

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Reacondicionamiento y Optimización de Dobladora Manual de Láminas

INGE-2409

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingenieros en Mecánica

Presentado por:

Segundo Dennys Carrera Patiño

Kenneth Josué Alejandro Solorzano

Guayaquil - Ecuador

Año: 2023

Dedicatoria

Este proyecto lo dedico a Dios en primer lugar por todas las bendiciones que ha derramado sobre mi vida y por darme la fuerza para superarme cada día.

A mi familia entera, pero en especial a mi madre Carmen y a mi padre Segundo que siempre se mantuvieron apoyándome en todo momento y han sido el pilar más fundamental en mi formación como persona.

A mi hija Francesca y a mi esposa Génesis por servirme de apoyo e inspiración para seguir creciendo académica y personalmente.

Segundo Carrera Patiño

Agradecimientos

Mi más sincero agradecimiento a mis padres Carmen y Segundo por el apoyo emocional y económico durante toda la etapa universitaria.

A mis tutores Juan Peralta y Ernesto Martínez, gracias a su guía técnica y académica fue posible desarrollar este proyecto.

A todo el personal que conforma el CDTS por el apoyo durante todo el proceso de materia integradora, pero en especial al Ing. Xavier Ladines por el asesoramiento técnico durante el desarrollo del proyecto.

Segundo Carrera Patiño

Declaración Expresa

Nosotros Segundo Carrera Patiño y Kenneth Alejandro Solórzano reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores. La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí/nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 6 de febrero del 2024.



Segundo Carrera P.



Kenneth Alejandro S.

Evaluadores

Emérita Delgado Plaza, PhD

Profesor de Materia

Ernesto Martínez Lozano, Msc

Tutor de proyecto

Juan Peralta Jaramillo, PhD

Tutor de Proyecto

Resumen

En este proyecto se llevó a cabo en 2 fases el primer referente al reacondicionamiento de la máquina para su operatividad y la segunda en el desarrollo de un circuito hidráulico para optimizar su operación

La finalidad de este proyecto abarca el reacondicionamiento de la dobladora mediante el uso de técnicas de ingeniería inversa, es decir entendiendo los mecanismos de las dobladoras manuales de láminas y empleando técnicas de manufactura e ingeniería para determinar las dimensiones y materiales de los elementos faltantes para su puesta en marcha, la importancia de este proyecto se refleja en la utilidad para el taller del CDTs puesto que sirve para formar parte de la pequeña línea de producción de productos metálicos.

Para el reacondicionamiento se realizó la inspección de la máquina, luego se determinaron los elementos faltantes tales y los procesos necesarios tales como soldadura y esmerilado para las partes de la máquina que lo necesitaban.

Para el sistema hidráulico se determinó las dimensiones de los elementos y sus rangos de operación para que el sistema funcione de manera que pueda proporcionar la fuerza de doblado necesaria para una plancha de acero ASTM A36 de 3 mm de espesor

Se determinó que los espesores mínimo y máximo de planchas a doblar en la máquina es de 0,4 mm y 3 mm, con un ángulo máximo de doblado 130° para dicho rango de espesores respecto a la posición inicial de la sección que es doblada tomando como 0° el plano horizontal de la mesa estructural.

Los cilindros diseñados son de 20 cm de carrera y 4 cm de diámetro con una presión máxima de 1326 psi.

Palabras Clave: fuerza, esfuerzo, elementos, cilindros, hidráulico

Abstract

In this project, it was carried out in 2 phases, the first referring to the reconditioning of the machine for its operability and the second in the development of a hydraulic circuit to optimize its operation.

The purpose of this project covers the reconditioning of the bender using reverse engineering techniques, that is, understanding the mechanisms of manual sheet benders and using manufacturing and engineering techniques to determine the dimensions and materials of the missing components for their replacement. Once implemented, the importance of this project is reflected in the usefulness for the CDTS workshop since it serves to form part of the small production line of metal products.

For the reconditioning, the inspection of the machine was carried out, then the missing elements such as and the necessary processes such as welding and grinding were determined for the parts of the machine that needed it.

For the hydraulic system, the dimensions of the elements and their operating ranges are determined so that the system works in a way that can provide the necessary bending force for a 3 mm thick ASTM A36 steel plate.

It was determined that the minimum and maximum thickness of plates to be bent in the machine are 0.4 mm and 3 mm, with a maximum bending angle of 130° for that range of thicknesses with respect to the initial position of the section that is bent, taking as 0° the horizontal plane of the structural table.

The designed cylinders have a 20 cm stroke and 4 cm diameter with a maximum pressure of 1326 psi.

Keywords: force, bending, cylinders, hydraulic, components

INDICE GENERAL

Resumen.....	i
Abstract.....	ii
Indice de Tablas	vii
Abreviaturas.....	viii
Simbología.....	ix
Indice de Ilustraciones	x
Capítulo 1.....	14
1.1 Introducción	2
1.2 Descripción del problema	2
1.4 Objetivos	5
1.4.1 Objetivo general.....	5
1.4.2 Objetivos específicos	5
1.5 Marco teórico	5
1.5.1 Dobladora de Láminas de Acero.....	5
1.5.2 Sistema de Transmisión de Energía.....	6
1.5.3 Esfuerzo de Flexión	8
1.5.4 Conformado de Metales.....	8
1.5.5 Diagrama: Esfuerzo – Deformación	9

1.5.6 Esfuerzo cortante.	10
1.5.7 Momento Flector.....	11
1.5.8 Resistencia Última	12
1.5.9 Resistencia a la fluencia.....	12
1.5.10 Metales y Aleaciones	13
Capítulo 2.....	14
2. Metodología	15
2.1 Introducción	15
2.2 Diagrama de Flujo del Proyecto.....	15
2.3 Valoración de Partes del Equipo.....	18
2.4 Requerimientos de Diseño	22
2.5 Factores de Influencia	22
2.6 Alternativas para Selección de Mecanismo de Movimiento para Cortina.....	23
2.6.1 Alternativa 1: Sistema Mecánico	23
2.6.2 Alternativa 2: Sistema Hidráulico.....	24
2.6.3 Alternativa 3: Sistema Neumático	24
2.7 Alternativas para Selección de Mecanismo de Fijación de Plancha.....	24
2.7.1 Alternativa 1: Escuadras Manuales.....	24
2.7.2 Alternativa 2: Escuadras Hidráulicas.....	25
2.7.3 Alternativa 3: Escuadras Neumáticas	25

2.8 Matriz de decisión.....	25
2.9 Sistema de Transmisión de Movimiento.....	27
2.9.1 Datos Disponibles.....	27
2.9.2 Fuerza y Momento de Doblado.....	28
2.9.3 Cilindros Hidráulicos para la Cortina.....	32
2.9.4 Elementos del Sistema Hidráulico.....	37
2.10.5 Bosquejo del Circuito Hidráulico del Sistema de Movimiento.....	51
2.10.6 Diseño de Forma.....	54
Capítulo 3.....	55
3.1 Introducción.....	56
3.2 Resultados.....	56
3.2.1 Resultados Teóricos de Fuerzas y Reacciones.....	56
3.2.2 Ubicación de Acople para Cilindros.....	63
3.2.3 Fuerza de Cilindros Hidráulicos.....	65
3.2.4 Esfuerzo en la Estructura.....	66
3.2.5 Resultados Hidráulicos.....	67
3.2.6 Elementos Faltantes y Adecuación.....	76
3.3 Análisis de Costos.....	87
3.3.6 Costos Directos.....	87
3.3.7 Costos Indirectos.....	89

3.3.8 Costos Totales.....	90
3.4 Pruebas de Funcionamiento	90
3.5 Hoja Técnica	91
Capítulo 4.....	93
4. Conclusiones y Recomendaciones	94
4.1 Conclusiones	94
4.2 Recomendaciones.....	96
Referencias.....	97
Anexos	99
Anexo A	99
Anexo B	109

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Factores de Influencia para el Diseño	22
Tabla 2 Comparación entre Pares para Criterios de Selección	25
Tabla 3 Matriz de Decisión: Sistema de Movimiento	26
Tabla 4 Matriz de Decisión: Sistema de Fijación	26
Tabla 5 Datos Físicos de la Estructura.....	27
Tabla 6 Distancia de Apoyo para los Cilindros Hidráulicos.....	65
Tabla 7 Datos de Entrada.....	67
Tabla 8 Resultados de la Simulación	67
Tabla 9 Costo de los elementos para Reacondicionar la Máquina	88
Tabla 10 Costo de Los servicios Asociados al Reacondicionamiento de la máquina	89
Tabla 11 Costo de los elementos para el sistema de optimización de la dobladora	89
Tabla 12 Costos Indirectos.....	90
Tabla 13 Costos Totales.....	90
Tabla 14 Pruebas de Funcionamiento	90
Tabla 15 Datasheet de la Dobladora Manual de Laminas	92
Tabla 16 Elementos Faltantes y Reacondicionamiento	104
Tabla 17 Propiedades Físicas del Material de la Plegadora.....	109
Tabla 18 Configuración de Malla	109
Tabla 19 Resistencia del Material.....	109
Tabla 20 Fuerza Suministrada	109
Tabla 21 Fuerzas y Pares de Reacción Resultantes	110

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
SMAW	Soldadura de Metal por Arco Protegido
CDTS	Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
D.C.L	Diagrama de Cuerpo Libre
ISO	International Organization for Standardization

Simbología

Nm	Newton Metro
Pa	Pascal
psi	Libras por Pulgadas Cuadrada
m	Metro
mm	Milímetro
kg	Kilogramo

INDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Diagrama Esfuerzo vs Deformación.....	10
Ilustración 2 Cargas Transversales	11
Ilustración 3 Fuerza Cortante.....	11
Ilustración 4 Diagrama de Flujo del Proceso de Diseño.....	17
Ilustración 5 Dobladora Manual del CDTS Vista Frontal	18
Ilustración 6 Dobladora Manual de Láminas Vista Izquierda	19
Ilustración 7 Sistema de Escuadras de Troquel y Cortina (Lado Izquierdo)	20
Ilustración 8 Sistema de Escuadras de Troquel (Lado Derecho).....	21
Ilustración 9 Vista Inferior de Cortina (Levantada).....	21
Ilustración 10 Doblado con Punzón y Troquel Abierto	29
Ilustración 11 Diagrama de Cuerpo Libre Plancha de Acero	30
Ilustración 12 Fuerza Cortante y Momento Flector en una Viga.....	31
Ilustración 13 Cilindros Hidráulicos.....	32
Ilustración 14 Partes de un Cilindro Hidráulico	34
Ilustración 15 Puntos de Análisis para acople de los Cilindros Hidráulicos	35
Ilustración 16 Triángulos de Distancias y Acoples.....	36
Ilustración 17 Fuerza Producida por el Cilindro y Momento de Reacción.....	36
Ilustración 18 Símbolo ISO de Válvula Reguladora de Presión	38
Ilustración 19 Construcción de una Válvula Reguladora de Presión. Recuperado de.....	39
Ilustración 20 Símbolo ISO de Estrangulación Fija y Variable	40
Ilustración 21 Construcción de una Válvula de Estrangulación	41
Ilustración 22 Símbolo ISO de Válvula Direccional	43

Ilustración 23 Válvula Manual de 4 vías y 3 posiciones.	43
Ilustración 24 Símbolo Filtro Hidráulico ISO	45
Ilustración 25 Filtro Hidráulico de Retorno en un Sistema Real	45
Ilustración 26 Símbolo ISO de Bomba Hidráulica	46
Ilustración 27 Bomba de Engranajes en Sección Transversal	46
Ilustración 28 Símbolo ISO de un Motor Eléctrico	48
Ilustración 29 Acoplamiento entre un Motor y Bomba	48
Ilustración 30 Símbolo ISO de depósito Hidráulico	50
Ilustración 31 Partes de un Tanque Hidráulico.....	50
Ilustración 32 Esquema Hidráulico Sistema de Movimiento de Cortinas	53
Ilustración 33 Vista Isométrico de Dobladora con Cilindros Hidráulicos	54
Ilustración 34 Vista Lateral de la Dobladora con Cilindros Hidráulicos	54
Ilustración 35 Diagrama de Cuerpo Libre Resuelto (Prueba Inicial)	58
Ilustración 36 Diagrama de cuerpo Libre de la plancha a Doblar (Prueba inicial).....	58
Ilustración 37 Diagrama de Momento Flector [Nm] Vs Longitud [m]	59
Ilustración 38 Diagrama de Cuerpo Libre con Reacciones y Fuerzas	59
Ilustración 39 Diagrama de Cuerpo libre con las Reacciones resultantes en A.....	60
Ilustración 40 Diagrama de Cortante [Nm] vs Longitud [m]	61
Ilustración 41 Diagrama de Momento Flector [Nm] Vs Longitud [m]	62
Ilustración 42 Simulación de Elementos Finitos Esfuerzos de Von Mises	66
Ilustración 43 Mangueras Hidráulicas	68
Ilustración 44 Acoples Hidráulicos.....	69
Ilustración 45 Diagrama de Moody	72

Ilustración 46 Valores Recomendados de Rugosidad	72
Ilustración 47 Coeficientes para Pérdidas Menores en Válvulas.....	73
Ilustración 48 Punzón en Dobladora de Acero	76
Ilustración 49 Placa de Acero luego de ser Cortada con Laser.....	77
Ilustración 50 Mandrinado de los Soportes en el Torno CDTS.....	77
Ilustración 51 Taladrado del Agujero para Perno de Ajuste en el Taladro de Banco.....	78
Ilustración 52 Machueleado de ½” en los Agujeros para Pernos de Ajuste	79
Ilustración 53 Preparación de Laterales en la Dobladora	79
Ilustración 54 Soporte Colocado En el Lateral de la Dobladora	80
Ilustración 55 Soldadura entre Troquel y Escuadra Lateral.....	81
Ilustración 56 Corrección de Fugas de Asentamiento	81
Ilustración 57 Propiedades Físicas del Modelado 3D.....	82
Ilustración 58 D.C.L Fuerzas que actúan en el soporte	83
Ilustración 59 D.C.L Fuerzas en Equilibrio a 180°	84
Ilustración 60 Esfuerzos en el Soporte y Perno de Ajuste	86
Ilustración 61 Factor de Diseño en el Soporte y Perno de Ajuste	86
Ilustración 62 Dobladora Manual de Láminas Reacondicionada	87
Ilustración 63 Plano de Placa Punzón.....	99
Ilustración 64 Planos de Escuadra de Leva.....	100
Ilustración 65 Propiedades de Cortina del Troquel.....	101
Ilustración 66 Retiro del Eje del Troquel.....	101
Ilustración 67 Eje Averiado	102
Ilustración 68 Platina en Proceso de Soldadura	102

Ilustración 69 Planchas de Hierro Negro en Proceso de Soldadura.....	103
Ilustración 70 Planchas de Hierro Negro Soldadas.....	103
Ilustración 71 Ficha Técnica Perno SAE J429 Grado 5	105
Ilustración 72 Características de Válvula Reguladora de Caudal.....	106
Ilustración 73 Ficha Técnica de Válvula de Regulación de Presión.....	107
Ilustración 74 Datasheet Curva Caída de Presión vs Caudal Válvula Direccional.....	108
Ilustración 75 Tensión de Von Mises en la Estructura	110
Ilustración 76 Primera Tensión Principal	111
Ilustración 77 Tercera Tensión Principal.....	112
Ilustración 78 Desplazamiento.....	113
Ilustración 79 Coeficiente de Seguridad	114
Ilustración 80 Tensión XX.....	115
Ilustración 81 Tensión XY.....	116
Ilustración 82 Tensión XZ.....	117
Ilustración 83 Tensión YY.....	118
Ilustración 84 Tensión YZ.....	119
Ilustración 85 Tensión ZZ.....	120
Ilustración 86 Desplazamiento X.....	121
Ilustración 87 Desplazamiento Y.....	122
Ilustración 88 Desplazamiento Z.....	123
Ilustración 89 Deformación Equivalente	124
Ilustración 90 Primera Deformación Principal	125

Capítulo 1

1.1 Introducción

En la industria manufacturera local, las dobladoras de acero forman parte fundamental de los equipos y máquinas utilizados para el conformado de metales y sus aleaciones. A pesar de que existen algunos tipos de máquinas dobladoras, todas cumplen el mismo método de funcionamiento, en ellas se debe fijar una plancha de acero, que pueden ser desde 1 mm hasta 8 mm de espesor, sobre un molde que tiene la forma deseada del doblado, en V, L o con algún ángulo específico que se requiera, para posteriormente aplicar una fuerza vertical con un punzón, generalmente de hierro fundido, que ejercerá una presión sobre la plancha deformándola permanentemente adaptándose a la forma del molde escogido

El CDTS ubicado en la FIMCP posee una dobladora manual de placas de acero, en desuso y aparente estado de avería, se desea en el futuro volverla operativa. Sin embargo, el requerimiento específico del cliente es que utilice un sistema auxiliar para poder doblar las planchas de acero con un espesor de hasta 3 mm.

1.2 Descripción del problema

Las dobladoras de acero, dependiendo del tamaño y el tipo tienen un rango de doblado relacionados al espesor y la longitud de la lámina. Se pretende reacondicionar una dobladora manual y transformar su sistema de transmisión de potencia manual, a uno más ergonómico y simple de utilizar para el operador. El sistema de transmisión de potencia se deberá diseñar de tal manera que cualquier operador (con mínimo conocimiento acerca del proceso de doblar láminas, y cumpliendo todas las normas de seguridad del taller) pueda maniobrarlo sin necesidad de necesitar una segunda persona para que le ayude a doblar las láminas, así será de utilidad para estudiantes, profesores, investigadores, etc. El sistema de transmisión será apoyado por energía eléctrica para realizar el movimiento de las planchas.

El proyecto tiene algunas limitantes a considerar : El tiempo que se tiene para implementar la solución, por lo que está debería ser seleccionada en 1 noviembre del 2023, comenzar a trabajar de manera inmediata ya que se debe adecuar la dobladora para poder anexar el sistema de transmisión de movimiento además el espacio físico probablemente no sea el suficiente para el sistema, esto podría ser contraproducente porque durante la selección se podría no tomar en cuenta circunstancias que recién aflorarán durante el proceso de construcción, e implementación. Recursos económicos, todo el sistema de transmisión de potencia será costado por los autores del proyecto, por lo que la solución a implementar deberá ser la aquella que tenga el mejor equilibrio entre economía y funcionalidad, los sistemas de transmisión de potencia dependiendo del tipo que se seleccione podría rebasar los 1000 dólares americanos, esto también se convierte en una restricción al mismo tiempo porque el cliente busca que la dobladora sea competitiva en precio relativo al mercado local. La disponibilidad de repuestos es otra limitante para el proyecto, esta dobladora aparentemente no fue desarrollada por ninguna empresa que se dedique a desarrollar este tipo de máquinas sino es fruto de un proyecto de la ESPOL, por lo que los repuestos que hacen falta para el mecanismo que podrá ponerla en funcionamiento no se encuentran en ningún lado del mercado, deberá ser mandado a fabricar localmente y el sistema diseñado o adecuado.

1.3 Justificación del problema

El uso de una dobladora de láminas de acero dentro de un taller mecánico es de índole primordial, al ser una maquina relativamente barata y de manipulación simple tiene un amplio uso dentro de la fabricación y recuperación de estructuras metálicas, como soportes de estructuras, marcos de pared, gabinetes, cajas electrónicas, canaletas, uniones, codos, entre otros.

En el ámbito académico la implementación de una dobladora en el taller de la facultad es fundamental. En primera instancia porque permite a los estudiantes de las carreras relacionadas con la ingeniería de materiales y procesos de conformado de metales a conocer de primera mano el doblado de láminas de acero y a utilizarla para realizar proyectos que sean utilizados en pro de la comunidad politécnica y/o la sociedad ecuatoriana, la facultad de ingeniería mecánica y ciencias de la producción (FIMCP) en ESPOL cuenta con carreras tales como ingeniería en mecánica, industrial, materiales, las cuales están muy relacionadas con estos procesos, no solo en el resultado del proceso sino en el comportamiento del material mientras es sometido a este. En segunda instancia, el cambio del funcionamiento de la dobladora y la implementación del sistema de potencia servirá como ejemplo para el análisis de los estudiantes, tener un precedente acerca del funcionamiento y la implementación de este sistema, esto último es imprescindible para la formación de profesionales en ingeniería mecánica, aquellos que deben implementar soluciones enmarcadas en el análisis físico y desarrollo ingenieril.

En la actualidad el taller mecánico del CDTS cuenta con una dobladora de láminas metálicas en estado de avería, tiene algunas piezas faltantes inclusive y no es posible que funcione ni de manera manual por lo tanto requiere de un reacondicionamiento en donde se la pueda poner en marcha nuevamente, además de optimizar el sistema de transmisión de potencia para el doblado de las láminas cambiándolo de manual al mecanismo o sistema que mejor se ajuste para el confort y seguridad del operador , para esto los estudiantes requerirán aplicar los conocimientos adquiridos en la carrera específicamente en asignaturas relacionadas al proceso de diseño mecánico, análisis estructural y distribución de esfuerzos en la máquina. Con la finalidad de entregar al CDTS una dobladora que beneficie a los mecánicos y estudiantes que trabajan en diferentes proyectos y en la restructuración del área.

Este proyecto cumple con el siguiente objetivo de desarrollo sostenible:

ODS 4 educación de calidad la cual busca “Garantizar una educación inclusiva y equitativa de calidad y promover oportunidades de aprendizaje permanente para todos”.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Adecuar la dobladora manual mediante un análisis de ingeniería inversa para su futura operatividad en el CDTS.

1.4.2 Objetivos específicos

- Aplicar técnicas de ingeniería inversa para la determinación de los elementos y accesorios necesarios para el funcionamiento de la dobladora.
- Diseñar los elementos faltantes del equipo por medio del análisis y criterios de ingeniería y manufactura.
- Realizar ajustes y modificaciones según sea necesario para el aseguramiento precisión y la seguridad en el proceso del doblado de láminas.

1.5 Marco teórico

1.5.1 Dobladora de Láminas de Acero

Las dobladoras de lámina desempeñan un papel crucial en la industria metalúrgica, siendo concebidas con el propósito de dar forma y ajustar láminas de metal a diversas configuraciones. Estos dispositivos, que abarcan desde variantes manuales hasta aquellas impulsadas por tecnología hidráulica / neumática o Control Numérico Computarizado (CNC), aplican fuerza al metal, simplificando su conformación en formas y ángulos específicos. El funcionamiento de las dobladoras de lámina implica ejercer presión sobre el material metálico

laminado al interponerlo entre dos componentes: un punzón ubicado en la parte superior y una matriz en la parte inferior. (Maldonado, 2023)

1.5.2 Sistema de Transmisión de Energía

Si bien el motor es el corazón de todo mecanismo en donde exista una fuente de energía externa, este simplemente transforma la energía eléctrica o química en mecánica, no siempre esta energía puede ser directamente aprovechada para desempeñar la tarea que se desea. Para esto es necesario implementar un sistema que sea capaz transformar esta energía mecánica a la salida del motor en energía aprovechable para realizar el movimiento que se desea. Puede ser un movimiento lineal, de rotación o inclusive una mezcla de ambos. No confundir este concepto general con el concepto exclusivo de transmisión de potencia utilizado en la industria automotriz y de maquinaria pesada que hace referencia a la energía que transmite el motor de combustión a los elementos que están en contacto con el suelo, sean estos ruedas o mandos finales. Se clasificarán estos sistemas en base al medio que utilizan para realizar la transmisión de la fuerza entregada por el motor.

