educativa Evangélica RDI-AEE: <http://repositorio.aee.edu.br/jspui/handle/aee/20723>
- Martín, A. (2023). *Apuntes de Mecánica de Fluidos*. Archivo Digital UPM: <https://oa.upm.es/72462/>
- Montiel, J., Jiménez, E., Borja, C., y Muñoz, Y. (2023). Mecánica de fluidos. *Ingenio Y Conciencia Boletín Científico De La Escuela Superior Ciudad Sahagún*, 10(20), 100. <https://doi.org/10.29057/escs.v10i20.10741>
- Moreda, P. (2020). *Ingeniería de Manufactura*. Área Departamental Mecánica — Universidad Nacional de la Plata Facultad de Ingeniería.
- Neves, C., Akutagawa, K., Matsuda, C., y Assad, N. (2021). DESARROLLO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA CON PLACA CALENTADORA PARA LA PRODUCCIÓN DE HOJA DE CELERON. *Sistema Electrónico de Gestión de Eventos UFGD*, 2(2).
- Nishida, L., y Días, G. (2022). ESTUDIO DE PROYECTO PARA EL CUMPLIMIENTO DE LA NR 12 DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DESTINADA A PRUEBAS DE LABORATORIO. *Revista Sitefa*, 5(1), 50-59. <https://doi.org/10.33635/sitefa.v5i1.227>
- Norton, R. (2010). *Machine Desing: An Integrate Aproach*. Pearson.
- Peña, F., y Toscano, J. (2019). *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*. [Tesis de pregrado en línea] Universidad Técnica de Ambato: <https://repositorio.uta.edu.ec/handle/123456789/29535>
- Queiroz, A., Rocha, I., Monteiro, G., Aparecida, M., y Aparecida, R. (2019). ESTUDIO DE LA TÉCNICA DE ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UNA PRENSA HIDRÁULICA MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (FEM). *Revista Sitefa*, 2(1), 141-151. <https://doi.org/10.33635/sitefa.v2i1.84>

- Quiroz, G. (2019). *Diseño de prensa hidráulica para ensamblaje de camisetas a bloque de cilindros en el maquicentro del Instituto de Educación Superior Tecnológico Público Pedro Ortiz Montoya - Celendin*. [Tesis de pregrado en línea] Universidad César Vallejo: <https://hdl.handle.net/20.500.12692/35917>
- Ruales, A. (2021). *Introduction to Hydraulic Systems*. Departamento de ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE: https://www.researchgate.net/profile/Anthony_Ruales/publication/350735315_Introduccion_a_los_Sistemas_Hidraulicos_una_Revisio_n_Sistemati_ca_de_la_Literatura_Introduction_to_Hydraulic_Systems_a_Systematic_Review_of_the_Literature/links/606f49484585150fe993a
- Sánchez, S., Pineda, G., y Tangirala, K. (2020). Diseño, fabricación e instalación de una prensa hidráulica manual. *TEPEXI Boletín Científico De La Escuela Superior Tepeji Del Río*, 7(13), 9-12. <https://doi.org/10.29057/estr.v7i13.5131>
- Splendor, P. (2019). *O estudo de uma estratégia de manutenção para uma prensa hidráulica-pneumática*. [Tesis de pregrado en línea] Universidade Federal Do Rio Grande Do Sul: <https://www.lume.ufrgs.br/handle/10183/197423>
- Tubúrcio, M. (2020). *ADEQUAÇÃO DE PRENSA HIDRÁULICA VERTICAL COMPACTADORA DE PAPELÃO A NR-12*. [Tesis de pregrado en línea] Repositorio Unis: <http://repositorio.unis.edu.br/handle/prefix/1511>
- Uthui, M. (2022). *Dimensionamento de um accionamento eléctrico para uma prensa hidráulica da Ermoto, Lda*. <https://doi.org/http://monografias.uem.mz/handle/123456789/3125>
- Zamora, J. (2021). *Diseño e Implementación de una Prensa Hidráulica de Platos Calientes para el Conformado de Membranas Poliméricas utilizadas como Electrolitos en Pilas de Combustible*. [Tesis de posgrado en línea] Universidad Politécnica de Valencia: <http://hdl.handle.net/10251/176975>

Anexos

Compra de estructura



Moldes de planchas



Cilindro reciclado



Corte de palanca para la prensa



Trabajo en soldadura



Revisión de manómetro