1.5.2.1 Sistema Mecánico.

Son comunes en la industria automotriz, aunque las transmisiones encuentran aplicaciones en una amplia gama de sectores. Por ejemplo, se emplean embragues diseñados para transferir movimiento y potencia.

La función principal de una transmisión es dirigir el giro del motor hacia las ruedas, dado que el motor convierte el movimiento lineal en un movimiento rotativo, y estos dos tipos de movimientos pueden no coincidir con el giro de las ruedas. En cualquier posición, se requiere un mecanismo que transmita y gestione la fuerza hacia las ruedas del vehículo. Además, estas transmisiones se encuentran con regularidad en aplicaciones marítimas, agrícolas, industriales,

de construcción y en la minería. Dentro de este tipo de transmisión hay una subclasificación entre el tipo de acople o mecanismo de transmisión, sin embargo, comúnmente en un solo sistema se suelen usar todos los tipos al mismo tiempo estos son: engranajes, acoples universales o cardán, Tornillo sin fin, Poleas-Bandas y Cadena-Corona. (SADI Transmisiones, 2021)

1.5.2.2 Sistema Neumático.

La neumática es una tecnología que utiliza aire comprimido como medio para transmitir la energía necesaria destinada a activar y poner en funcionamiento mecanismos. El aire, al ser un material elástico, se somete a compresión al aplicarle una fuerza, retiene esa compresión y libera la energía almacenada cuando se le permite expandirse, siguiendo los principios de la ley de los gases ideales. Esta ley fue inicialmente deducida por Émile Clapeyron en 1834 y combina los conceptos de las leyes de Boyle y Charles. Los elementos que se utilizan en este tipo de sistemas son: Compresor, Depósito, Válvulas de Control y Protección, Filtros de Aire, Actuadores y Mangueras de presión. (García, 2022)

1.5.2.3 Sistema Hidráulico

El sistema hidráulico tiene un principio de funcionamiento similar al del sistema neumático, la principal diferencia es el medio que se utiliza para transmitir la energía, por lo general los sistemas hidráulicos utilizan al aceite como fluido de trabajo por su buena compresibilidad y a diferencia del agua sus funciones secundarias importantes como la limpieza, sellado y lubricado. El funcionamiento de un sistema hidráulico implica una bomba que presuriza el fluido, tuberías o conductos que distribuyen este fluido a los actuadores (cilindros o motores hidráulicos), y válvulas que controlan la dirección y la cantidad de flujo de fluido, permitiendo así controlar la velocidad y la fuerza del movimiento. Cuando el fluido es forzado a moverse, ejerce presión sobre los actuadores, lo que genera movimiento mecánico. Los sistemas

hidráulicos son apreciados por su capacidad para generar fuerza significativa y suavidad en el control de movimiento, lo que los hace adecuados para aplicaciones que requieren precisión y potencia. Además, son utilizados en situaciones donde la electricidad no es práctica o segura, ya que pueden funcionar en ambientes con altas temperaturas, humedad o presión. (PUPO, 2018)

1.5.3 Esfuerzo de Flexión

Los materiales se encuentran sometidos a diferentes tipos de esfuerzos de acuerdo con la carga o fuerza que se les aplique. Estos son: Tracción, Compresión, Cizalladura, Flexión y Torsión. En el proceso de doblado de láminas de acero, por lo general la plancha se encuentra fija en un troquel y el punzón es aquel que aplica una carga en dirección perpendicular al eje longitudinal de la misma. Esta carga es conocida como fuerza de doblado y genera esfuerzos que deforman la lámina permanentemente, este esfuerzo es un esfuerzo de flexión, dependen directamente del tipo de doblado (en U, L, V), las características de la lámina exactamente del espesor y resistencia del material. (Groover, 2007)

1.5.4 Conformado de Metales

El proceso de conformado de metales representa una técnica de manufactura con el propósito fundamental de fabricar una pieza mediante la deformación plástica del material original, otorgándole una forma o contorno específico, sin añadir ni sustraer material. Esta modificación tiene como objetivo primordial lograr que la pieza sea adecuada para su uso final en el producto. Estos procedimientos pueden llevarse a cabo en condiciones de trabajo en frío o en caliente, dependiendo en gran medida del volumen de metal que se pretenda manipular.

Para lograr la deformación en el conformado de metales, es necesario aplicar esfuerzos de tensión que transformen la preforma inicial en un componente final deseado. Estos esfuerzos

deben ser suficientemente elevados para asegurar que la deformación tenga lugar en la región plástica del material. (Ballesteros, 2009)

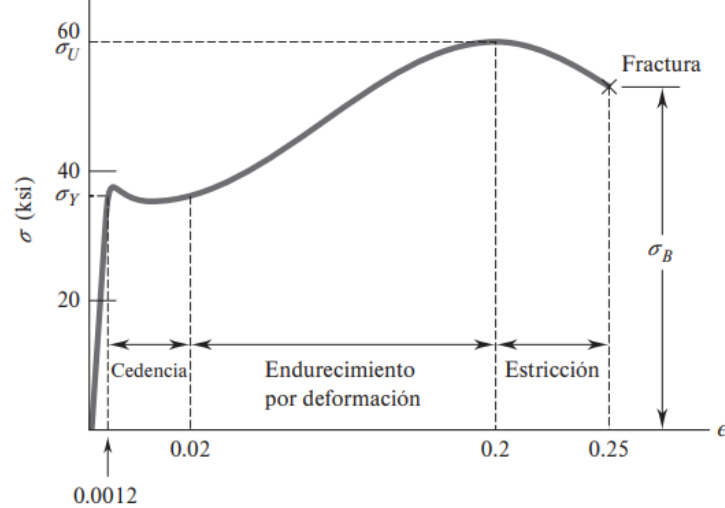
En el conformado por flexión se somete un metal a un esfuerzo o estiramiento a lo largo de un eje o plano recto que mediante una placa punzón o rodillos cambia la forma línea o recta inicial de la varilla, chapa o lamina para este tipo de conformado se utilizan maquinas como plegadoras de barra, rodillos de conformado, maquinas curvadoras (dobladoras). (Peinado, 2005)

1.5.5 Diagrama: Esfuerzo – Deformación

Para evaluar las características mecánicas de un material, como su resistencia, elasticidad y ductilidad, comúnmente se recurre a la prueba de tensión. En esta prueba, se somete una muestra estandarizada del material, en forma de probeta (que puede ser una barra redonda o plana), a una tensión gradual hasta que falle bajo tensión. A lo largo de la prueba, se registran simultáneamente la fuerza aplicada a la muestra y el cambio en su longitud. El esfuerzo aplicado se obtiene dividiendo la fuerza entre el área transversal de la probeta, lo que permite representar el comportamiento mecánico de la muestra mediante un gráfico, conocido como un diagrama de esfuerzo-deformación. Este diagrama muestra claramente las regiones y límites de esfuerzo elástico, fluencia y resistencia a la tracción. (Mott, 2004).

Ilustración 1

Diagrama de Esfuerzo Vs Deformación del acero a Bajo carbono (P. Beer, 2013)



1.5.6 Esfuerzo cortante.

Cuando aplicamos fuerzas transversales P y P' a un elemento estructural, como una viga, para su análisis, llevamos a cabo un corte en un punto C ubicado entre los puntos de aplicación de dichas fuerzas. Esto nos permite exponer una nueva porción de la viga, que denominaremos AC , y en esta porción se encuentran las fuerzas internas presentes en la sección. La resultante de estas fuerzas internas en la sección es igual a P , y estas fuerzas internas son conocidas como fuerzas cortantes.

Al dividir esta resultante entre el área en la que actúan, obtenemos el esfuerzo cortante promedio de la sección, que generalmente se representa mediante el símbolo τ (tau). Los esfuerzos cortantes son típicamente encontrados en elementos de unión como pernos, pasadores y remaches, que se utilizan para conectar varios elementos estructurales y componentes de máquinas. (P. Beer, 2013)

Ilustración 2

Cargas Transversales Opuestas que crean cortante en el elemento AB (P. Beer, 2013)

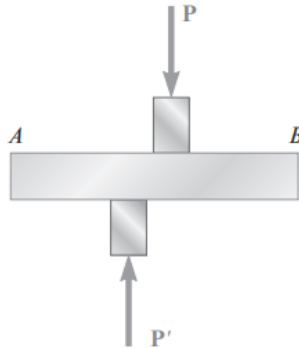
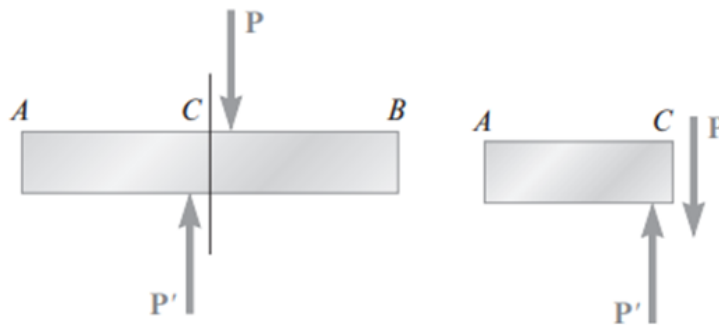


Ilustración 3

Fuerza Cortante Resultante en la división C (P. Beer, 2013)



1.5.7 Momento Flector

El momento flector, a menudo denominado simplemente "momento," es una cantidad importante en la mecánica de materiales y la ingeniería estructural. Se refiere a la tendencia de una fuerza aplicada a una viga o estructura para causar flexión en la misma. En otras palabras, el momento flector mide la capacidad de una fuerza aplicada para hacer que una viga se doble o gire alrededor de un punto específico.

El momento flector se calcula multiplicando la fuerza aplicada por la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el punto donde se está evaluando el momento.

El momento flector es fundamental para el diseño y análisis de estructuras, como vigas y columnas, ya que ayuda a determinar cómo se deformarán y soportarán las cargas aplicadas a dichas estructuras. El estudio del momento flector es una parte esencial de la mecánica de materiales y es fundamental en la ingeniería civil y estructural. (P. Beer, 2013)

1.5.8 Resistencia Última

Un aspecto crucial que debe tener en cuenta un diseñador radica en la respuesta del material bajo cargas específicas, lo cual se determina mediante ensayos especializados en muestras de dicho material. Por ejemplo, se puede elaborar una probeta de acero y colocarla en una máquina de ensayos de laboratorio para someterla a una fuerza axial céntrica de tensión, tal como se detalla en la sección. A medida que se incrementa la magnitud de la fuerza aplicada, se registran cambios dimensionales en la probeta, como variaciones en su longitud y diámetro. Eventualmente, se alcanzará la fuerza máxima que la probeta puede resistir, momento en el cual se fracturará o comenzará a soportar menos carga. Esta fuerza máxima se conoce como la carga última del material, representada como PU. Dado que la carga aplicada actúa de manera céntrica, es posible dividir la carga última entre el área transversal original de la muestra para calcular el esfuerzo último normal del material utilizado. Este esfuerzo, también denominado resistencia última a la tensión del material, es un parámetro clave en el diseño y la evaluación de componentes estructurales. (P. Beer, 2013)

1.5.9 Resistencia a la fluencia

Cuando se aplica una carga a un material, especialmente a metales y materiales dúctiles, inicialmente experimenta una deformación elástica, lo que significa que se deforma reversiblemente y vuelve a su forma original cuando se retira la carga. Sin embargo, una vez que la tensión aplicada supera un cierto umbral, el material puede comenzar a deformarse

plásticamente, lo que significa que la deformación es permanente incluso después de retirar la carga. La resistencia a la fluencia es la tensión a la que ocurre esta transición de la deformación elástica a la plástica.

A pesar de que los materiales dúctiles pueden llegar a experimentar una fractura si se someten a esfuerzos estáticos que superan su resistencia última a la tensión, por lo general se entiende que su fallo ocurre cuando ceden bajo una carga estática. La resistencia a la fluencia de un material dúctil, en la mayoría de los casos, se encuentra significativamente por debajo de su resistencia última. (Mott, 2004)

1.5.10 Metales y Aleaciones

Una gran parte de las aplicaciones comunes de los metales requiere que se cumplan una serie de especificaciones que demandan mejoras en sus propiedades. Estas mejoras se obtienen mediante la aplicación de tratamientos térmicos que alteran las características mecánicas del material o mediante la adición de elementos adicionales (aleaciones) con el fin de mejorar o adquirir ciertas cualidades específicas.

Se denomina aleación a la combinación de un metal con otros metales o metaloides, conservando sus propiedades metálicas en estado sólido, pero logrando un conjunto de características que son difíciles de encontrar en metales puros. En cada aleación, existe un elemento base o predominante que se encuentra en una mayor proporción y que determina las propiedades principales, junto con los elementos de aleación que modifican o realzan dichas propiedades. (Morales, 2005)

Capítulo 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Introducción

El objetivo de este proyecto es adecuar y diseñar un sistema que pueda optimizar el funcionamiento de la dobladora manual de planchas de acero para su futura operatividad, se encuentra actualmente en el CDTS (FIMCP-ESPOL), el sistema debe obedecer a los requerimientos que el cliente solicite, entre otros que se pueda implementar, de operación simple y económico.

En este capítulo se realizó el diagrama de flujo del proyecto, la valoración de las partes del equipo. Como se mencionó reiteradamente en el capítulo 1, el cliente tiene la estructura de la dobladora de acero, a partir de ello, se establecieron los requerimientos de diseño determinados por el cliente y se realizó la formulación de las posibles alternativas de solución para el sistema de transmisión de movimiento. Se evaluaron los factores de influencia en un método de comparación por pares para determinar el nivel de importancia y se analizó la matriz de decisión con ayuda del cliente para poder encontrar la mejor solución al problema de entre las alternativas planteadas. Finalmente se establece los cálculos preliminares del diseño propuesto.

2.2 Diagrama de Flujo del Proyecto

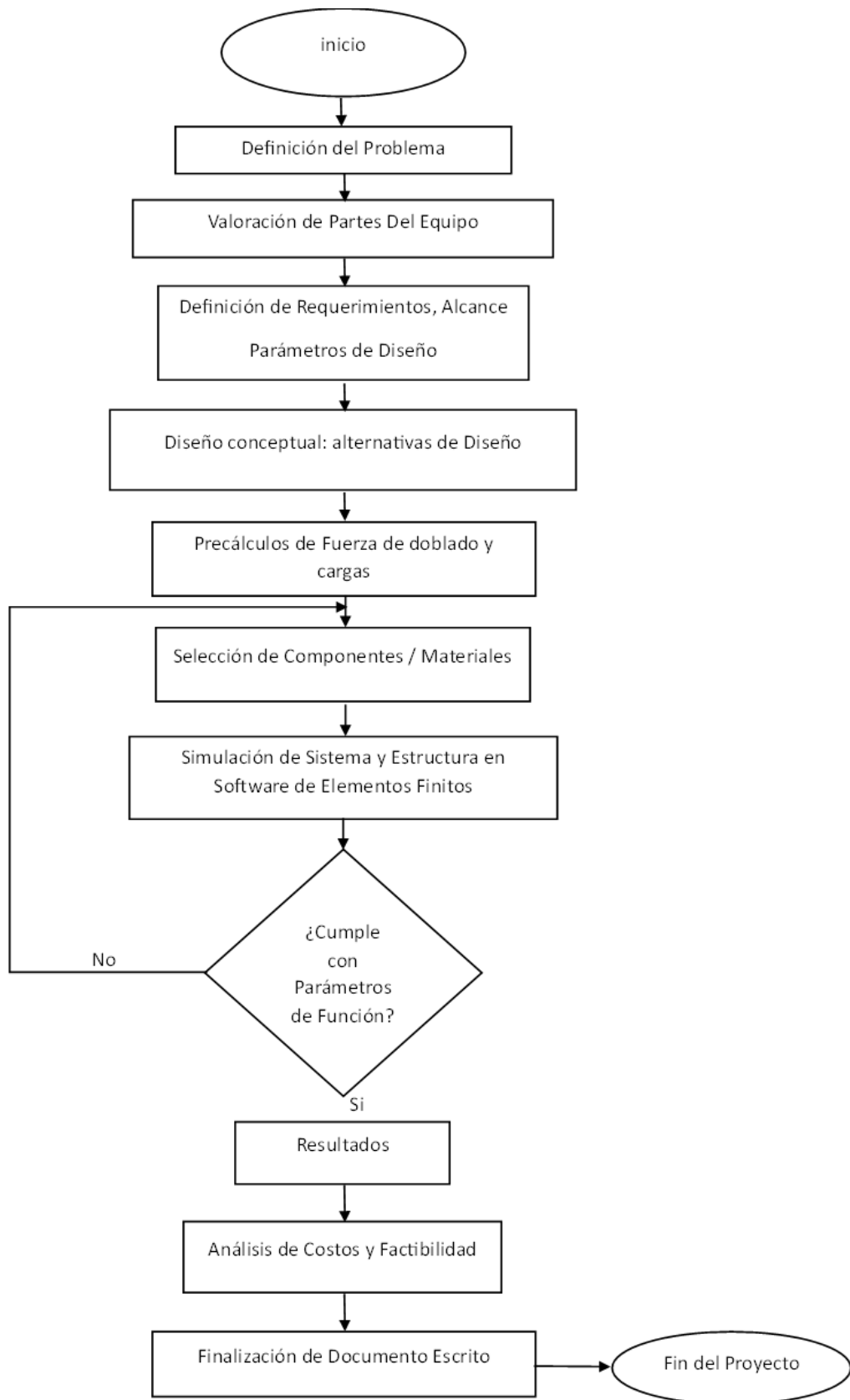
En el diagrama de flujo del proyecto se representa gráficamente la secuencia de pasos a seguir para el desarrollo del proyecto (**Ilustración 4**)

Inicialmente se definió el problema de manera óptima, después se procede a valorar las condiciones físicas de las partes de la dobladora, posteriormente se procede a definir los requerimientos que el cliente desea cumplir y al mismo tiempo las limitantes que podrían surgir en el desarrollo del proyecto, una vez detallado se procedió con la formulación de las posibles alternativas de diseño, para esto se describe cada una de las alternativas de diseño y se realiza su evaluación mediante una matriz de decisión, la alternativa con la mejor calificación pasará a la

fase de cálculos preliminares relacionados a fuerza y potencia necesaria en la máquina para poder realizar el proceso de doblado. A partir de los cálculos se diseñan y seleccionan los componentes que se requieran para llevar a cabo el sistema designado. Una vez determinados los componentes se realizó el modelado en software CAD (Inventor) de la estructura con los elementos diseñados, posteriormente se lleva a cabo la simulación de esfuerzos estructurales en el sistema para verificar los cálculos realizados manualmente. Se procede a la reconstrucción y puesta en marcha del equipo, análisis de costos, factibilidad, y conclusiones del proyecto.

Ilustración 4

Diagrama de Flujo de Proceso del Proyecto



2.3 Valoración de Partes del Equipo

A continuación, se presentará la dobladora de láminas que se encuentra en el taller del CDTS, esta se encuentra dentro de un área techada, sin embargo, sigue estando expuesta a diferentes factores ambientales como polvo y viento.

Ilustración 5

Dobladora Manual de Láminas del CDTS Vista Frontal



En la **ilustración 5** se aprecia el estado de la Dobladora, fue fabricada específicamente para ESPOL, hecha prácticamente de hierro fundido a excepción de juntas y patas. sin embargo, nunca fue terminada, y con el pasar de los años al estar expuesta, y por falta de mantenimiento, la maquina se empezó a corroer hasta llegar al estado de la imagen.

Ilustración 6

Dobladora Manual de Laminas vista izquierda



En la **ilustración 6** se enumeran los elementos/sistemas de los que dispone la Máquina actualmente, sin embargo, la mayoría de ellos están averiados:

1. Cortina: la cual gira pivotando en las viagras, esta es quien se encarga de doblar la lamina
2. Troquel: cumple la función de sujetar/presionar a la lámina contra la mesa en el doblado para que no se mueva, en su borde tiene soldado la platina que funciona como punzón superior
3. Escuadras: Consta con un sistema de levas y palanca que se encuentran sujetas a un eje ubicado a lo largo del troquel para elevarlo y poder ubicar la lámina dentro de la maquina
4. Escuadra de Ajuste Horizontal: el sistema cuenta con una escuadra en la que se apoya el troquel permitiéndole girar al ser levantado por las escuadras, también cuenta con un

tornillo de ajuste que le permite regular la referencia horizontal del troquel respecto a la mesa.

5. Mesa: estructura de apoyo principal de la máquina, se encuentra sujetando directamente al troquel, las escuadras de ajuste horizontal y el punzón inferior

Ilustración 7

Sistema de Escuadras de Troquel, y Cortina (lado izquierdo)



La **ilustración 7**, muestra principalmente el estado en que se encuentran las escuadras y el sistema de ajuste horizontal, aparte de estar corroídas, las levas que la conforman no ajustan debidamente al eje y solo giran libremente deslizando, al sistema le hace falta el eje y un brazo que sujetan a las levas con la mesa y así apoyarse para poder elevar el troquel. Las Escuadras de Ajuste Horizontal, también está oxidado, y el perno si bien gira en su sujetador, este no tiene el largo suficiente para regular el sistema, (no hay contacto). La Cortina de doblado y su sistema de viagras se encuentra fallando por falta de limpieza y lubricación, puede girar, pero con gran dificultad, y no dispone de sistema de contrapesos, el lugar donde van insertados está disponible pero no el brazo de palanca.

Ilustración 8

Sistema de escuadras de Troquel (lado derecho)



Las Dobladoras manuales por lo general son maniobradas por dos usuarios, que se ubican en ambos extremos, para esto el sistema de escuadra cuenta con un brazo de palanca en cada lado, para elevar el troquel con una mayor ventaja. **En la ilustración 8** se aprecia la falta de dicho brazo de palanca en el lado derecho de la máquina.

Ilustración 9

Vista inferior de Cortina (levantada)



En la **Ilustración 9** se aprecia el estado corroído de las platinas punzones tanto superior como inferior. En esta posición la Cortina está levantada, y se puede apreciar que tiene unos perfiles soldados los cuales funcionan como apoyo para moverla, y dispone de orificios los en

los cuales debe ir empernada una platina en L que se encarga de hacer contacto con la lámina y empezar el doblado.

2.4 Requerimientos de Diseño

Desde la primera toma de contacto se sociabilizó con el cliente, CDTS, los requerimientos iniciales para que el proyecto sea viable, para lo cual se estableció que el alcance del proyecto sería de fines didácticos con lo cual el interés está primero en que sea seguro para los usuarios, luego se pensó en el ambiente y espacio donde se usará la dobladora por lo que es esencial que el sistema que se adapte ocupe poco espacio de no más de 2.5mx2.5m. Todo esto manteniendo un sistema Ergonómico que sea de fácil uso, con la necesidad de que no sea necesario más de un usuario para realizar el doblado. y con el fin de abaratar los costos se propuso por parte del cliente, que el sistema completo mínimo utilice un sistema mecánico y no automatizarlo por completo.

2.5 Factores de Influencia

Como parte del proceso del Diseño, para llevar a cabo el desarrollo de productos, que sean eficientes, se deben cumplir con una serie de requisitos o factores que tendrán impacto tanto en el proceso de elaboración/ manufactura del producto como en quienes lo usen. Para la recuperación de la dobladora se ha tomado como base los requerimientos de diseño sociabilizados con el CDTS (ver tabla 1)

Tabla 1
Factores de Influencia para considerar para el Diseño

Factor de Influencia	Descripción
Costo Inicial	Inversión monetaria necesaria para la implementación del sistema de movimiento de la dobladora de acero, esto incluye a los elementos faltantes de la dobladora, como leva, placa de acero.

Disponibilidad de Espacio para Adaptación del Sistema	Espacio y Condiciones disponibles para la Instalación de los elementos faltantes y del sistema que se implemente para el movimiento de la Cortina.
Ergonomía para el operador	Facilidad y Comodidad de operación para el usuario al momento de utilizar la máquina sin tener que aplicar fuerza directamente sobre el equipo para realizar el doblado.
Potencia de Doblado	Capacidad del Sistema para doblar planchas de acero ASTM A36 de hasta 3 mm de espesor, y 900 mm de ancho.
Instalación del Sistema	El sistema debe ser el más adecuado para acoplarse a la estructura de la dobladora, en medida de lo posible debe prescindir de elementos sujetadores o soportes extras a los que se encuentran en la estructura, también podría aplicar soldadura.
Mantenimiento del Sistema	Periodos de tiempo entre mantenimientos y facilidad para realizarlo por el propio operador, sin necesidad de labor técnica especializada
Seguridad del Operador	El equipo debe asegurar la integridad física del operador, dependiendo del caso deberá considerarse elementos de protección para una sobrepresión o evitar en lo posible el contacto accidental entre el operador y el mecanismo.

2.6 Alternativas para Selección de Mecanismo de Movimiento para Cortina

2.6.1 Alternativa 1: Sistema Mecánico

La dobladora puede ser adecuada con un motor mecánico siendo el encargado de generar la potencia y el torque para el doblado de las láminas, un tren de engranajes para la transmisión de la potencia (dependiendo de la ubicación del motor) y un reductor de velocidad para regular la

velocidad de doblado. También se debe considerar que se deberá considerar un limitador de carrera o de recorrido para que el recorrido de la cortina tenga un límite de acuerdo con el ángulo de doblado deseado. Para el mecanismo de levantamiento de las escuadras laterales, se deberá simplemente rediseñar cada una de las levas y los mecanismos de tornillo de sujeción.

2.6.2 Alternativa 2: Sistema Hidráulico

En contraste con la primera alternativa en este caso no se utilizarán componentes mecánicos, el medio de transmisión será mediante fluido hidráulico regulado por la norma SAE. Para movilizar la pestaña se utilizarán 2 cilindros conectados a los lados de la cortina. Para impulsar el fluido hidráulico se utilizará una bomba impulsada por un motor eléctrico, para controlar el fluido se dispondrá de válvulas hidráulicas. El aceite fluirá por medio de mangueras hidráulicas de baja presión (hasta 3000 psi). Para almacenar el fluido se dispondrá de un reservorio hidráulico y un filtro que asegure la calidad del fluido.

2.6.3 Alternativa 3: Sistema Neumático

Esta alternativa tiene básicamente el mismo principio que la anterior, la principal diferencia es el flujo de trabajo. En este caso se trabajará con aire en lugar de aceite, se utilizarán 2 cilindros conectados a los lados de la cortina. Para entregar energía al flujo se deberá utilizar un compresor, para el control se deberá utilizar válvulas neumáticas, el aire fluirá mediante mangueras neumáticas, es necesario instalar un filtro para quitar la humedad del aire.

2.7 Alternativas para Selección de Mecanismo de Fijación de Plancha

2.7.1 Alternativa 1: Escuadras Manuales

Para levantar el sistema de sujeción de la dobladora, se empleará un mecanismo manual que conecte las escuadras con el troquel, cuando se accione las escuadras el troquel se levantará para poder colocar la plancha.

2.7.2 Alternativa 2: Escuadras Hidráulicas

Se empleará un mecanismo hidráulico, utilización de cilindros hidráulicos que permitan accionar las escuadras con un mando pilotado por el operador.

2.7.3 Alternativa 3: Escuadras Neumáticas

Se empleará un mecanismo neumático, utilización de cilindros neumáticos que permitan accionar las escuadras con un mando pilotado por el operador.

Comparación entre pares

Para poder llevar a cabo una correcta toma de decisiones en cuanto al desarrollo del proyecto, se debe realizar un análisis comparativo entre los diferentes criterios de selección o factores de influencia, evaluándolos para marcar un contraste entre ellos, para lo cual se da un puntaje final o peso para luego seleccionar una de las alternativas. Para la elaboración de la dobladora se establecieron 7 Factores de influencia, a las que se le otorga un valor de 1 o 2 si es igual de importante o si es más importante respectivamente. (Saaty, 2008) (ver tabla 2)

Tabla 2
Comparación entre pares de los Criterios de Selección

Criterios de Selección	Costo Inicial	Disponibilidad	Ergonomía	Potencia de Doblado	Instalación	Mtto	Seguridad	Calificación	Peso
Costo Inicial	-	2	0	2	1	1	0	6	0,15
Disp.	0	-	1	0	1	0	0	2	0,05
Ergonomía	0	1	-	0	1	1	1	4	0,2
Potencia de Doblado	0	0	2	-	1	1	0	4	0,1
Instalación	1	0	0	1	-	1	0	3	0,15
Mtto	1	1	0	1	1	-	0	4	0,15
Seguridad	2	1	1	1	1	1	-	7	0,2
			Total						1

2.8 Matriz de decisión

Se calificó las alternativas del 1 al 3 en la ponderación, siendo 1 la calificación más baja y 3 la más alta, referente a su importancia. (Toledo & Federico, 2020)

Por efectos de Espacio en las Tablas se colocará simplemente las iniciales de los criterios de selección. Por ejemplo: Costo Inicial (C.I), Disponibilidad (D), Ergonomía (E), Potencia de Doblado (PD), Instalación (I), Mantenimiento (M), Seguridad (S) (**ver tablas 3 y 4**)

Tabla 3

Matriz de decisión: Alternativas de Diseño y ponderaciones para Sistema de Movimiento

Criterios y Ponderaciones		C.I 15%	D 5%	E 20%	P D 20%	I 15%	M 15%	S 20%	Total 100%
Sistema Neumático	Ponderación	2	1	3	1	3	2	1	2,75
	Resultado	0,8	0,2	0,6	0,2	0,45	0,3	0,2	
Sistema Mecánico	Ponderación	2	1	1	1	2	2	3	2,6
	Resultado	0,8	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,6	
Sistema Hidráulico	Ponderación	1	1	3	3	2	2	3	3
	Resultado	0,4	0,2	0,6	0,6	0,3	0,3	0,6	

Tabla 4

Matriz de decisión: Alternativas de Diseño y ponderaciones para Sistema de Fijación

Criterios y Ponderaciones		C.I 15%	D 5%	E 20%	I 15%	M 15%	S 20%	Total 100%
Escuadras Manuales	Ponderación	3	2	1	3	3	2	2,05
	Resultado	0,45	0,1	0,2	0,45	0,45	0,4	
Escuadras Hidráulicas	Ponderación	1	1	3	1	1	1	1,3
	Resultado	0,15	0,05	0,6	0,15	0,15	0,20	
Escuadras Neumáticas	Ponderación	1	1	3	1	1	1	1,3
	Resultado	0,15	0,05	0,6	0,15	0,15	0,2	

Mediante la matriz de selección se determinó que la mejor alternativa para el diseño del sistema de transmisión de movimiento es la número 3 para el sistema de transmisión de movimiento y para el sistema de fijación es la alternativa número 1, por los beneficios que se han considerado dentro de la evaluación entre el cliente y los diseñadores.

2.9 Sistema de Transmisión de Movimiento

Se realizaron los cálculos preliminares necesarios para modelar las características del sistema hidráulico, a continuación, se detallan y se explican cada uno de los valores necesarios para poder detallar el sistema hidráulico en el siguiente capítulo.

2.9.1 Datos Disponibles

Antes de realizar los cálculos es importante tener claro los datos disponibles que forman parte de los requerimientos del cliente y datos asociados a las características del material a doblar (ASTM A36). Es necesario indicar que se ha seleccionado este acero porque es muy utilizado para realizar todo tipo de conformado de metales, como por ejemplo cañerías y tuberías. Cabe mencionar que la palabra “sección” se refiere a la sección transversal a través del eje longitudinal de una placa de acero, la sección tendrá forma rectangular. (ver tabla 5)

Tabla 5

Datos Físicos respecto a las medidas tomadas y propiedades del material de la estructura

Datos	Valor
Largo de Sección (l)	900 mm
Altura de Sección (h)	3 mm
Longitud de Plancha	3 in (0,0762 m)
Módulo de Young ASTM A36	200000 Mpa
Distancia c (del eje neutro a la superficie exterior)	1,5 mm
Resistencia a la Flexión acero ASTM A36 (Límite de Cedencia)	>250 Mpa

Densidad del acero ASTM A36	7850 kg/m ³
Resistencia Última a la Tensión ASTM A36	450 Mpa
Peso de la plancha de acero ASTM A36	207,93 N/m

2.9.2 Fuerza y Momento de Doblado

La fuerza de doblado se refiere a la cantidad de fuerza requerida para realizar el doblado de un material, en este caso específico acero, mediante el uso de la máquina dobladora (también conocida como plegadora). En el contexto de una plegadora de acero, es la fuerza más importante porque es la encargada de dar forma al material en el proceso de doblado.

El proceso implica aplicar fuerza a lo largo de una pieza de metal, forzándola a doblarse alrededor de un punto específico, generalmente a lo largo de una línea de doblez. La cantidad de fuerza necesaria dependerá de diversos factores, como el tipo y espesor del acero, la longitud de la pieza y el ángulo de doblado deseado.

En la literatura de los libros especializados se encuentran algunas ecuaciones que determinan la fuerza necesaria para realizar el doblado de una plancha de acero, para tener una idea de la mínima fuerza que se debería aplicar, aunque esto varía dependiendo del tipo de doblado que se quiera lograr. (Groover, Fundamentos de Manufactura Moderna, 2007)

En la ecuación 2.1 se define la fuerza necesaria para el doblado de una plancha de acero, sin embargo, esta ecuación fue definida bajo condiciones específicas, pero se reitera que es un buen punto de partida para encontrar la fuerza que se necesita aplicar

$$F = \frac{K_{bf} T_s w t^2}{D} \quad [\text{Ecuación 2.1}]$$

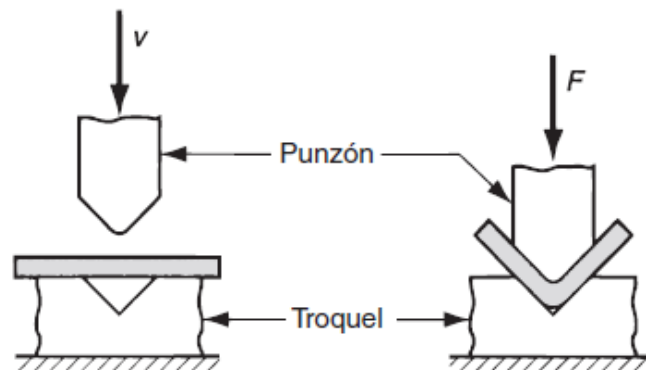
Donde:

- F es la fuerza necesaria para doblar una placa o chapa de acero en N
- K_{bf} es el factor que depende del tipo de doblado, 0,33 para doblado en L y 1 para doblado en V.
- T_s es la resistencia última a la tensión del material en Pa.
- w es el ancho o largo de la plancha de acero en m.
- t^2 es el espesor de la placa al cuadrado en m.
- D es la longitud del troquel abierto en m.

La ecuación 2.1 fue definida para un doblado con troquel abierto, con un punzón actuando en todo el cuerpo de la chapa, de manera que la forma de la chapa ya sea en L en V o en algún otro grado viene dada por el troquel. (ver ilustración 10)

Ilustración 10

Doblado con Punzón y Troquel Abierto



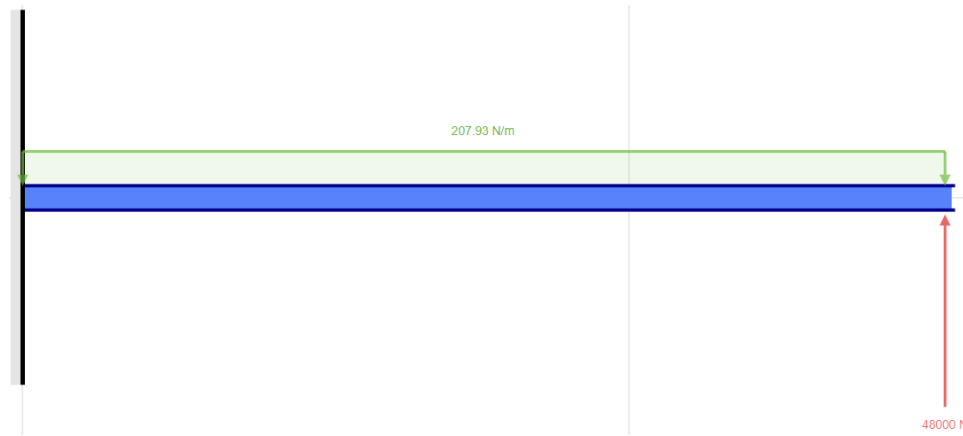
Nota. v se refiere a la velocidad del punzón y F a la fuerza de doblado.

Tomada de Fundamentos de Manufactura Moderna (p. 448) por M. Groover, 2007, México DF: McGraw Hill: Interamericana

Posterior a encontrar la fuerza referencial, se calcula de manera teórica la fuerza necesaria para poder doblar una placa o chapa de acero. Para eso primero se deben tener en claro las fuerzas que actúan sobre la placa al ser doblada. Se realiza un diagrama de cuerpo libre para bosquejar las fuerzas involucradas. (ver ilustración 11)

Ilustración 11

Diagrama de Cuerpo Libre Plancha de Acero



De azul se encuentra la plancha de acero que ha sido considerada como una viga debido a que su longitud es relativamente mayor a su grosor y la distribución uniforme de su peso, de verde la fuerza distribuida relacionada al peso de la plancha y de rojo y al final de la plancha se encuentra la fuerza externa para doblar la plancha. Se considera el análisis de fuerzas en un diagrama de dos dimensiones debido a que el acero se lo puede considerar como isotrópico, y la fuerza es constante a lo largo de toda la cortina de la máquina. Al extremo izquierdo de la plancha se encuentra la parte que va fija con el troquel de la dobladora, por lo que se debe considerar las reacciones producidas.

Para el cálculo de las todas las fuerzas involucradas, primero se supondrá que el doblado comenzará cuando la fuerza proporcionada externamente logre vencer el equilibrio y además las propiedades del material para realizar el doblado. Para esto se utilizan las ecuaciones de equilibrio dinámico de Newton (Beer, Johnston, & Eisenberg, 2007)

$$\sum F_{x,y} = 0 \quad [\text{Ecuación 2.2}]$$

$$\sum M_o = 0 \quad [\text{Ecuación 2.3}]$$

Donde:

- $F_{x,y}$ son las fuerzas en los ejes x , y en N que actúan en la plancha de acero

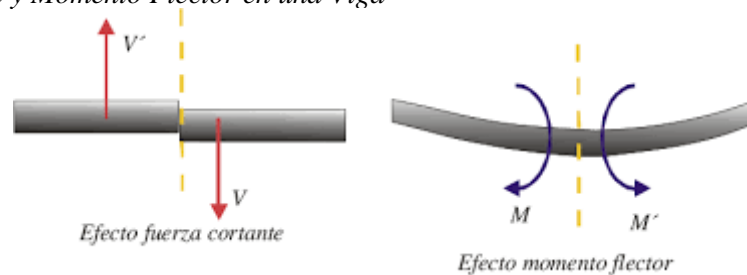
- No son los momentos en Nm que actúan en la plancha de acero.

Luego de que la fuerza aplicada haya vencido el equilibrio deberá ser la suficiente para poder realizar el doblado de la plancha, aunque en realidad el encargado de realizar el doblado es el momento producido por la fuerza y la reacción sobre la plancha. Este momento es conocido como momento flector, actúa hacia afuera del eje axial de la plancha produciendo que la plancha se someta a esfuerzos que producirán su doblado o flexión, y aunque lo importante es el momento primero se debe conocer todas las fuerzas que actúan y los efectos sobre la sección, en el caso de que el momento sea adecuado y la fuerza fuera muy grande el elemento pudiera llegar a romperse debido al cortante producido por la fuerza antes de que se llegara a doblar (**ver ilustración 12**).

Todo el análisis se realiza mediante diagramas de cortante y momento flector. Manualmente se puede analizar cada tramo de la plancha con las ecuaciones 2.2 y 2.3 sin embargo existen relaciones que se utilizan para realizar los diagramas de cortante y momento flector y analizar el comportamiento de la viga. (Beer, Johnston, & Eisenberg, 2007)

Ilustración 12

Fuerza Cortante y Momento Flector en una Viga



$$\frac{dV}{dx} = -w \text{ [Ecuación 2.4]}$$

$$\frac{dM}{dx} = V \text{ [Ecuación 2.5]}$$

Donde:

- w es la carga sobre la plancha de acero en N
- V es el cortante sobre la plancha de acero en N

- M es el momento flector sobre la plancha de acero en Nm

Las ecuaciones 2.4 y 2.5 aunque están definidas originalmente en términos de derivadas también pueden ser descritas de manera integral y plantear relaciones para simplificar aún más el cálculo, el negativo del área bajo la curva entre dos puntos A y B de la carga w será igual al cortante, y el área bajo la curva entre dos puntos A y B del cortante será igual al momento flector. Una vez realizados los diagramas, el análisis se centra en determinar y analizar los puntos de mayor momento flector y cortante, y calcular el esfuerzo producido por el momento, a este esfuerzo se lo conoce como esfuerzo de flexión y depende directamente del momento y la sección transversal de la plancha de acero, para comenzar el proceso de doblado la fuerza aplicada debe producir un momento flector tal que el esfuerzo iguale y comience a vencer la resistencia del material (en este caso ASTM A36)

2.9.3 *Cilindros Hidráulicos para la Cortina*

Un cilindro hidráulico es un dispositivo mecánico que utiliza la energía hidráulica para generar fuerza en un movimiento lineal. Consiste en un cilindro hueco que contiene un pistón móvil, y ambos están llenos de un fluido hidráulico, generalmente aceite (**ver ilustración 13**). La fuerza se transmite al pistón a través de la presión del fluido, lo que provoca el desplazamiento lineal del pistón dentro del cilindro.

Ilustración 13
Cilindros Hidráulicos



Nota. Tomado de “The Soil Cylinder”, por T.H Sheng. 2019
<https://n9.cl/cilindroshidraulicos>

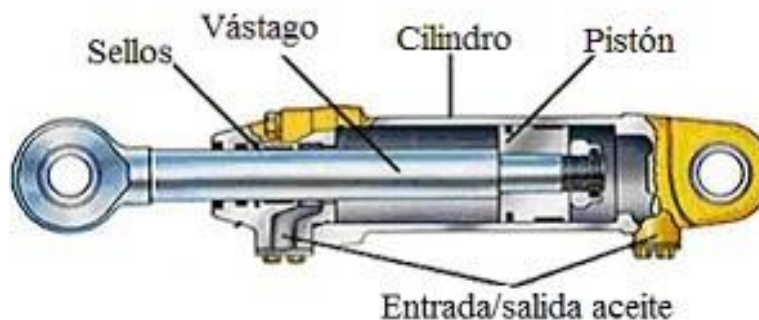
El funcionamiento básico de un cilindro hidráulico implica la aplicación de presión al fluido en un extremo del cilindro, lo que provoca que el pistón se desplace hacia el otro extremo. Esta acción genera una fuerza lineal en el pistón que puede utilizarse para realizar trabajo, como levantar o mover cargas pesadas. La fuerza que genere el pistón debe ser la suficiente entonces para generar la flexión en la viga y levantar la cortina de la plegadora. Las dimensiones más importantes para caracterizar un cilindro son su diámetro y carrera (distancia que se desplaza el vástago de un punto a otro), sirven para determinar el tamaño y la presión máxima que un cilindro puede ofrecer.

Dependiendo del fabricante la construcción de los cilindros puede ser diferente pero el principio básico es el mismo (**ver ilustración 14**), las partes más fundamentales en su construcción son:

- Sellos: Encargados de prevenir fugas de aceite, aunque sea su principal función también protegen contra contaminantes, mantienen la lubricación, mantienen la estabilidad del pistón, y reducen la fricción entre las partes móviles del cilindro, típicamente contruidos de caucho NBR.
- Vástago: Es la pieza alargada que se encarga de transmitir la fuerza generada por la presión hidráulica hacia el elemento al que se encuentre acoplado. Esta pieza es robusta y diseñada para ser bastante resistente, por lo general está construido de acero de alta resistencia para soportar altas cargas y tensiones.
- Pistón: Es la pieza que está internamente conectada al vástago, a diferencia del vástago este ocupa casi la totalidad del diámetro interno del cilindro para poder desplazar el fluido, cuenta con sellos y anillos que evitan fugas de fluido hidráulico, suele al igual que el vástago estar fabricado de acero de alta resistencia.

- Cilindro: También conocido como funda o botella es la estructura tubular que alberga al pistón y vástago, comúnmente suele estar fabricado de acero para resistir las altas presiones hidráulicas que se generan en su interior.
- Entrada/Salida de aceite: La entrada y salida de aceite son los puntos en donde el fluido ingresa y abandona el cilindro, dependiendo del tipo de cilindro dependerá la entrada o salida de aceite controlada por el operador (cilindros de simple o doble acción).

Ilustración 14
Partes de un Cilindro Hidráulico



2.9.3.1 Ubicación de los Cilindros Hidráulicos en la Dobladora

La ubicación del apoyo de los cilindros en la estructura es importante, no solo tienen que abrir y cerrar la cortina, sino que también deben abrir la cortina de manera que doblen la chapa de acero a diferentes ángulos estos son a 30° , 45° , 60° , 90° y 120° .

Se debe realizar un análisis geométrico para poder encontrar esta distancia, los datos que se necesitan conocer serán a que distancia del eje de la cortina el cilindro se acoplará con la misma, y a que distancia vertical del eje de la cortina se acoplará el cilindro con la estructura de la mesa. Los puntos del eje, acople del cilindro con la cortina y acople del cilindro con la estructura se los denominará A, B, C respectivamente, mientras que, a las distancias entre el eje y el acople del cilindro a la cortina, entre el eje y el acople a la estructura, y el cilindro completamente extendido se los denominó c, b, a en el mismo orden. **(ver ilustración 15)**

Ilustración 15

Puntos de Análisis para acople de los Cilindros Hidráulicos



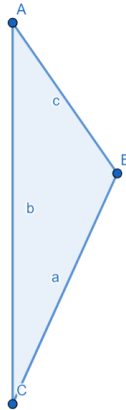
En segunda instancia se debe considerar la placa en “L” que le falta a la cortina para el proceso de Doblado, por lo que adicional al grado de abertura de la cortina para realizar el doblado sobre la chapa metálica se debe considerar 90° proporcionados por la placa o punzón.

A manera de ejemplo, en caso de que se desee realizar un doblado de 120° sobre la plancha de acero (y teniendo los datos del cilindro y el punto de apoyo en la cortina), el ángulo en el punto A debería ser de 30° , 90° proporcionados por el punzón y 30° proporcionados por la cortina, el resto de los ángulos y distancias se pueden calcular mediante el uso de identidades trigonométricas o el uso de las leyes de seno y coseno detalladas en la ecuación 2.6 (**ver ilustración 16**)

Cabe mencionar que el motivo de este cálculo es para encontrar los diferentes puntos de apoyo en los que el cilindro hidráulico se debería acoplar para que cuando realice su carrera completa, doble en los ángulos deseados. No es la única manera de realizarlo, sin embargo, es una manera viable relacionado a su costo y dificultad de implementación, a diferencia de un control hidráulico aquí solo se debe jugar con las posiciones y los acoples del cilindro que podrían ser variados con un agujero flotante.

Ilustración 16

Triangulo de distancias y acoples para el caso en que la placa se dobla 120°



$$\frac{\text{Sen } \angle CAB}{a} = \frac{\text{Sen } \angle BCA}{c} = \frac{\text{Sen } \angle ABC}{b} \quad [\text{Ecuación 2.6}]$$

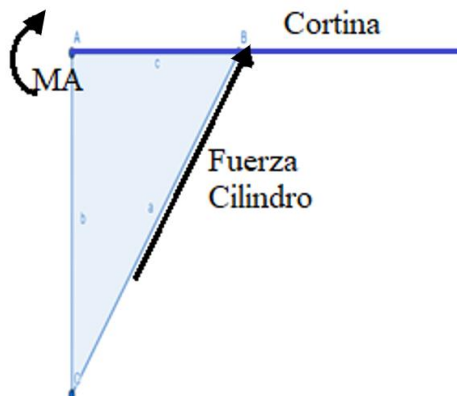
2.9.3.2 Relación entre Fuerza del Cilindro y Fuerza de Doblado

De todos los casos expuestos en la sección anterior se debe identificar cual es el caso más crítico y realizar el análisis bajo el supuesto seleccionado, se debe identificar la fuerza que el cilindro será capaz de ejercer y el momento que se producirá alrededor del punto A, este momento es el mismo momento flector necesario que se definió al inicio de la sección anterior.

(Ver ilustración 17)

Ilustración 17

Fuerza Producida por el Cilindro y Momento de Reacción



2.9.3.3 Fuerza producida por el Cilindro Hidráulico

Para determinar la fuerza se hace uso del principio básico de presión, definido en la ecuación 2.7 que relaciona la presión con la fuerza y el área de aplicación de la presión.

$$P = \frac{F}{A} \text{ [Ecuación 2.7]}$$

Donde:

- F es la fuerza suministrada por el cilindro en N
- A es el área de la sección del cilindro en m^2
- P es la presión que proporciona un cilindro hidráulico en Pa

Como dato adicional la viscosidad del fluido podría influir de manera significativa en el desarrollo del sistema, y aunque este no se encuentre directamente relacionado a la fórmula 2.7 un fluido con mayor viscosidad puede requerir mayor energía para ser desplazado por lo tanto el cilindro podría entregar una menor fuerza (aunque muchas veces despreciable) que la que debería entregar.

La presión que el cilindro entregue viene condicionada por la bomba que el sistema tenga equipada, sin embargo, los cilindros tienen una presión máxima de funcionamiento, exceder estos límites trae consigo daños al sistema hidráulico en general, a la construcción del cilindro y compromete la seguridad de los operadores del sistema.

2.9.4 Elementos del Sistema Hidráulico

A continuación, se describirán todos los elementos faltantes del sistema hidráulico, importancia, simbología, la manera en cómo trabajan en el sistema de transmisión de movimiento de la dobladora y en caso de que se necesite realizar algún cálculo las ecuaciones necesarias para seleccionarlos.

2.10.4.1 Válvula Reguladora de Presión.

Hay una gran variedad de válvulas reguladoras de presión de acuerdo con su construcción desde la más común que suele ser utilizada como liberadora de presión hasta controladoras de diferencia de presión entre 2 puntos, consisten en mantener una presión constante de trabajo en un determinado punto del circuito hidráulico, en el sistema de la dobladora esta estará colocada a la entrada del cilindro en la que el fluido ingresa entre el pistón y el vástago.

En las **ilustraciones 18 y 19** se muestran respectivamente la simbología ISO de estas válvulas y su construcción física. De manera simple esto se utiliza para controlar y mantener un movimiento de fuerza constante, al mantener una presión constante el valor de fuerza aplicada también se mantiene constante de acuerdo con la ecuación 2.7 y los cilindros se extiendan con una fuerza constante, entre otras funciones detalladas a continuación:

- Evita que la presión en el cilindro exceda los límites seguros, protegiendo así el cilindro y otros componentes del sistema contra posibles fallas o sobrepresiones.
- Al regular la presión de entrada de manera eficiente, la válvula contribuye al ahorro de energía al adaptar el sistema a las necesidades específicas de carga y minimizar el consumo innecesario de energía.
- Permite que el sistema se adapte a cambios en la carga o en las condiciones de operación, asegurando un rendimiento consistente y eficiente del cilindro en diversas situaciones.

Ilustración 18

Símbolo de Válvula Reguladora de Presión (2 vías) de acuerdo con las Normas ISO 1219 1-2

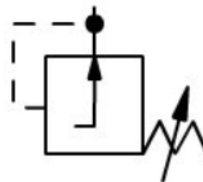
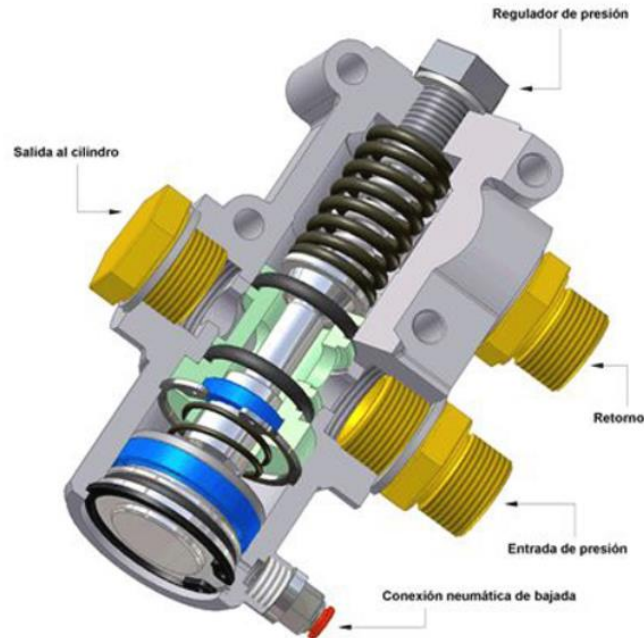


Ilustración 19

Olesa (2020) Construcción de una Válvula Reguladora de Presión. Recuperado de <http://olesa.es/portfolio-items/valvulas-monoblock-2v-m2/>



Estas válvulas suelen tener diferentes configuraciones y características específicas. Por lo tanto, siempre dependerá del fabricante, frecuentemente a la válvula la suele acompañar una documentación técnica que detalla todas sus características. Sin embargo, de manera general se puede utilizar la ecuación de fluidos incompresibles para relacionar las presiones de entrada y de salida de la válvula

$$A * V = C * A_v * \sqrt{2 * g * h} \text{ [Ecuación 2.8]}$$

Donde:

- A es el área de la sección transversal de la manguera antes de la válvula en m cuadrados
- V es la velocidad del fluido antes de la válvula en m/s
- C es el coeficiente de flujo
- A_v es el área de la sección transversal efectiva de la válvula en m cuadrados
- g es la aceleración debido a la gravedad (9,81 m/s²)

- h es la diferencia de altura entre las secciones antes y después de la válvula en m

El coeficiente de descarga de flujo es el que relaciona directamente la entrada y salida de presión de la válvula, por lo general los fabricantes detallan el coeficiente de flujo que varía dependiendo de la diferencia de presión que se quiera controlar con respecto a la entrada de la válvula.

2.10.4.2 Válvula Reguladora de Caudal

Las válvulas reguladoras de caudal comúnmente conocidas como válvulas de estrangulación, a diferencia de la válvula anterior esta regula el caudal es decir la cantidad de flujo que atraviesa el circuito en donde se encuentra instalada esta válvula, en el sistema de movimiento de la cortina de la dobladora se encontrará instalada a la entrada del cilindro hidráulico en la que el fluido ingresa hacia la cámara que está entre la cara externa del pistón y el cabezal de este. En las **ilustraciones 20 y 21** se muestran respectivamente la simbología ISO de estas válvulas y su aspecto físico.

La finalidad de colocar esta válvula en el circuito hidráulico es poder controlar la velocidad a la que los vástagos descienden, regulan el fluido de acuerdo con su abertura, esto depende individualmente del tamaño y características de la válvula, entre otras funciones están:

- Evitar golpes de aire, o picos de presión que podrían ocurrir si no se realiza un control de flujo.
- Adaptación a los cambios de carga sobre el cilindro

Ilustración 20

Símbolo de Estrangulación Fija y Variable de acuerdo con las Normas ISO 1219 1-2

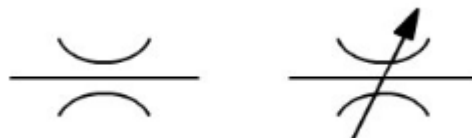
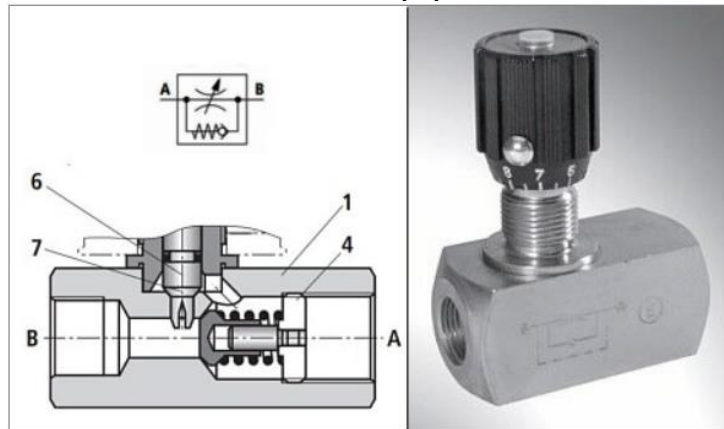


Ilustración 21

TecnoEdu (2023) Construcción de una Válvula de Estrangulación Marca Bosch. Recuperado de <https://tecnoedu.com/Feedback/BR701308.php>



Para estimar el caudal a través de la válvula se lo puede realizar en función de la caída de presión que sufre el flujo, de manera general se ha descrito la ecuación 2.9 que describe la relación entre caudal, el coeficiente de flujo, y la caída de presión, permite entender como ajustar o seleccionar una válvula para obtener el caudal deseado bajo ciertas condiciones, aunque hay que tener en cuenta que en la práctica esta ecuación se ve influenciada por factores que varían acorde al tipo de válvula, el tipo de flujo, y las condiciones en las que esté operando. La ecuación 2.9 parte del principio de conservación de energía el cual establece que la energía total en un sistema cerrado se conserva, en la ley de flujo de fluidos y la ecuación de Bernoulli.

$$Q = C * \sqrt{\Delta P} \text{ [Ecuación 2.9]}$$

Donde:

- Q es el caudal a través de la válvula en m³/s
- C es el coeficiente de Flujo
- ΔP es la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la válvula en Pa^(1/2)

2.10.4.3 Válvula Direccional

Las válvulas direccionales sirven para controlar la dirección de un flujo hidráulico (aunque también se utiliza en sistemas neumáticos), por lo general se utilizan para dirigir el flujo hacia los diferentes actuadores y otros elementos del sistema del circuito hidráulico. Tienen

diversas configuraciones, pero en general, permiten controlar la dirección del flujo entre diferentes puertos. Algunas características comunes de las válvulas direccionales incluyen:

- **Número de Vías:** Indica el número de conexiones o puertos en la válvula a través de los cuales el fluido puede fluir. Por ejemplo, una válvula de 4 vías permite el flujo a través de cuatro conexiones.
- **Número de Posiciones:** Indica el número de configuraciones en las que la válvula puede colocarse para dirigir el flujo en direcciones específicas. Las válvulas direccionales comunes son de 2, 3 o 4 posiciones.
- **Configuración Normal:** Se refiere a la posición de reposo de la válvula cuando no se aplica ningún tipo de energía. Puede ser normalmente abierta (el fluido fluye en posición de reposo) o normalmente cerrada (el fluido está bloqueado en posición de reposo)
- **Tipo de Actuador:** Algunas válvulas direccionales son operadas manualmente, mientras que otras utilizan actuadores eléctricos, hidráulicos o neumáticos para cambiar de posición.
- **Tipo de Operación:** Las válvulas direccionales pueden ser de operación directa, donde la fuerza del flujo mismo actúa sobre la válvula, o pilotadas, donde se utiliza una pequeña cantidad de flujo para controlar el flujo principal.

En el circuito hidráulico se utilizará para abrir o cerrar el flujo que viene desde la bomba hidráulica y se dirige hacia los actuadores, será necesario tener la posibilidad de poder abrir las vías para que se dirija al cilindro hidráulico o en su defecto al reservorio hidráulico.

En las **ilustraciones 22 y 23** respectivamente se muestran los símbolos ISO y el aspecto físico de este tipo de válvula, es importante destacar que esta válvula es solo un tipo de las varias que existen, hay desde 2 vías y 2 posiciones hasta 5 vías y 3 posiciones.

Ilustración 22

Símbolo una Válvula Direccional de 4 vías y 2 posiciones de acuerdo con las Normas ISO 1219 1-2

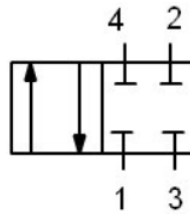


Ilustración 23

ITAHydraulic (2023) Válvula Manual de 4 vías y 3 posiciones.



El principio clave para analizar estas válvulas es continuidad del flujo, esta establece que el caudal de entrada debe ser igual al caudal de salida para un sistema de flujo incompresible (los aceites son fluidos incompresibles) detallado en la ecuación 2.10. Esto como principio general, sin embargo, siempre se debe revisar los manuales detallados por los fabricantes además podría considerarse términos adicionales que dependan de la viscosidad del fluido y la pérdida de carga.

$$A_1V_1 = A_2V_2 \text{ [Ecuación 2.10]}$$

Donde:

$A_{1,2}$ son las áreas perpendiculares al flujo de entrada y de salida de la válvula en m^2

$V_{1,2}$ son las velocidades del flujo de entrada y de salida de la válvula en m/s

2.10.4.4 Filtro Hidráulico

Un filtro hidráulico de retorno es un componente utilizado en sistemas hidráulicos para eliminar partículas y contaminantes del fluido hidráulico cuando este regresa al depósito o

tanque del sistema. Su función principal es garantizar que el fluido que regresa al sistema esté limpio y libre de impurezas que podrían dañar los componentes sensibles del sistema, como bombas, válvulas y cilindros.

Estos filtros son comúnmente instalados en la línea de retorno del sistema hidráulico, donde el fluido fluye de nuevo hacia el depósito después de haber pasado a través de los componentes del sistema y haber realizado su trabajo. Algunas características clave de los filtros hidráulicos de retorno incluyen:

- **Elemento Filtrante:** El filtro contiene un elemento filtrante que puede ser de diferentes tipos, como un medio filtrante de papel, malla metálica o elementos filtrantes sintéticos. Este elemento captura partículas y contaminantes presentes en el fluido.
- **Micronaje:** La especificación del micronaje indica el tamaño de partícula que el filtro puede retener. Por ejemplo, un filtro con un micronaje de 10 micrómetros retendría partículas de ese tamaño o mayores.
- **Eficiencia de Filtración:** Indica la capacidad del filtro para retener partículas y se expresa como un porcentaje. Por ejemplo, un filtro con una eficiencia de filtración del 95% retendría el 95% de las partículas de un tamaño específico.
- **Válvula de Derivación (Opcional):** Algunos filtros de retorno pueden incluir una válvula de derivación que permite que el fluido circule alrededor del elemento filtrante en caso de que este se obstruya. Esto es útil para mantener la operación del sistema incluso si el filtro está parcialmente bloqueado, aunque se recomienda reemplazar el filtro obstruido tan pronto como sea posible.

Este filtro deberá ser colocado en la línea de retorno al tanque para filtrar todo el flujo que llegue nuevamente, como válvula de derivación se utilizará una válvula check que desviará el fluido cuando se tapone el filtro hidráulico, en caso de que se tapone.

En las **ilustraciones 24 y 25** se muestra el símbolo ISO y un ejemplo de cómo se ve un filtro de retorno en un sistema hidráulico real.

Ilustración 24 Símbolo un Filtro Hidráulico de acuerdo con las Normas ISO 1219 1-2

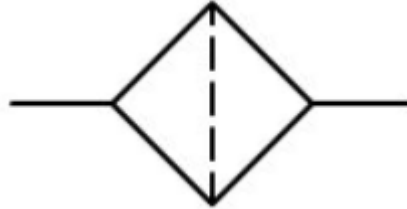


Ilustración 25

Filtro Hidráulico de Retorno en un Sistema Real

FiltersKing (2023) Recuperado de https://es.filters-king.com/hydraulic-filter-3eb-k6-02010-3ebk602010-for-komatsu_p1339.html



En cuestión de filtros hidráulicos los cálculos asociados a su selección se basan en nivel de filtrado y la caída de presión que podría generar en operación, es importante tener en cuenta que no siempre un elemento filtrante es mejor porque tiene mayor filtración sino que dependerá de la funcionalidad de la máquina y los requerimientos de flujo, estos factores de pérdidas de presión están detalladas por los fabricantes de los filtros.

2.10.4.5 Grupo Motriz

El grupo motriz hace alusión al conjunto de componentes que proporcionan la energía motriz o la fuerza para impulsar el sistema. Este grupo motriz es responsable de generar la presión necesaria en el fluido hidráulico, que luego se utiliza para realizar el trabajo en los

actuadores, como por ejemplo los cilindros, a continuación, se enumerarán los elementos que lo contienen y en caso de que anteriormente estos no hayan sido descritos se colocará también su simbología ISO y una imagen para relacionarlos físicamente

Los elementos que incluyen a este grupo son:

- **Bomba Hidráulica:** Es el componente principal del grupo motriz. La bomba toma fluido hidráulico a baja presión desde el depósito y lo impulsa a alta presión para suministrar energía al resto del sistema hasta llegar a los cilindros hidráulicos (**Ver ilustraciones 26 y 27**).

Ilustración 26

Símbolo de una Bomba Hidráulica de Flujo Unidireccional de acuerdo con las Normas ISO 1219 1-2

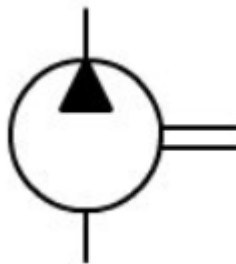


Ilustración 27

Bomba de Engranajes en Sección Transversal



Para la selección de una bomba hidráulica influyen varios factores como el tipo de bomba, la aplicación, la presión y caudal requeridos, el tipo de trabajo, la eficiencia, entre otros. Sin embargo, el punto de partida para seleccionarlas es conocer la capacidad que debe tener para suministrar la presión y caudal necesarios. En la ecuación 2.11 se detalla la fórmula utilizada

frecuentemente para realizar el cálculo de la bomba hidráulica necesaria, se debe acotar que la bomba considerada para la construcción del circuito es centrífuga, en el mercado las bombas centrífugas y de desplazamiento positivo son las más comunes. Se ha seleccionado la primera por la familiaridad que tiene este tipo de bombas con los autores (se utilizan inclusive en el bombeo doméstico de agua).

$$P_B = \eta * \rho * g * Q * H \text{ [Ecuación 2.11]}$$

Donde:

- η es la eficiencia de la bomba hidráulica
- ρ es la densidad del fluido en Kg/m^3
- g es la aceleración de la gravedad en m/s^2
- Q es el caudal en m^3/s
- H es la altura manométrica en m

Tener en cuenta que para formular la ecuación 2.11 se utilizó la ecuación de Bernoulli y se despreciaron todos los términos relacionados a la viscosidad del flujo y de transferencia de calor.

- **Motor Eléctrico o Motor Térmico:** En sistemas hidráulicos, la energía motriz puede provenir de un motor eléctrico o, en algunos casos, de un motor térmico (como un motor a gasolina o diésel, comúnmente usado en equipos móviles), la bomba por si sola no puede realizar el movimiento del flujo en la dirección deseada por lo que generalmente vienen grupos de motor-bomba acoplados listo para su funcionamiento. (**Ver ilustraciones 28 y 29**). La potencia que el motor debería suministrar a la bomba debería ser la descrita en la ecuación 2.11, sin embargo, el acople entre motor y algunos otros factores como la fricción entre elementos móviles, pérdida de calor (por nombrar algunos) ocasiona que la potencia transmitida sea menor que la teórica. En la ecuación 2.12 se describe la relación entre la potencia de la bomba y la potencia del motor,

mientras que en la ecuación 2.13 y 2.14 se describen las fórmulas para calcular la potencia mecánica de un motor y para los casos en los que el motor seleccionado fuera eléctrico la corriente necesaria para el motor respectivamente.

Ilustración 28

Símbolo de un Motor Eléctrico de acuerdo con las Normas ISO 1219 1-2

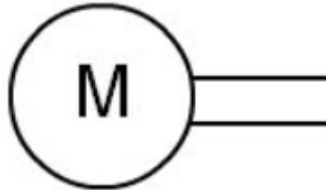


Ilustración 29

HK Motors (2022) Acoplamiento entre un Motor y Bomba Hidráulica Recuperador de <https://hknb.com/es/what-is-the-difference-between-a-hydraulic-pump-and-a-hydraulic-motor/>



$$P_m = \frac{P_B}{\eta} \text{ [Ecuación 2.12]}$$

Donde:

- P_m es la potencia del Motor en W
- η es la eficiencia del motor

$$P_m = T * w \text{ [Ecuación 2.13]}$$

Donde:

- P_m es la potencia del Motor en W
- T es el torque que produce el motor en Nm

- ω es la velocidad angular del eje del motor en rad/s

$$I = \frac{P_m}{\eta * V * PF} \quad [Ecuación 2.14]$$

Donde:

- P_m es la potencia del Motor en W
 - η es la eficiencia del motor
 - V es el voltaje en V
 - PF es el factor de Potencia
- **Válvulas de Control:** Las válvulas de control dentro del grupo motriz dirigen y regulan el flujo del fluido hidráulico para controlar la dirección y la velocidad del actuador.
 - **Filtros y Elementos de Limpieza:** Los filtros son esenciales en el grupo motriz para asegurar que el fluido esté limpio y libre de partículas que podrían dañar los componentes.
 - **Depósito de Aceite:** Almacena el fluido hidráulico y ayuda a mantener la temperatura adecuada del flujo en el sistema, es primordial porque en caso de que algún elemento del sistema hidráulico necesite más flujo, este es soportado por el fluido almacenado en el tanque o depósito hidráulico (**Ver ilustraciones 30 y 31**). Aunque no hay un método definido para realizar su cálculo, en base a los principios hidráulicos se puede calcular de 2 maneras diferentes la primera es considerar el caudal necesario para el sistema hidráulico y determinar el tiempo durante el cual el sistema pueda funcionar sin necesidad de que el reservorio se rellene nuevamente (suponiendo que por algún factor externo llegara a quedarse sin retorno el circuito hidráulico) y la otra manera es considerar las variaciones de presiones en el sistema y sus pérdidas de carga, ambas maneras se detallan en las ecuaciones 2.15 y 2.16 respectivamente

$$V = Q * t_r \text{ [Ecuación 2.15]}$$

Donde:

V es el volumen del reservorio en m^3

t_r es el tiempo de reserva en s

Q es el caudal en m^3/s

$$V = \frac{H * A}{g} \text{ [Ecuación 2.15]}$$

Donde:

V es el volumen del reservorio en m^3

H es la altura manométrica de todo el sistema en m

A es el área transversal del reservorio en m^2

g es la aceleración de la gravedad en m/s^2

Ilustración 30

Símbolo de un Depósito Hidráulico de acuerdo con las Normas ISO 1219 1-2

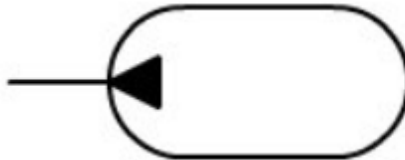
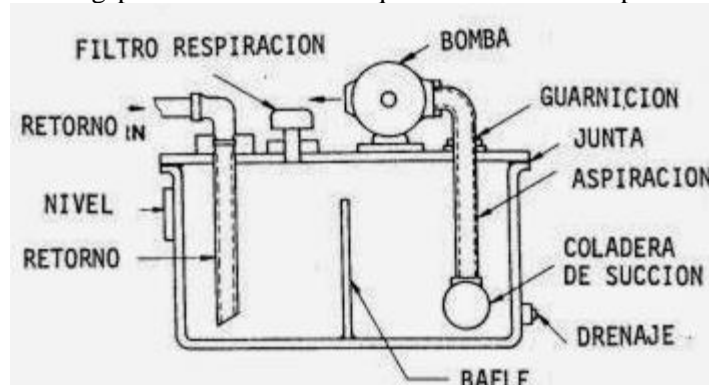


Ilustración 31

Gaona, Karla (2013) Partes de un Tanque Hidráulico. Recuperado de <https://karlagaona.blogspot.com/2015/02/t-anque-hidraulico-karla-patricia-gaona.html>



2.10.5 Bosquejo del Circuito Hidráulico del Sistema de Movimiento

En la sección precedente, específicamente en el apartado 2.10.4, se detallaron todos los componentes hidráulicos indispensables para la configuración del circuito encargado de operar los cilindros hidráulicos, los cuales a su vez serán responsables de elevar la cortina (**ver la ilustración 32**). A continuación, se procederá a exponer la construcción y funcionamiento correspondiente, dejando los cálculos individuales de cada componente para el siguiente capítulo del documento.

Todos los elementos cumplen una función específica en el circuito hidráulico, sin embargo, el que se encarga de mantener a todo el sistema con fluido constante es la bomba hidráulica, en el bosquejo se consideró un grupo motriz completo como tal y no elementos por separado debido a que comercialmente en circuitos de baja presión existen conjuntos denominados “centrales hidráulicas” en las que ya viene la bomba con su respectivo motor, un filtro y el reservorio hidráulico. Entonces es desde este grupo motriz donde el aceite inicia su recorrido mediante mangueras de baja presión hacia la válvula direccional, la válvula direccional será de 4 vías y 3 posiciones y accionada manualmente por una palanca, esta válvula tiene 4 puertos de conexión y puede adoptar 3 posiciones diferentes (de ahí su nombre) para dirigir el fluido, estas 3 posiciones se conocen como posición central cerrada, posición central abierta y posición extremo abierta; en la primera posición; el flujo que viene de la bomba está bloqueado ocasionando que el sistema se detenga, esta posición mantiene la presión del sistema por ende es buena para mantener la presión del sistema ; en la segunda posición, el flujo que se mantiene recirculando por todo el sistema inclusive sin estar utilizando los actuadores hidráulicos ; en la última posición el flujo que viene de la bomba se dirige hacia los actuadores y a su vez permite el retorno al tanque hidráulico. Hasta ahora está claro que en las dos primeras posiciones los actuadores se mantienen inmóviles la diferencia es que en la primera posición la presión se mantiene, sin embargo, cuando la válvula se encuentra en la posición de extremo abierta aún

existen más consideraciones (Siempre y cuando sea un cilindro doble acción) detalladas a continuación:

- En esta posición la válvula permite que una el flujo rellene una de las dos cámaras mientras que la otra está abierta sin restricciones.
- Cuando el flujo ingresa en la cámara de avance, entonces el cilindro se extiende libremente porque el aceite fluye en esa dirección y la otra cámara se encuentra sin fuerza de oposición alguna y el flujo que hubiere fluye libremente hacia el tanque hidráulico.
- Cuando el flujo ingresa en la cámara de retorno, entonces el cilindro se retrae libremente porque ahora la cámara de avance se encuentra abierta y la cámara de retorno ejerce presión para que el actuador se mueva en la dirección deseada.

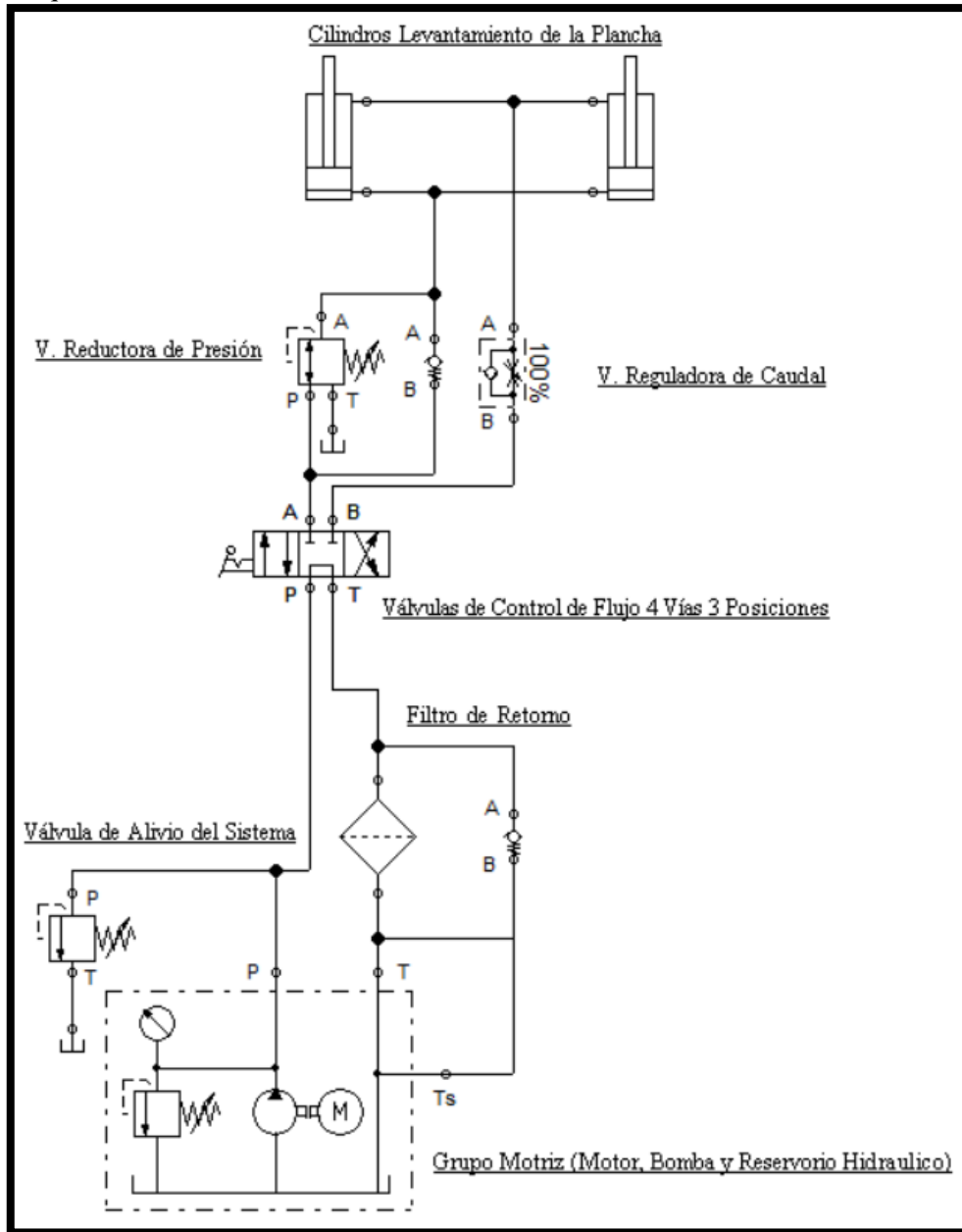
Una vez que el fluido abandona la válvula direccional, entonces dependiendo de si se encuentra fluyendo hacia la cámara de avance o a la cámara de retorno este se encontrará con una válvula reguladora de presión o de caudal respectivamente.

Cuando se dirige a la cámara de avance la válvula reguladora de presión ocasiona que el flujo disminuya la presión a la que transita a una presión constante, esto con la finalidad de mantener una fuerza de levantamiento constante en la cortina de la dobladora y ejercer un correcto doblado. Por otro lado, cuando el flujo se dirige a la cámara de retroceso la válvula reguladora de caudal ocasiona que el retroceso de los cilindros se realice a una velocidad

constante y evitar así los golpeteos que pudiese ocasionar bajar la cortina de manera rápida, con estas 2 válvulas se mantienen fuerza y velocidad constante en la operación de la máquina.

Ilustración 32

Esquema Hidráulico Sistema de Movimiento de Cortinas



Finalmente, los cilindros hidráulicos (también llamados actuadores) son los encargados de transmitir toda la energía hidráulica en movimiento lineal. Se encuentran acoplados a la cortina de la dobladora, de tal manera que cuando se extiende completamente sube la cortina para realizar el doblado de manera controlada, así mismo cuando el proceso de doblado ha terminado los cilindros se recogen a una velocidad constante y controlada. (Ver ilustración 32)

2.10.6 Diseño de Forma del sistema

El diseño de forma del sistema implementado se lo realizó en el programa Inventor 2018, para esto primero se realizaron las medidas de la dobladora, con la ayuda de cinta métrica, y un calibrador de vernier. En las **ilustraciones 33 y 34** se muestra una vista en isométrico y lateral izquierda respectivamente de la dobladora con los cilindros hidráulicos implementados.

Ilustración 33

Vista Isométrico de la Dobladora con Cilindros Hidráulicos para la Cortina

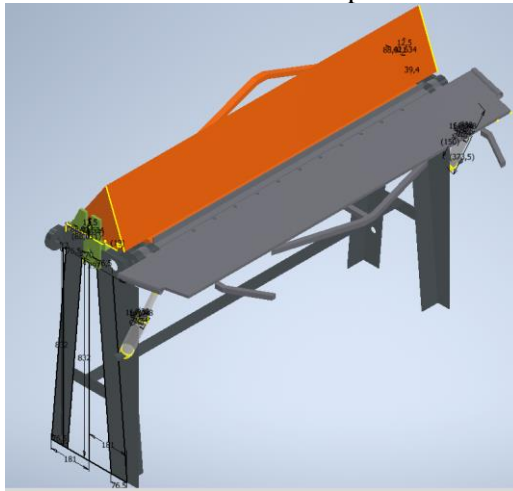


Ilustración 34

Vista Lateral de la Dobladora con Cilindros Hidráulicos para la Cortina



Capítulo 3

3.1 Introducción

En el transcurso de este capítulo, se han desarrollado los cálculos finales necesarios para llevar a cabo la modelación del sistema hidráulico en cuestión. Asimismo, se ha detallado y elegido los componentes que faltaban para el proceso de reacondicionamiento de la dobladora de placas de acero. En este contexto, se presenta el procedimiento empleado durante el reacondicionamiento y se expone el diseño definitivo del sistema hidráulico, en conjunto con la maquinaria que ha sido objeto de este proceso de mejora.

En una fase posterior, se ha efectuado un análisis de costos que aborda tanto la viabilidad económica de la adecuación del sistema como el coste asociado a la implementación de las mejoras hidráulicas en la dobladora. Este análisis financiero proporciona una perspectiva integral de la inversión requerida y permite evaluar la eficiencia y rentabilidad de las modificaciones introducidas en el sistema hidráulico, contribuyendo así a una toma de decisiones informada y estratégica en el ámbito del reacondicionamiento de maquinaria industrial.

3.2 Resultados

3.2.1 Resultados Teóricos de Fuerzas y Reacciones

3.2.1.1 Fuerza y Momento de Doblado

Para el cálculo de la fuerza de doblado se tomó como base el requerimiento del cliente que es un espesor de 3 mm y 900 mm de ancho, se asumirán 3 pulgadas para efectos de cálculo y por ser una distancia considerable para el doblado. El material considerado para el análisis es el acero ASTM A36 (detallado en el capítulo anterior), este tipo de acero es muy utilizado para realizar tuberías, ductos y elementos mecánicos.

Se inicia con la ecuación 2.1 para tener una idea de la fuerza necesaria que se requiere para doblar la placa, reemplazando con los datos en la tabla 5 se tiene:

$$F = \frac{K_{bf} T_s w t^2}{D} = \frac{1 * 450 * 10^6 [Pa] * 0,9 [m] * (3 * 10^{-3} [m])^2}{0,0762 [m]} = 47834,65 [N]$$

Se tomará K_{bf} con valor de 1, por ser el caso más crítico de los tipos de doblados. La fuerza obtenida es 48kN aproximadamente, sin embargo, como se mencionó anteriormente esta fuerza por ahora sirve solo como punto de partida para tener una idea de la magnitud de la fuerza necesaria, en este caso específico el proceso de doblado es diferente a el proceso de doblado con el que se formuló la Ecuación de Groover.

La validación de esta fuerza comienza con la evaluación de la dinámica de la placa para identificar las fuerzas presentes durante el proceso de doblado. La condición extrema se caracteriza por una configuración de viga en voladizo, donde el extremo corresponde a la porción que queda sobresaliendo después de asegurar la lámina mediante el troquel.

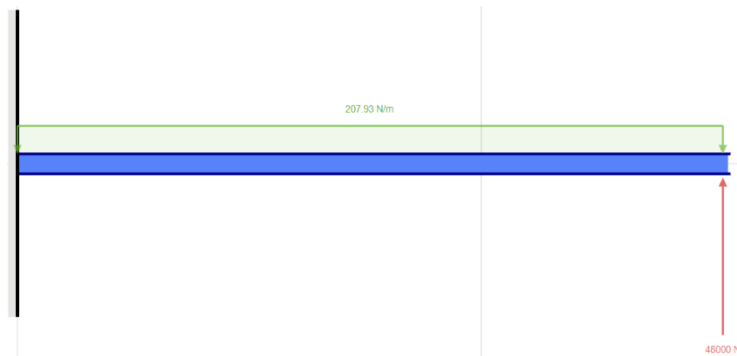
En un segundo momento, esbozar las fuerzas a las que se ve sometida la placa de acero durante el proceso de doblado, entre las cuales se incluyen el peso, la fuerza de doblado, así como la fuerza y el torque de reacción en el extremo. Posteriormente, llevar a cabo un análisis de los momentos flectores que actúan sobre la plancha y, finalmente, evaluar si el esfuerzo de flexión inducido por la fuerza externa supera la resistencia a la flexión inherente al material.

A continuación, se llevan a cabo todas las evaluaciones previamente mencionadas. Cabe destacar que en la primera sección no se proporcionan pormenores respecto a los cálculos manuales, ya que se trata de una verificación con la fuerza determinada mediante la ecuación de Groover. Por otro lado, en la segunda sección, se ofrecen minuciosos detalles de cada uno de los cálculos, los cuales son aplicables a ambas secciones.

Por medio del software Skyciv se generó el D.C.L de la plancha con las fuerzas externas conocidas que intervienen y su condición de extremo (**ver ilustración 36**)

Ilustración 36

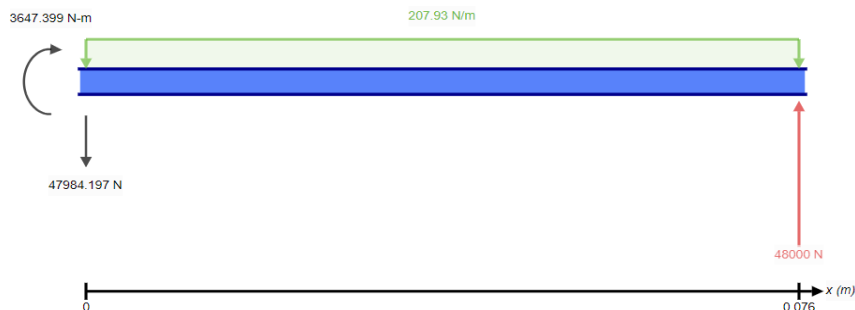
Diagrama de cuerpo Libre de la plancha a Doblar (Prueba inicial)



La sección de la placa de acero está representada en color azul, mientras que la fuerza distribuida rectangular, generada por el peso de la placa, se muestra en verde. En la parte inferior, se encuentra la fuerza externa aplicada para llevar a cabo el doblado de la plancha, que es una fuerza distribuida. Luego, se procedió a resolver este diagrama, obteniendo los resultados que se detallan a continuación (**ver ilustración 35**)

Ilustración 35

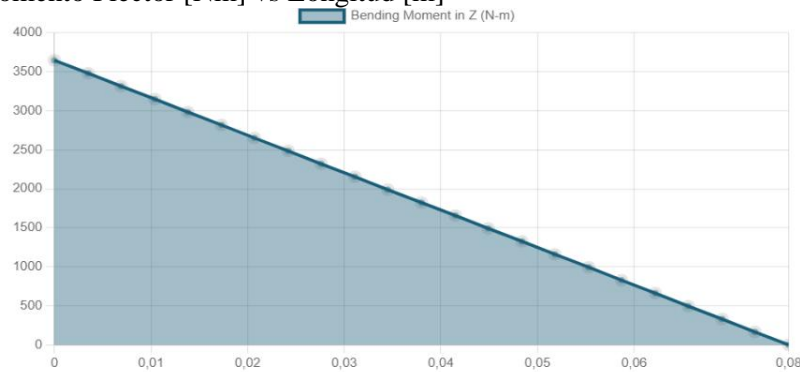
Diagrama de Cuerpo Libre Resuelto (Prueba Inicial)



La fuerza de reacción obtenida se aproxima a los 48 kN, mientras que el torque de reacción es cercano a los 3,6 kN-m. Se procedió a elaborar el diagrama que representa el momento flector en función de la longitud de la viga, como se ilustra en la siguiente representación gráfica (**ver ilustración 37**)

Ilustración 37

Diagrama Momento Flector [Nm] vs Longitud [m]



No obstante, se efectuaron los cálculos correspondientes al esfuerzo máximo de flexión utilizando dichos valores, revelando que estos multiplican el umbral de resistencia última a la tensión del acero ASTM A36 aproximadamente por un factor de 7. A pesar de que la placa mostraría una tendencia a doblarse con facilidad, esta proporción se considera excesivamente elevada. En consecuencia, se llevará a cabo el mismo procedimiento utilizando una fuerza menor, específicamente de 15 kN. A continuación, el D.C.L con la nueva fuerza y las reacciones generadas. (ver ilustración 38)

Ilustración 38

Diagrama de Cuerpo Libre con Reacciones y Fuerzas Involucradas en el Proceso de Doblado



Para calcular las fuerzas de reacción se utilizaron las ecuaciones 2.2 y 2.3. En el punto A se define el sistema de referencia positivo en X, Y a la derecha y superior del punto (0,0) respectivamente, para el momento se toma como positivo en el sentido de las manecillas del reloj, y negativo contrario a las manecillas del reloj y se calcula reemplazando como sigue:

$$\sum F_y = 15000N - 15,80N - Ry_A = 0 \text{ (Fuerzas en el eje y)}$$

$$15000[N] - 15,80[N] = Ry_A$$

$$Ry_A = 14984,2[N]$$

$$\sum M_{\text{punto A}} = 0 \text{ (Momentos alrededor del punto A)}$$

$$MA + 15,80[N] * 0,038[m] - 15000[N] * 0,076[m] = 0$$

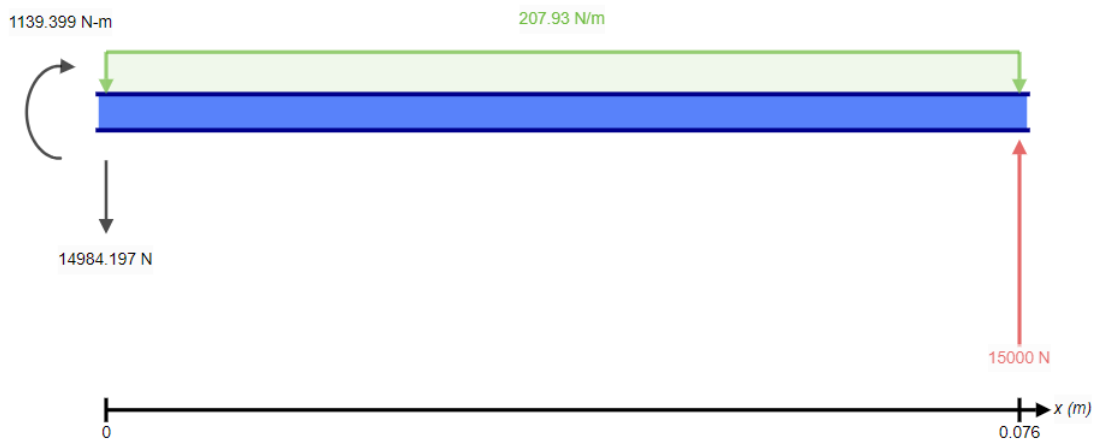
$$MA = 1140[Nm] - 0,6004[Nm]$$

$$MA = 1139,4[Nm]$$

El diagrama resulto con la fuerza y el momento alrededor del punto A esta bosquejado en

Ilustración 39

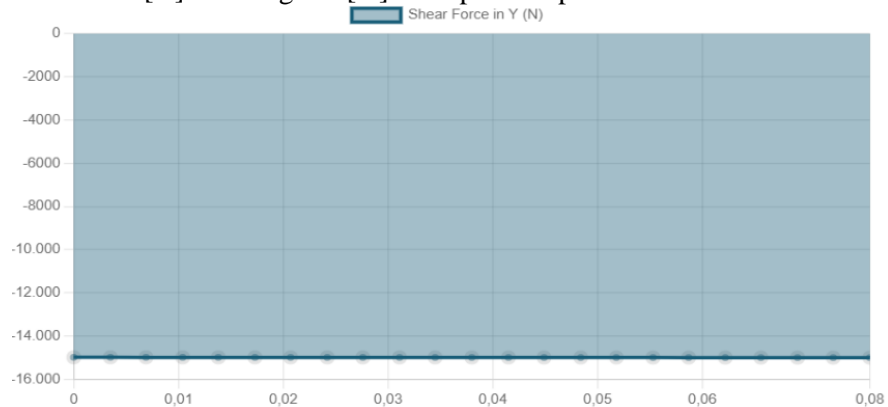
Diagrama de Cuerpo libre con las Reacciones resultantes en A.



El siguiente procedimiento implica la creación del diagrama de esfuerzo cortante en función de la longitud. Aunque este diagrama no aporta una cantidad significativa de información en este caso particular, su importancia radica en su contribución al desarrollo del diagrama de momento flector aplicado a la plancha de acero. La delineación del diagrama de esfuerzo cortante se simplifica; iniciará con un valor de esfuerzo cortante de -14984,2 N, dado que esta es la única fuerza presente en el extremo del voladizo. Este valor experimentará una ligera variación de -15,80 N a lo largo de la longitud de la viga, alcanzando al final la recuperación total de la diferencia, que es 15000 N. A continuación, se presenta la representación esquemática. (Ver ilustración 40)

Ilustración 40

Diagrama de Cortante [N] Vs Longitud [m] de la plancha para una fuerza de 1500N



Área bajo la curva entre $x = 0\text{m}$ y $x = 0,08\text{m}$:

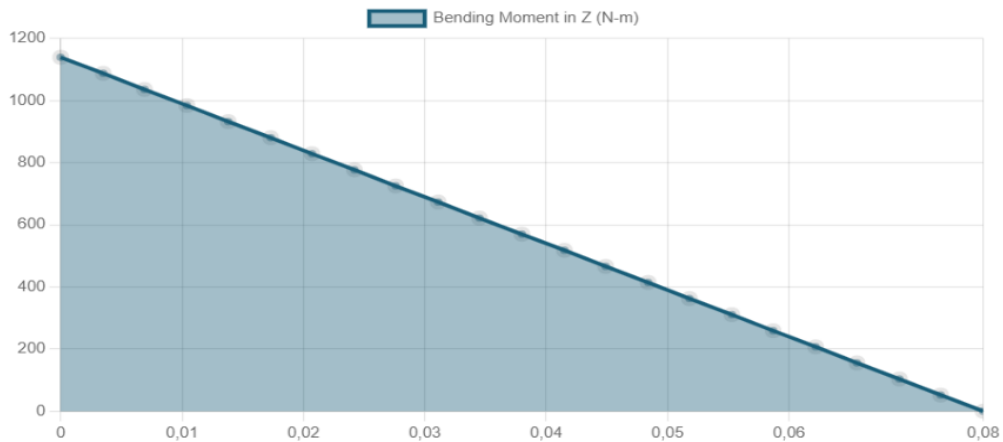
$$A = 0,08\text{m} \times -14500\text{N} \approx -1160\text{Nm}$$

Ahora haciendo uso de las ecuaciones 2.4 y 2.5 se entiende que la integral o lo que es lo mismo el área bajo la curva del diagrama de cortante será igual al momento flector, sin embargo, tomar en cuenta que el momento de reacción también se debe tomar en cuenta.

Por lo que el diagrama iniciará con los 1139 Nm, la fuerza distribuida por el peso de la viga causará que el momento flector vaya disminuyendo conforme se aleja del momento de reacción hasta llegar a cero en el extremo libre (el área calculada es la cantidad en la que se va disminuyendo el momento flector). El diagrama resultante se muestra a continuación (**ver ilustración 41**)

Ilustración 41

Diagrama de Momento Flector [Nm] Vs Longitud [m] de la plancha para una fuerza de 1500 N



Para encontrar el esfuerzo producido por la fuerza aplicada, es necesario encontrar el segundo momento de área de la sección rectangular o momento de inercia (I). Con los datos de la tabla 5 y utilizando la ecuación del momento de inercia para una sección rectangular, reemplazado en la ecuación del segundo momento de inercia para una placa rectangular:

$$I = \frac{1}{12}lh^3 [mm^4]$$

$$I = \frac{1}{12}900 * 3^3 [mm^4] = 2025 [mm^4] = 2,025 \times 10^{-9} [m^4]$$

Por último, se encuentran las magnitudes de los esfuerzos de flexión internos producidos por la fuerza de doblado:

$$\sigma_{flexión} = \frac{Mc}{I} [Pa]$$

$$\sigma_{flexión superior} = \sigma_{flexión inferior} = \frac{Mc}{I} = \frac{1139,4 [Nm] * 0,0015 [m]}{2,025 \times 10^{-9} [m^4]} = 844 \text{ Mpa}$$

La diferencia entre los esfuerzos de flexión superior e inferior es su tipo, mientras el superior comprime la viga el inferior la tensiona, creando el efecto de flexión. Ahora bien, comparado contra la resistencia última (aquella que asegura que el material quede completamente deformado) la duplica casi 2 veces. Por lo que los 15kN son adecuados para doblar la plancha de acero, mucho menor a la fuerza supuesta en el punto de partida. No

obstante, cabe aclarar que realmente lo que causa el doblado de la plancha es el torque ocasionado por la fuerza, de esta manera el torque necesario para doblar la plancha es de 1139,4 Nm.

3.2.2 Ubicación de Acople para Cilindros

Los cilindros hidráulicos considerados son de doble efecto, permiten accionar el vástago en cualquiera de sus dos direcciones a gusto del operador, se calculan de acuerdo con el diámetro del émbolo o pistón y la carrera necesaria, también es importante la presión máxima que van a suministrar dependiendo del cilindro soportará más o menos presión. Debido a que la estructura ya tiene dimensiones, el espacio de instalación se encuentra limitado. Lo más adecuado fue calcularlo en base a la situación más crítica, su diámetro y carrera.

La dobladora tiene que ser capaz de poder doblar a diferentes ángulos, se han considerado los ángulos más representativos y comunes en la industria, 30, 45, 60, 90, y 120°, el cilindro en su máxima carrera tiene que ser capaz de levantar la cortina exactamente a estos ángulos (tomando en cuenta el punzón que tiene 90°). El cilindro se unirá a la cortina exactamente a 15 centímetros de la bisagra. Por lo que para lograr estos diferentes ángulos se tendrá que tomar en cuenta que la distancia a la que se fije el cilindro deberá ser variable, a continuación, se realizan los cálculos respectivos para determinar las diferentes distancias, considerando un cilindro de 20 cm de carrera y 43 cm completamente extendido.

- Caso 1: Posición a 150° respecto a la Horizontal de la mesa

A pesar de que en la sección anterior ya se explicó el triángulo de distancias entre los acoples del cilindro y la dobladora, nuevamente se realizará la explicación en base a la ilustración 16, y en el caso en que la plancha deba ser doblada 150°

El punto A es en donde se encuentra la bisagra de la dobladora, el lado b representa la distancia que existe desde la bisagra de la dobladora hasta el punto de

apoyo del cilindro 15 cm, el lado a es el cilindro con la carrera en el tope superior (con el vástago completamente afuera del

Hay que recordar que la cortina tiene el punzón de 90 grados, es decir en el lado izquierdo del lado c tener en cuenta que la plancha está sometida al $\angle CAB + 90^\circ$, con $\angle CAB 30^\circ$ se obtienen los 120° internos en el doblado de la placa. Este cálculo se detallará paso a paso, para los siguientes casos solo se darán los valores, puesto que el procedimiento es el mismo.

Se aplicó la ley de los senos para triángulos detalladas en la ecuación 2.6 como sigue:

$$\angle BCA = \text{Sen}^{-1}\left(\frac{\text{Sen } \angle CAB * c}{a}\right) = \text{Sen}^{-1}\left(\frac{\text{Sen } 30^\circ * 15\text{cm}}{43\text{cm}}\right) = 10,05^\circ$$

Luego por sumatoria de ángulos interiores de los triángulos:

$$\angle ABC = 180^\circ - \angle BCA - \angle CAB = 139,95^\circ$$

Finalmente, se aplicó una vez más la ley de senos para triángulos:

$$\frac{\text{Sen } \angle ABC}{b} = \frac{\text{Sen } \angle CAB}{a}$$

$$b = \frac{\text{Sen } \angle ABC * a}{\text{Sen } \angle CAB} = \frac{\text{Sen } (139,95^\circ) * 43 \text{ cm}}{\text{Sen } (30)} = 55,38 \text{ cm}$$

Es decir, para lograr un doblado de 30° de la plancha es necesario instalar el cilindro a 55,38 cm en línea recta de la bisagra de la cortina de la dobladora. A continuación, en la **tabla 6**, se presenta la tabla con las distancias y los ángulos calculados para todos los casos solicitados:

Tabla 6

Ángulos de Doblado, y Distancias de apoyo y carrera para el Cilindro Hidráulico

Ángulo de Doblado	135°	120°	90°	30°
Diagramas geométricos, representativos de la posición de la cortina y el cilindro a diferentes grados de doblado				
$\sphericalangle CAB$	45°	60°	90°	120°
$\sphericalangle BCA$	18,75°	23,18°	25°	23,18°
$\sphericalangle ABC$	116,97°	96,82°	65°	58,84°
b	41,59 cm	37,84 cm	32,17 cm	11,68 cm

3.2.3 Fuerza de Cilindros Hidráulicos

El caso más crítico es cuando el ángulo a doblar es 90°, entre el cilindro y la estructura se forman 20,41°. Se procederá a hacer el balance de fuerzas para encontrar la fuerza resultante necesaria del cilindro para producir un torque de 1139,4 Nm. En la ilustración 18 se pueden observar las fuerzas involucradas, al lado izq. el torque necesario para doblar la plancha de acero y al lado derecho la fuerza producida por el cilindro. El lado c se mantiene en 15 cm.

Utilizando las ecuaciones 2.2 y 2.3, respecto al punto A nuevamente y en base al D.C.L de la ilustración 17 se tiene:

$$\sum M_A = MA - 0,15m * F_{y-cilindro} = 0$$

$$F_{y-cilindro} = \frac{MA}{0,15m} = \frac{1139,4 Nm}{0,15m} = 7596N$$

$$F_{y-cilindro} = F_{cilindro} * \cos(20,41)$$

$$F_{cilindro} = \frac{F_{y-cilindro}}{\cos(20,41)} = 8104,81 N$$

La fuerza necesaria que debe suministrar el cilindro es de 8,104kN. La presión máxima que el cilindro tenga que soportar depende del diámetro del émbolo, considerando un émbolo de 4 cm de diámetro, utilizando la ecuación 2.7 se tiene:

$$P = \frac{F}{A} [Pa] = \frac{11484[N]}{\pi * \frac{D^2}{4} [m^2]} = \frac{8104,81[N]}{\pi * \frac{0,04^2}{4} [m^2]} = 6,5 \text{ Mpa} = 943 \text{ psi}$$

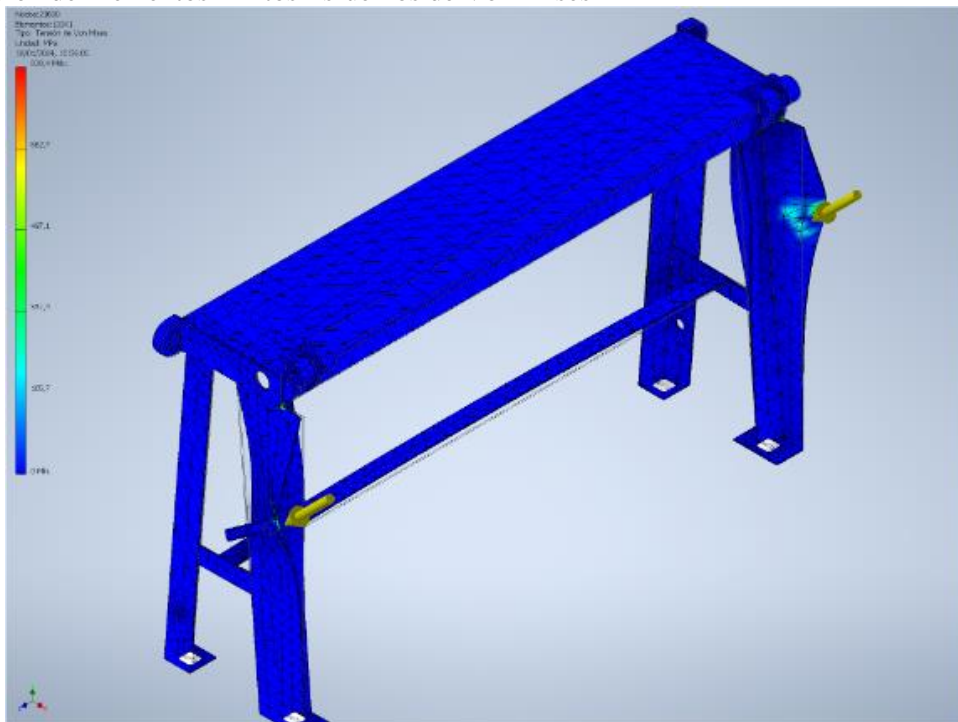
Los cilindros, deberán soportar una presión de 943 psi para suministrar la fuerza requerida para el doblado, sin embargo, se considerará un 40% de la presión recomendable, ya que no se tomó en consideración el efecto del peso de la cortina sobre la fuerza del cilindro ni la fricción producida por las bisagras, además para que pueda manejar posibles sobrepresiones.

3.2.4 Esfuerzo en la Estructura

Para analizar la resistencia de la estructura, se realizó la simulación de esfuerzos con el método elementos finitos en el programa Inventor, para conocer la repercusión que causan los cilindros hidráulicos sobre la estructura de la mesa de la dobladora (**Ver ilustración 42**)

Ilustración 42

Simulación de Elementos Finitos Esfuerzos de Von Mises



Los datos de entrada para la simulación se detallan en la tabla 7, mientras que los resultados se detallan en la tabla 8

Tabla 7

Datos de Entrada

Tamaño medio del elemento (Malla)	0,1 cm
Tamaño mínimo del elemento (Malla)	0,2 cm
Fuerza en eje X	-8120,414 N
Fuerza en eje Y	-8120,414 N
Fuerza en eje Z	0

Tabla 8

Resultados de la Simulación

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	10590500 mm ³	
Masa	75,7219 kg	
Tensión de Von Mises	0,00278142 MPa	828,428 MPa
Primera tensión principal	-234,285 MPa	895,493 MPa
Tercera tensión principal	-1065,76 MPa	192,147 MPa
Desplazamiento	0 mm	10,3522 mm
Coefficiente de seguridad	0,914986 su	15 su
Tensión XX	-684,619 MPa	438,437 MPa
Tensión XY	-226,76 MPa	244,708 MPa
Tensión XZ	-390,914 MPa	297,072 MPa
Tensión YY	-955,165 MPa	779,331 MPa
Tensión YZ	-272,996 MPa	260,328 MPa
Tensión ZZ	-479,704 MPa	331,214 MPa
Desplazamiento X	-7,94177 mm	2,84573 mm
Desplazamiento Y	-2,96776 mm	0,679196 mm
Desplazamiento Z	-8,01345 mm	8,02941 mm
Deformación equivalente	0,000000020154 su	0,00643059 su
Primera deformación principal	-0,0000284682 su	0,00631691 su
Tercera deformación principal	-0,00764924 su	-0,00000000229237 su

En la sección de **Anexos, Anexo B** se encuentra el estudio estático detallado con las imágenes respectivas de los valores proporcionados en la tabla 8.

3.2.5 Resultados Hidráulicos

3.2.5.1 Fluido Hidráulico

El fluido hidráulico seleccionado es el ISO 32, este aceite hidráulico es utilizado en sistemas de baja carga, tiene una alta estabilidad a la temperatura y es un aceite fino en

comparación con el SAE 10W o el ISO 68, tiene una viscosidad de 32 cSt a 40°C de acuerdo con las normas ISO 3448, e ISO 6743 es un aceite general para sistemas hidráulicos, su temperatura de trabajo es hasta 40°C porque mantiene sus propiedades, aunque esto no viene explícitamente escrito en la norma. (Swissoil, 2012)

3.2.5.2 Mangueras y Acoples Hidráulicas

Para la selección de mangueras hidráulicas se siguieron las instrucciones para la selección de mangueras es necesario conocer la presión máxima que deberá soportar el sistema y la temperatura de trabajo. (Caterpillar, 2016) Los cilindros lo máximo que proveerán será 1326 psi, se trata de una aplicación de baja presión. Se consultó directamente a los fabricantes de mangueras por las opciones que poseen, y nos suministraron diferentes opciones de acuerdo con los requerimientos de presión y temperatura, finalmente se seleccionó la manguera, en la **ilustración 43** se encuentran las posibles mangueras que pueden ser utilizadas, En este caso se seleccionó la manguera de ¼ de pulgada de diámetro interno (resaltada de amarillo). Las longitudes de las mangueras se las mantendrá en 50 cm para cada conexión, esto no se puede determinar en teoría porque depende realmente del espacio físico de instalación de los componentes.

Ilustración 43
Caterpillar (2023) Mangueras Hidráulicas.

One-Wire Braid Compact Hose - 716CP



Part number	Hose ID (mm - in)	Hose O.D. (mm - in)	Hose Dash Size	COUPLING SERIES	MIN BURST PRESS (MPa - psi)	MAX WORK PRESS (MPa - psi)	Min Bnd Radius (mm - in)
716CP-04	6.4 - 0.25	12.2 - 0.48	-4	MN	90.0 - 13053	22.5 - 3263	50 - 1.97
716CP-06	9.5 - 0.37	15.5 - 0.61	-6	MN	72.0 - 10443	18.0 - 2611	65 - 2.56
716CP-08	12.7 - 0.50	19.0 - 0.75	-8	MN	64.0 - 9282	16.0 - 2321	90 - 3.54
716CP-10	15.9 - 0.63	22.2 - 0.87	-10	MN	52.0 - 7542	13.0 - 1885	100 - 3.94
716CP-12	19.1 - 0.75	25.8 - 1.02	-12	MN	42.0 - 6092	10.5 - 1523	120 - 4.72
716CP-16	25.4 - 1.00	33.3 - 1.31	-16	MN	35.2 - 5105	8.8 - 1276	150 - 5.91

Exceeds the requirement of

Construction: Synthetic rubber tube; single high tensile steel wire braid reinforcement. Oil, weather, and abrasion resistant synthetic rubber outer cover.

Application: Medium pressure service with petroleum based hydraulic fluids, lubricating oils, grease, water and water-glycol based fluids, and air. MSHA approved cover.

Temperature Range: -40° F to +212° F (-40° C to +100° C) for petroleum based fluids. +150° F Max (+66° C Max) for water based fluids and air.

Couplings: Crimp-on permanent, non-skive type, MN Series coupling. See Permanent Couplings (716, 294, 844) section.

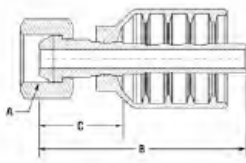
Note: Hose cover does not need to be removed before attaching couplings.

Para seleccionar los acoples hidráulicos se realizó la selección en base a la manguera, debe tener el mismo diámetro y ser la misma serie del acople, se seleccionó un acople ISO 8434-6 de ¼ de diámetro. (Ver ilustración 44)

Ilustración 44

Caterpillar (2023) Acoples Hidráulicos

BSPP 60° Female Swivel - Straight (ISO 8434-6)



Part Number	HOSE I.D. (mm-in)	HOSE DASH SIZE	SERIES	A THREAD SIZE	A THREAD DASH SIZE	B LENGTH (mm-in)	C CUT-OFF FACTOR (mm-in)
	6.4 - .25	-4	MN	1/4-19	-4	46.5-1.83	22.4-0.88
	6.4 - .25	-4	MN	3/8-19	-6	46.0-1.81	22.0-.87
	9.5 - .37	-6	MN	3/8-19	-6	54.0-2.13	25.0-0.98
	9.5 - .37	-6	MN	1/2-14	-8	52.6-2.07	23.3-0.92
	12.7 - .50	-8	MN	1/2-14	-8	55.0-2.17	25.4-1.00
	12.7 - .50	-8	MN	5/8-14	-10	55.0-2.17	25.4-1.00
	15.9 - .63	-10	MN	5/8-14	-10	63.6-2.50	33.1-1.30
	19.1 - .75	-12	MN	3/4-14	-12	65.0-2.56	29.9-1.18
	19.1 - .75	-12	MN	1-11	-16	64.0 -2.52	33.0 -1.30
	25.4 - 1.00	-16	MN	1-11	-16	73.0-2.87	35.0-1.38
	25.4 - 1.00	-16	MN	1-11	-16	83.5-3.29	40.6-1.60
	31.8 - 1.25	-20	MN	1 1/4-11	-20	96.0-3.78	51.3-2.02
	38.1 - 1.50	-24	MN	1 1/2-11	-24	101.0-3.98	49.0-1.93
	50.8 - 2.00	-32	MN	2-11	-32	90.5-3.56	40.0-1.57

Note: Grayscale parts are MAO (Made As Order).

La cantidad de acoples en el sistema deben ser:

- Acoples a para la válvula direccional: 4
- Acoples para la válvula reguladora de caudal: 2
- Acoples para la válvula reguladora de presión: 2
- Acoples para el retorno del tanque: 1
- Acoples del suministro a la bomba: 1
- Acoples a las entradas de las cámaras de los cilindros: 4

En total se necesitarían 14 acoples, los cilindros podrían utilizar diferentes acoples, pero eso depende del fabricante de los cilindros.

3.2.5.3 Caudal Necesario para la Bomba

El caudal necesario vendrá dado por la velocidad a la que se quiere que los cilindros levanten la estructura, como se desea que se levanten en máximo 3 segundos, se calcula la velocidad lineal de los cilindros de la siguiente manera:

$$v = \frac{\text{carrera}}{\text{tiempo}} \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{20 [cm]}{3 [s]} = 0,07 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Con la velocidad y el área del embolo se puede calcular el caudal necesario para que un cilindro se levante en 3 segundos:

$$Q = v * A \left[\frac{m^3}{s} \right] = 0,07 \left[\frac{m}{s} \right] * 0,0013 [m^2] = 0,000088 \left[\frac{m^3}{s} \right] = 0,088 \left[\frac{L}{s} \right] = 5,28 \left[\frac{L}{min} \right]$$

Como son 2 actuadores hidráulicos (colocados a cada lado de la cortina), entonces la bomba deberá ser capaz de poder suministrar el doble de lo calculado, es decir aproximadamente 11 Litros por minuto.

3.5.2.4 Presión de Suministro para la Bomba

La presión que debe suministrar la bomba es la presión necesaria para mover los cilindros hidráulicos a la velocidad y presiones deseadas, sin embargo, se debe calcular también las perdidas principales y menores producidas debido a los accesorios y a la fricción del fluido con la tubería o maguera en la que se transporta, luego sumar las perdidas con la presión de los actuadores.

A continuación, se realiza el cálculo de las pérdidas mayores y menores:

$$h_{total} = f \frac{LV^2}{D * 2g} + \sum K \frac{V^2}{2g}$$

Suponiendo que todas las válvulas se encuentran completamente abiertas, los coeficientes K para la válvula direccional, de control de presión y caudal es igual a 5 (**ver ilustración 47**), no se considerará los coeficientes de los acoples porque no se tiene información suficiente y son despreciables en comparación a las pérdidas principal y de los accesorios.

- Velocidad del fluido: $\frac{Q}{A} = \frac{1,83 \cdot 10^{-4}}{7,07 \cdot 10^{-4}} \left[\frac{m}{s} \right] = 0,26 \text{ m/s}$
- Reynolds: $\frac{v d}{\nu} = \frac{0,26 \cdot 0,03}{3,2 \cdot 10^{-5}} = 244$ (Flujo Laminar)
- Rugosidad Relativa: $\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,01 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} = 0,00033 = 3,33 \cdot 10^{-4}$
- Con estos datos se calcula en el Diagrama de Moody (**Ver Ilustración 45**), el factor de fricción relacionado a las mangueras de caucho en el sistema hidráulico.
- El factor f de fricción obtenido es entonces: 0,0015
- El valor de rugosidad relativa ε , se seleccionó a partir del material de las mangueras hidráulicas (**ver ilustración 46**)

La longitud total de las mangueras entonces será de 150 cm, el primer tramo desde el depósito hasta la válvula direccional 50 cm, y de la válvula direccional a las reguladoras de presión y caudal 50 cm, y de las válvulas reguladoras a los cilindros 50 cm, entonces se tiene para las pérdidas totales en el sistema:

$$h_{total} = 0,0015 \frac{1,5 * 0,26^2}{0,03 * 2 * 9,81} + (15) \frac{0,26^2}{2 * 9,81} = 0,052 [m] \approx 1 \text{ psi}$$

Ilustración 45

White. M (2003) Mecánica de Fluidos 5ta Edición / Diagrama de Moody

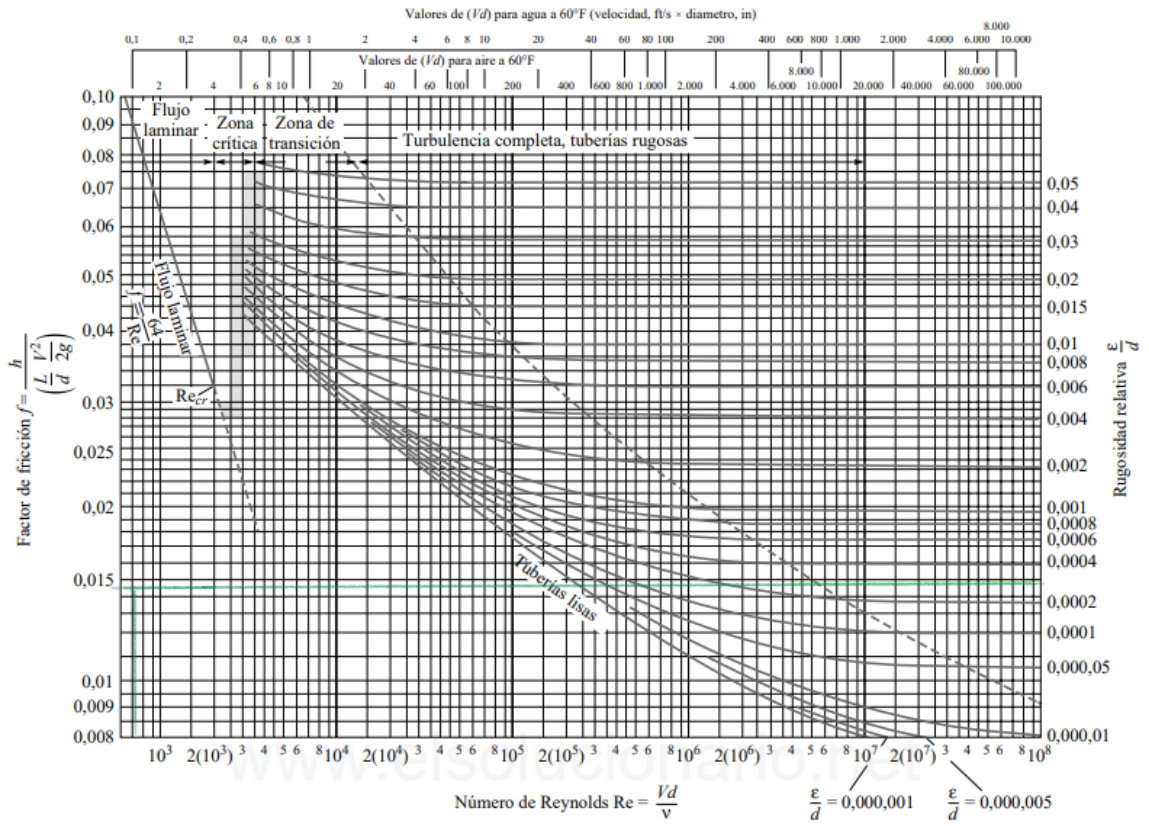


Ilustración 46

White. M (2003) Mecánica de Fluidos 5ta Edición

Valores Recomendados de Rugosidad Para Diversos Materiales Comerciales

		ϵ		
Material	Condición	ft	mm	Incertidumbre, %
Acero	Lámina metálica, nueva	0,00016	0,05	±60
	Inoxidable	0,000007	0,02	±50
	Comercial, nuevo	0,00015	0,046	±30
	Estriado	0,01	3,0	±70
Hierro	Oxidado	0,007	2,0	±50
	Fundido, nuevo	0,00085	0,26	±50
	Forjado, nuevo	0,00015	0,046	±20
	Galvanizado, nuevo	0,0005	0,15	±40
	Fundido asfáltico	0,0004	0,12	±50
Latón	Laminado	0,000007	0,002	±50
Plástico	Tubo laminado	0,000005	0,0015	±60
Vidrio	—	Liso	Liso	
Hormigón	Liso	0,00013	0,04	±60
	Rugoso	0,007	2,0	±50
Caucho	Liso	0,000033	0,01	±60
Madera	En duelas	0,0016	0,5	±40

Ilustración 47

White. M (2003) Mecánica de Fluidos 5ta Edición

Coefficientes para Pérdidas Menores en Válvulas

	Diámetro nominal, in									
	Roscado					Acoplado				
	$\frac{1}{2}$	1	2	4	1	2	4	8	20	
Válvulas (abiertas):										
Globo	14	8,2	6,9	5,7	13	8,5	6,0	5,8	5,5	
Compuerta	0,30	0,24	0,16	0,11	0,80	0,35	0,16	0,07	0,03	
De retención	5,1	2,9	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
De ángulo	9,0	4,7	2,0	1,0	4,5	2,4	2,0	2,0	2,0	
Codos:										
45° normal	0,39	0,32	0,30	0,29						
45° suave					0,21	0,20	0,19	0,16	0,14	
90° normal	2,0	1,5	0,95	0,64	0,50	0,39	0,30	0,26	0,21	
90° suave	1,0	0,72	0,41	0,23	0,40	0,30	0,19	0,15	0,10	
180° normal	2,0	1,5	0,95	0,64	0,41	0,35	0,30	0,25	0,20	
180° suave					0,40	0,30	0,21	0,15	0,10	
«Tes»:										
Flujo directo	0,90	0,90	0,90	0,90	0,24	0,19	0,14	0,10	0,07	
Flujo lateral	2,4	1,8	1,4	1,1	1,0	0,80	0,64	0,58	0,41	

Como se pudo apreciar realmente las pérdidas principales y menores son despreciables, frente a la presión que se ejerce en los actuadores hidráulicos, debido al tamaño del circuito y que las mangueras son de caucho, esto ofrece menos resistencia al flujo del aceite, entonces la presión que necesita la bomba de suministro es de al menos 1326 PSI.

3.2.5.5 Potencia de la Bomba

Con los datos de presión y caudal de la bomba ahora se reemplaza en la ecuación 2.11 como sigue:

$$P_B = 1 * 911 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 1,83 * 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right] * 932,27[m] \approx 1525 [W] \approx 2,05 HP$$

Para fines de cálculos se supuso una bomba con una eficiencia del 100%, estos datos solo se pueden obtener experimentalmente. Sin embargo, la diferencia no suele variar mucho, por lo que considerar un 10% de la potencia que necesita la bomba es lo recomendable, por consiguiente, la potencia que necesita la bomba es de 2,25 HP.

3.2.5.6 Tamaño del Reservorio Hidráulico

Para calcular el tamaño del reservorio hidráulico es necesario primero asumir una sección transversal para poder realizar los cálculos con la ecuación 2.15. Asumiendo que la dobladora tendrá un reservorio con una sección de 10 cm de ancho x 10 cm de profundidad entonces se procede a reemplazar en la ecuación con los datos ya conocidos

$$V = \frac{H * A}{g} = \frac{932,27 \text{ m} * 0,1 \text{ m} * 0,1 \text{ m}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,95 \text{ m}^3$$

3.2.5.7 Selección de Válvula de Control Direccional

La válvula de control direccional tiene que poder manejar la presión necesaria que el cilindro hidráulico necesita así mismo el caudal necesario para que el cilindro se desplace a la velocidad deseada, de esta manera se identifican los parámetros que debe cumplir esta válvula:

- Tipo de Accionamiento: Manual
- Vías: 4
- Posiciones: 3
- Presión máx. a través de la válvula: 1326 Psi
- Caudal a través de la válvula: 11 L/s
- Montaje: No especificado

Con la ayuda de un catálogo de fabricantes de válvulas, se realizó la selección de esta válvula. Se trata de una válvula direccional 4/3 con montaje CETOP 3. Puede manejar desde 11 L/min hasta 20 L/min de caudal, la Presión máxima en los puertos de salida es de 32 Mpa o 4642 psi. Con un peso de 2 kg. En la sección de **Anexos, Anexo A** además se encuentra el datasheet correspondiente a la válvula y la curva de la caída de presión en la válvula por cada valor de caudal que atraviesa la misma.

3.2.5.8 Selección de Válvula Reguladora de Caudal

La válvula reguladora de caudal es la encargada de mantener la velocidad de los cilindros, la velocidad deseada para que el vástago realice un movimiento suave es de 6 segundos, el caudal que deberá manejar la válvula se calcula a continuación:

$$v = \frac{\text{carrera}}{\text{tiempo}} \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{20 [cm]}{6 [s]} = 0,03 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Con la velocidad y el área del embolo se puede calcular el caudal necesario para que un cilindro se recoja en 6 segundos:

$$Q = v * A \left[\frac{m^3}{s} \right] = 0,03 \left[\frac{m}{s} \right] * 0,0013 [m^2] = 0,000039 \left[\frac{m^3}{s} \right] = 0,039 \left[\frac{L}{s} \right] = 2,34 \left[\frac{L}{min} \right]$$

Entonces la válvula deberá manejar un caudal entre 4,68 L/min y 11 L/min, en la sección de **Anexos, Anexos A** se encuentra el datasheet de la válvula seleccionada, correspondiente a las características necesarias para la operación en el circuito hidráulico.

3.2.5.9 Selección de la Válvula Reguladora de Presión

Cuando los cilindros regresan a la cámara, tienen que hacerlo de manera moderada controlando que la presión a la que descienden se mantenga constante, por motivos de seguridad y para evitar que el sistema hidráulico sufra daños. La presión al bajar la cortina deberá ser capaz de soportar solo el tamaño de la cortina, la cortina tiene un peso aproximado de 59 Kg, lo que produce una fuerza de 579 N que será la fuerza que el cilindro deberá soportar.

Utilizando la ecuación 2.7 se tiene:

$$P = \frac{F}{A} [Pa] = \frac{11484 [N]}{\pi * \frac{D^2}{4} [m^2]} = \frac{579 [N]}{\pi * \frac{0,04^2}{4} [m^2]} = 460752 Pa = 67 psi$$

La presión máxima del sistema será de 1326 psi, la diferencia de presión en la válvula por lo tanto debería ser de por lo menos 1259 psi.

En la sección de **Anexos, Anexo A** se encuentran las características técnicas de la válvula seleccionada, el caudal de funcionamiento de esta válvula es de hasta 30 Litros por minuto.

3.2.6 Elementos Faltantes y Adecuación

3.2.6.1 Platina Punzón

La platina punzón es el elemento encargado de realizar el doblado de las planchas de acero, este tiene forma de un ángulo de 90° y se puede montar de manera que esté soldado o empernado a la cortina. Se soldó una placa en forma de L de 30 mm x 50 mm con espesor de 5 mm. (Ver **Ilustración 48**). El plano de este elemento se encuentra en la sección de **Anexos, Anexo A** el material es el mismo de la dobladora y el troquel, hierro fundido. Con una resistencia a la fluencia de 550 Mpa aproximadamente. Mucho más resistente que la plancha utilizada para los cálculos (ASTM A36).

Ilustración 48

Punzón en la Dobladora de Acero



3.2.6.2 Soporte y levas para Levantamiento de Escuadras

Para que en el troquel se puedan introducir las láminas a doblar se debe diseñar un mecanismo que sea capaz de levantar el troquel y al mismo tiempo genere presión en la plancha para poder realizar el doblado de manera óptima.

Los planos del soporte detallado se encuentran en la sección de **Anexos, Anexo A**. Para los cortes se utilizó una plancha de acero de $\frac{3}{4}$ de pulgada suministrada por el CDTs (Ver **Ilustración 49**), debido a su grosor inicialmente se planteó cortarla con plasma, pero la poca

disponibilidad de este servicio en el norte de la ciudad de Guayaquil orilló a que el corte fuera realizado con láser.

Ilustración 49

Placa de Acero luego de ser Cortada con Laser



El diámetro interno de la pieza es de 75 mm mientras que el diámetro exterior es de 150 mm, el tamaño del rectángulo en la pieza es de 40 mm x 60 mm. La razón de estas medidas fueron el tamaño de la leva, ya que la leva debe encajar en el soporte, y el rectángulo porque el eje que se encuentra en la mesa debe encajar además de unas placas de acero para poder generar

Ilustración 50

Mandrinado de los Soportes en el Torno CDTS



la presión y el movimiento hacia arriba y abajo en el troquel. Posteriormente se evidencia que el diámetro de las levas es aún mayor que el diámetro interno de los soportes, por lo que se realizó

un proceso de mandrinado (**ver ilustración 50**) en el torno del taller CDTS, para conseguir las medidas exactas, se rebajaron 3 mm.

Como se mencionó en párrafos anteriores, la función de este es soportar el peso del troquel y además ajustar el troquel para que realice presión sobre las planchas metálicas, por lo que se colocó un perno de ajuste para ajustar la presión que genera el troquel sobre la plancha.

Para que el perno de ajuste entre en el soporte se realizó un agujero en el mismo y luego se procedió a maquinar. Los agujeros se realizaron en el taladro de banco del taller del taller.

(Ver ilustración 51).

Ilustración 51

Taladrado del Agujero para Perno de Ajuste en el Taladro de Banco



Una vez realizado los agujeros se procedió a utilizar el machuelo de ½” con hilo NC, en cada uno de los soportes. **(Ver ilustración 52).**

Ilustración 52

Machueleado de ½” en los Agujeros para Pernos de Ajuste



Posteriormente se procedió al montaje de los soportes en la estructura de la dobladora, pero primero se preparó los laterales de la dobladora para que los soportes pudieran entrar sin problemas, esta presentaba ejes innecesarios, fueron cortados utilizando la amoladora y disco de corte para ser retirados. **(Ver ilustración 53)**

Ilustración 53

Preparación de Laterales en la Dobladora



A continuación, se instalaron los soportes de la leva, y por seguridad se realizaron dos puntos de soldadura con topes para que el soporte no se pudiera movilizar y quede totalmente fijo. (Ver ilustración 54)

Ilustración 54

Soporte Colocado En el Lateral de la Dobladora



3.2.6.3 Adecuación de fugas del acople de elementos móviles

En los acoples de los elementos rotos, para limitar movimientos de fuga, grados de libertad, en este caso el eje gira y se desplaza, se aplica soldadura directamente sobre la máquina y las piezas de la máquina, evitando que el eje se desplace permitiéndole solo girar. En la ilustración 56 se observa el resultado final en el eje del troquel acoplado a las escuadras y en la ilustración 57 se muestra el proceso de Soldadura, cuyas características se presentan a continuación:

Ubicación: La soldadura se ubicará entre el borde de las escuadras y la junta del troquel

Tipo de Unión: De filete a tope, Por puntos

Detalle de los Cordones: 8mm de altura y 6 mm de ancho

Preparación del Borde: Biselado, Lijado

Tipo de Soldadura: Soldadura por arco con electrodos revestidos (SMAW)

Ilustración 55

Soldadura entre el EL Troquel y la Escuadra Lateral



Ilustración 56

Maestro Soldador Realizando la corrección de fugas en el Asentamiento del Troquel



3.2.6.4 Contrapesos

Los contrapesos son los elementos que ayudarán al operador a girar la cortina de una manera más fácil, sin embargo, deben ser diseñados de tal manera que no ejerzan un mayor

momento que la cortina sin girar por si solos, y evitan que el operador tenga que hacer toda la fuerza durante el proceso de plegado. A continuación, se realiza un balance de fuerzas y se estima el peso que deben tener los contrapesos. En la Sección de **Anexos, Anexo A** se encuentran los datos sobre el peso y el centroide de la cortina Obtenidos de la opción Ipropierties del Autodesk Inventor detallado (**Ver ilustración 66**), calculados a partir del Modelado 3D de las medidas físicas estructurales.

Consideraciones

- Material de la Cortina: Hierro Fundido
- Distancia del Centroide de la Cortina al Eje de giro r1: 156,68 mm
- Distancia de la Masa del Contrapeso al Eje de giro r2: 380 mm

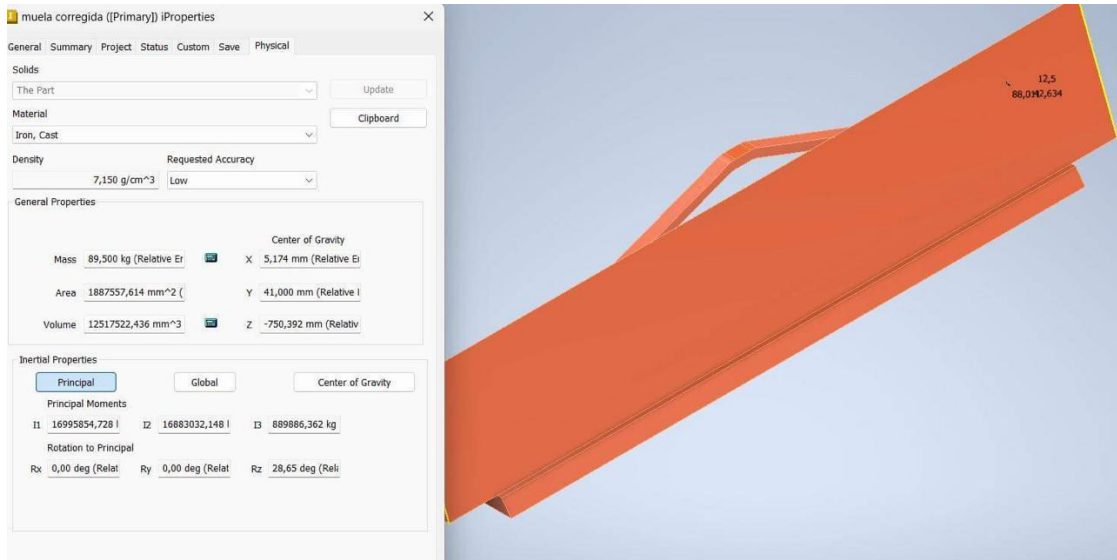
El cálculo para los contrapesos en equilibrio con el peso de la cortina se realizó en 3 diferentes posiciones para corroborar la masa necesaria del contrapeso (M_p) necesaria para mantenerse en equilibrio con la masa de la cortina (M_c).

De manera práctica, se realizaron varios procesos ligados al mantenimiento correctivo y preventivo de las piezas acoplados y elementos estructurales de la dobladora en los que fueron necesarios procesos de maquinado, limpieza y lubricación o ya sea reemplazo para que la maquina sea funcional, dichos procesos se encuentran en la tabla 16 (**Ver tabla 16**) de la sección de **Anexos, Anexo A** así como ilustraciones del proceso.

Por otra parte, se realizó el cálculo de las fuerzas de reacción que actúan durante la operación de la dobladora. La estimación del peso del troquel se realiza mediante la opción de Ipropierties del software Autodesk inventor, (**Ver ilustración 57**)

Ilustración 57

Propiedades físicas del Modelado 3D en Software Autodesk Inventor, para hierro fundido se tiene 7.15 g/cm^3

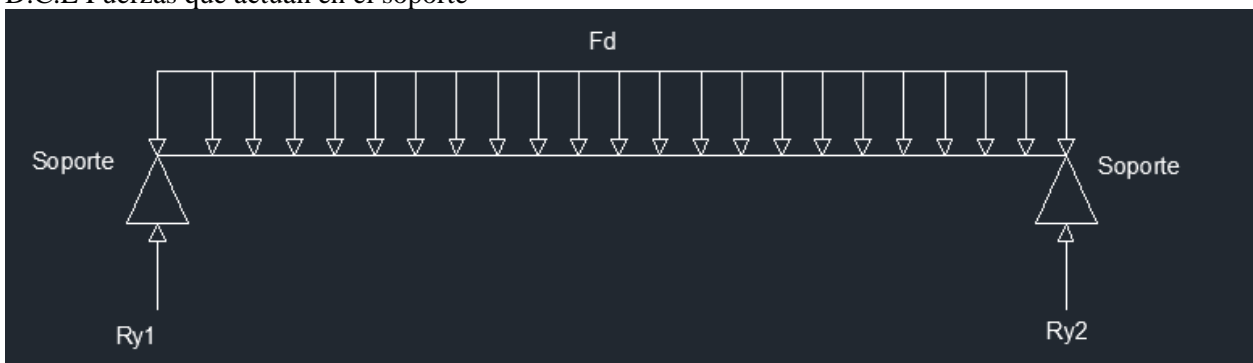


Calculado a partir de las medidas tomadas de la estructura física, el peso es de 89.5Kg

Fd se refiere a la fuerza distribuida ocasionada por el ajuste al troquel y Ry1,2 son las fuerzas de reacción que actúan puntualmente sobre los soportes. (Ver ilustración 58)

Ilustración 58

D.C.L Fuerzas que actúan en el soporte



Fd es la fuerza distribuida que actúa a lo largo de la longitud del troquel, con 89,5 Kg de masa correspondiente al peso total, actuando teóricamente como una fuerza concentrada en la mitad de la estructura, por lo tanto, las fuerzas Ry1 y Ry2 tienen igual magnitud.

Realizando la sumatoria de fuerzas en equilibrio con ayuda de las ecuaciones de Newton:

$$\sum F = -Fd + 2 Ry1 = 0$$

$$Fd = 2 Ry1 = 89,5 \text{ Kg} * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$Ry1 = 439 \text{ N}$$

La fuerza resultante sobre cada soporte debido al peso de la estructura son 439 N aproximadamente.

Posición 1

Ilustración 59

D.C.L Fuerzas en Equilibrio a 180°



$$\sum M_{eje} = 0 \text{ (Condición de Equilibrio)}$$

$$-M_c g \times r_1 + M_p g \times r_2 = 0$$

$$M_p = \frac{M_c r_1}{r_2} = \frac{58.9 * 156,68 \text{ mm}}{380 \text{ mm}} = 24,29 \text{ Kg}$$

El total de los contrapesos debe ser 24, 29 Kg, para mantener un momento equilibrado se coloca la mitad de cada peso en los contrapesos, es decir 12, 14 Kg. La posición de equilibrio se cumple para toda posición y momento en que estén girando la cortina y contrapesos. Si bien el total de los contrapesos se estima en 24, 29 Kg, para mantener un momento equilibrado se coloca la mitad de cada peso en los contrapesos, es decir 12, 14 Kg

3.2.6.5 Cálculo del Perno de Ajuste

El perno de ajuste del soporte se encuentra en compresión, el esfuerzo de compresión al que estará sometido viene definido por:

$$\sigma = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área de Compresión}}$$

La función del perno de ajuste es generar la presión de apriete en el troquel, la fuerza a la que el troquel deberá ajustar la lámina deberá ser la suficiente para impedir el movimiento, aunque esto depende de diversos factores como el área de contacto y el tipo de acero, se tomará el caso más extremo en el que el perno de ajuste se encuentre en compresión a un valor cercano al doble de la fuerza de doblado ejercida por el cilindro hidráulico, 15 kN.

El Perno es de ½”:

$$\sigma = \frac{15 \text{ kN}}{\frac{\pi * (\frac{1}{2})^2}{4}} \approx 45 \text{ Mpa}$$

Para calcular el factor de seguridad de este perno, se selecciona un perno de ½” grado 5, en la sección de **Anexos, Anexo A (Ver Ilustración 71)** se encuentra el datasheet para el perno grado 5 (SAE), con sus propiedades mecánicas. El factor de seguridad entonces:

$$FS = \frac{827 \text{ Mpa}}{33 \text{ Mpa}} \approx 18$$

3.2.6.6 Esfuerzo en el Perno de Ajuste y Soporte

Se realizó la simulación de esfuerzos debido a la fuerza de apriete del perno de ajuste en tanto en el perno como en el soporte, la fuerza colocada es el caso más crítico en el que el perno sobrepasa la fuerza proporcionada por el doblado de 8 kN (se consideraron 15kN). En la ilustración 60 y 61 (**Ver ilustración 60 y 62**) se encuentran los esfuerzos de Von Mises que actúan en la estructura, el máximo esfuerzo se encuentra en el perno de ajuste con 96,03 Mpa y cumpliendo un factor de diseño de 1.51, asegurando que el perno no falle por esfuerzo de aplastamiento ni que el eje falle por esfuerzo cortante, sin ocasionar deformaciones.

Ilustración 60

Esfuerzos en el Soporte y Perno de Ajuste

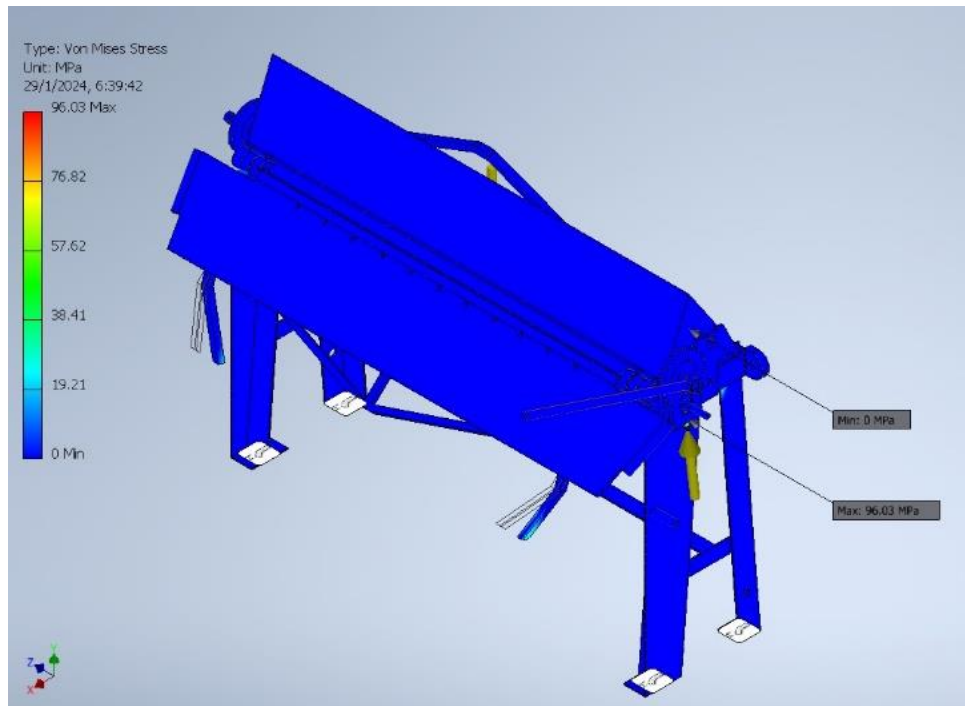
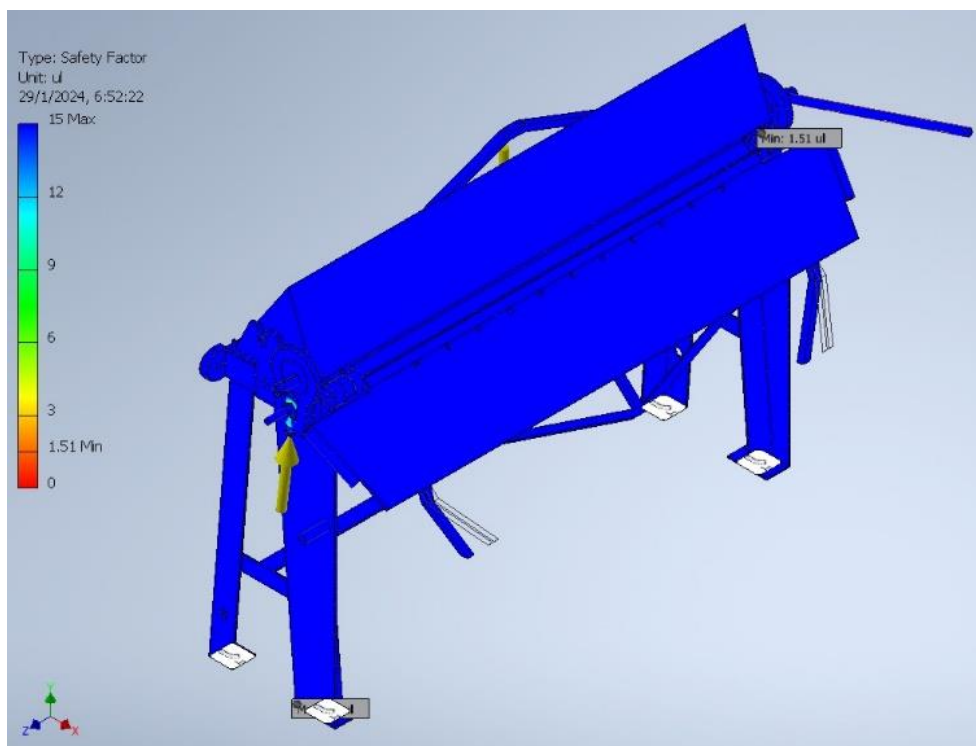


Ilustración 61

Factor de Diseño en el Soporte y Perno de Ajuste



Finalmente se presenta el resultado (**Ver ilustración 62**) del diseño - implementación y Reacondicionamiento de elementos faltantes y averiados identificados en la ilustración 6 en el capítulo 2 del presente informe.

Ilustración 62

Dobladora Manual de láminas Reacondicionada luego de llevar a cabo procesos mecánicos y de diseño



3.3 Análisis de Costos

En el siguiente apartado se detallan los costos asociados con el reacondicionamiento de la dobladora, los costos directos e indirectos.

3.3.6 Costos Directos

Como se pudo apreciar en el capítulo anterior, todo el sistema de levantamiento de la cortina y fijación de la dobladora se encuentra inhabilitado. Los costos que se detallan a continuación afectan directamente a la condición de la máquina, es decir toman en cuenta todo lo necesario para poner operativa la máquina, tales como:

- Producción de Elementos Faltantes (Ya sea comprado, acabado, o mecanizado local)
- Cambio de Elementos en mal estado
- Mano de Obra

- Traslado de la máquina
- Mantenimiento General
- Elementos de Transmisión de Movimiento en la Cortina

Tabla 9

Costo de los elementos para Reacondicionar la Máquina

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo Unidad	Costo Total	Notas
1	Placa en forma de L para la cortina.	1	\$ 50	\$50	
2	Tornillo de Regulación	2	\$ 1	\$2	
3	Leva de levantamiento	2	\$ 10	\$20	
4	Contrapesos	2	\$ 15	\$30	
7	Corte de Laser para Soportes	1	\$ 100	\$200	
Total				\$ 302	

Tabla 10

Costo de Los servicios Asociados al Reacondicionamiento de la máquina

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo	Notas
1	Transporte de la Máquina	1	\$35	Incluye el transporte ida y vuelta desde el taller del CDTs hasta metalmecánica
Total			\$ 35	

Asimismo, los costos asociados al sistema hidráulico diseñado, los precios y valores obtenidos en la Tabla 11 se colocan en referencia al mercado local, obtenidos mediante cotizaciones.

Tabla 11

Costo de los elementos para el sistema de optimización de la dobladora

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo	Costo Total	Notas
1	Cilindros Hidráulicos	2	\$150	\$300	
2	Mangueras Hidráulicas	6	\$20	\$120	
3	Central Hidráulica	1	\$1200	\$1200	
4	Válvula de Alivio	1	\$30	\$30	
5	Válvula de Control de Flujo	1	\$50	\$50	3X4 Usada
6	Válvula Estranguladora	2	\$40	\$80	
7	Válvula de control de presión	2	\$45	\$90	
Total				\$1870	

3.3.7 Costos Indirectos

Los costos indirectos son aquellos que no afectan directamente al mantenimiento de la máquina, es decir no se pueden asignar directamente a los trabajos como la soldadura o el mecanizado. En la tabla 12 se encuentran los costos indirectos que son la parte del pago dirigido a cubrir el transporte y alimentación de los técnicos mecánicos que ayudaron a dar mantenimiento a la dobladora manual de laminas

Tabla 12
Costos Indirectos

Ítem	Descripción	Costo	Notas
1	Transporte	\$21,5	Referente al traslado hasta “metalmecánica Burgos”
2	Alimentación	\$20	
Total		\$41,5	

3.3.8 Costos Totales

El costo total se refiere a la suma de los costos directos e indirectos, en la tabla 13 se resumen los costos totales asociados a él reacondicionamiento de la dobladora


Tabla 13
Costos Totales





Descripción	Valor
Elementos Reacondicionamiento	302
Servicios para Reacondicionamiento	\$35
Elementos para Sistema Hidráulico	\$1870
Costos Indirectos	\$41,5
Total	\$2248,5

3.4 Pruebas de Funcionamiento

A continuación, se presentan las pruebas de funcionamiento realizada con diferentes tamaños de plancha de acero y espesores. En la tabla 14 se encuentran detallados, las dimensiones y sus ángulos de doblado, con sus respectivas evidencias fotográfica

Tabla 14
Pruebas de Funcionamiento con Diferentes Tamaños de Planchas de Acero

Material de la Plancha	Espesor (mm)	Largo (mm)	Ancho (mm)	Ángulo	Evidencia
Acero Galvanizado	1,5	443	175	90°	

Acero Galvanizado	1,2	243	120	100°	
Acero Inoxidable	2,2	280	110	90°	
Acero Galvanizado	1,2	300	200	130°	
Acero Inoxidable	3	25	25	80°	

3.5 Hoja Técnica

Luego de una las pruebas, se determinaron las características de las láminas de acero que la dobladora puede doblar efectivamente. Las láminas de acero utilizadas en su mayoría fueron de acero galvanizado y acero inoxidable 430. (Ver tabla 15)

Tabla 15

Datashet de la Dobladora Manual de Laminas de Acero, Reacondicionada

Altura	1,46 m
Largo	1,96 m
Ancho	52 cm
Mínimo espesor de Lámina a Doblar	0,4 mm de material con resistencia mecánica de $46 \frac{Kg}{mm^2}$
Máximo espesor de Lámina a Doblar	3 mm de material con resistencia mecánica de $46 \frac{Kg}{mm^2}$
Ángulo Máximo de Doblado	130°
Longitud de Calibración Troquel Respecto Mesa de Dobladora	1.5 mm
Voladizo Mínimo de Lámina a doblar	10 mm
Abertura Máxima del Troquel	20.5 mm
Tipo de Dobladora	Pestaña con Placa Fija
Contrapesos	2 de 30 Kg
Accionamiento	Manual
Posición y giro de Palanca de Abertura	-75° Abierta 92° Cerrada
Estructura	Hierro Fundido
Peso Aproximado	450 kg aprox.

Capítulo 4

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En esta sección se presentan las conclusiones referentes al reacondicionamiento y la propuesta de mejora hidráulica de la máquina dobladora de láminas de acero, todas estas se generaron a partir de los resultados obtenidos durante la finalización del proyecto. Así mismo se enuncian recomendaciones en base a todas las limitaciones, imprevistos y observaciones obtenidas durante el desarrollo del proyecto, lo que se busca es dejar un precedente para adaptaciones o implementaciones futuras con el fin de mejorar cada vez más el proceso de doblado realizado por esta máquina.

4.1 Conclusiones

Las conclusiones se generan de las dos fases del proyecto, el reacondicionamiento y la selección y diseño del sistema hidráulico para la dobladora. Todos los procedimientos y análisis para dejar operativa la máquina se realizaron en base a los objetivos planteados en el capítulo inicial:

- La fuerza de doblado necesaria obtenida (11 kN) se estima de manera teórica mediante el análisis de la plancha como una viga y los esfuerzos de flexión producidas por la fuerza estimada, sin embargo, esta magnitud es solo aproximada ya que el doblado depende además de las propiedades del material de la plancha, y la fuerza de doblado, de la forma de la dobladora, posición de doblado, área efectiva de doblado y consideraciones prácticas que se pierden en el cálculo teórico.
- El diseño de los elementos faltantes y el mantenimiento, correcciones, a las partes de la dobladora mal implementadas, habilitaron la máquina para que sea funcional. Se cambió el eje que acopla el troquel con el sistema de levas, permitiendo su movimiento de rotación. Se diseñó un nuevo sistema de levas de “Anillo y Tornillo de presión” que permitió que el Troquel gire y se desplace para apertura, cierre y ajuste de la plancha en el doblado. Se soldó la Escuadra de Ajuste Horizontal que acopla con

los ejes traseros del Troquel, restringiéndolos a que solo tengan movimiento de rotación cumpliendo así la función de pivote, soporte y que la dobladora pueda ser calibrada para diferentes espesores de doblado

- En base a el diseño CAD y la simulación por el método de elementos finitos en el software Inventor de los esfuerzos relacionados en el soporte y perno de ajuste en la estructura se determinó que el esfuerzo máximo de Von Mises en estos elementos es de 96 Mpa, con un factor de diseño de 1.51 se demuestra que la estructura resiste con éxito las cargas asociadas a la presión por el troquel.
- El ángulo máximo efectivo que se puede doblar una plancha en la máquina es de 130° respecto a la posición inicial de la sección que gira al ser doblado el material.
- El espesor máximo de planchas a doblar en la máquina es de 3 mm en acero inoxidable logrando un doblado efectivo.
- En base a el diseño CAD y la simulación por el método de elementos finitos en el software Inventor de los esfuerzos relacionados a la fuerza de doblado crítica proporcionada por los cilindros de levantamiento de la cortina la es capaz de resistir la fuerza máxima de los cilindros 8 kN, su máximo esfuerzo se encuentra en 828 Mpa en el concentrador de esfuerzos entre la estructura y el pin de acople.
- Para obtener diferentes ángulos de doblado con los cilindros hidráulicos propuestos (20 cm de carrera, 4 cm de diámetro) se debe movilizar el punto de apoyo en el acople entre la estructura y los cilindros hidráulicos de tal manera de que dependiendo del ángulo de doblado se acerquen o se alejen del eje de rotación de la cortina.
- Los elementos del sistema hidráulico fueron seleccionados en base a los requerimientos de caudal y presión necesarios, la caída de presión en cada uno de estos elementos no es significativa (máxima caída de presión en la válvula

reguladora de presión 15 PSI) sin embargo hay que tener en cuenta que para caudales mayores a los 30 L/s la caída en las válvulas se volverá cada vez mayor.

4.2 Recomendaciones

A partir de las pruebas realizadas de funcionamiento y los resultados obtenidos se realizan las siguientes recomendaciones para una excelente operación:

- Se recomienda que el tamaño y distancia de los contrapesos se estime tomando en cuenta la longitud desde el eje de rotación de la cortina hasta el centro de gravedad de este.
- Se recomienda corroborar y revisar la calibración del troquel respecto a la mesa, que se mantenga en una distancia de 2 mm, en caso de que la distancia sea mayor regular con el perno de soporte que se encuentra en la parte trasera de la dobladora
- Se aconseja mantener las juntas de acople y rotación engrasadas, para mantener el funcionamiento suave y la conservación de los elementos como la leva, y el soporte.
- Se recomienda asegurarse de que la superficie de la mesa se encuentre correctamente nivelada para realizar un doblado eficaz y con una fuerza distribuida.
- Se recomienda revisar periódicamente el ángulo del troquel, en el caso de que este presente daños o corrosión debería considerar el esmerilado o el cambio de este.

REFERENCIAS

Ballesteros, M. N. (2009). *Tecnología de Proceso y Transformación de Materiales*. Madrid: UPC, S.L., Edicions.

Beer, F., Johnston, R., & Eisenberg, E. (2007). *Mecánica Vectorial para Ingenieros* (Octava ed.). México D.F: McGraw-Hill Interamericana. Obtenido de https://frh.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/52831/mod_resource/content/2/000-mecnica-vectorial-paraingenieros-8-edicion.pdf

Caproni. (3 de Marzo de 2021). *Caproni*. Obtenido de <https://www.caproni.bg/?p=download%3Ben&which=599%3BICQd0BTKN73ga3Nt3uGFD5FLd31jHrxqNtjW03D0Ffa8KfQWhy&title=RH06...7F...%3A+Data+sheet>

Caterpillar. (2016). *Mangueras y Acoples Hidráulicos*. Illinois: Caterpillar.

Europor. (10 de Octubre de 2021). *Europor*. Obtenido de Europor: <https://europor.cl/wp-content/uploads/2021/10/FICHA-TECNICA-PERNOS-HEX-G-5.pdf>

García, J. (22 de Marzo de 2022). *Intec*. Obtenido de Intec Suministros industriales: https://suministointec.com/blog/neumatica_definicion-origen/

Groover, M. (2007). *Fundamentos de Manufactura Moderna*. México D.F: McGraw-Hill Interamericana .

Groover, M. (2007). *Fundamentos de Manufactura Moderna*. México D.F: McGraw-Hill Interamericana.

Livenza. (15 de Diciembre de 2020). *Sophiren*. Obtenido de Sophiren:

[https://sohipren.com/img/cms/docs/IT/LIVENZA-Cat%C3%A1logoV%C3%A1lvulas_ES_EN_PT\(CEI.R.4.1.2.10.A_G\).pdf](https://sohipren.com/img/cms/docs/IT/LIVENZA-Cat%C3%A1logoV%C3%A1lvulas_ES_EN_PT(CEI.R.4.1.2.10.A_G).pdf)

Maldonado, S. (12 de Octubre de 2023). *MetalMecánica*. Obtenido de MetalMecánica: <https://www.metalmecanica.com/es/noticias/dobladoras-de-lamina-que-son-y-por-que-son-esenciales-en-la-industria>

Mott, R. L. (2004). *Machine Elements In Mechanical Desing*. Dayton: Pearson/Prentice Hall.

P. Beer, E. R. (2013). *Mecánica de Materiales*. Michigan: McGRAW-

HILL/INTERAMERICANA EDITORES.

Peinado, N. P. (2005). *Tecnología de los metales y Procesos de Manufactura*. Caracas:

Universidad Catolica Andres Bello.

Pupo, R. (16 de Noviembre de 2018). *ESPOCH*. Obtenido de ESPOCH:

<https://www.isbnecuador.com/catalogo.php?mode=detalle&nt=65971>

S.A., H. d. (14 de Octubre de 2022). *Hydromecanica*. Obtenido de Hydromecanica del Ecuador:

<https://www.hydromecanica.com/images/pdf/4.VALVULAS/4.1VALVULAS-DE-CONTROL-DE-PRESION/1.VALVULAS-DE-CONTROL-DE-PRESION.pdf>

Saaty, T. L. (2008). *Decision Making with the Analytic Hierarchy Process*. Estados Unidos:

Springer.

Sadi Transmisiones. (22 de Agosto de 2021). *Sadi Transmisiones*. Obtenido de Sadi

Transmisiones: [https://saditransmisiones.com/transmision-](https://saditransmisiones.com/transmision-potencia/#:~:text=La%20transmisi%C3%B3n%20de%20potencia%20tiene,al%20giro%20de%20las%20ruedas.)

[potencia/#:~:text=La%20transmisi%C3%B3n%20de%20potencia%20tiene,al%20giro%20de%20las%20ruedas.](https://saditransmisiones.com/transmision-potencia/#:~:text=La%20transmisi%C3%B3n%20de%20potencia%20tiene,al%20giro%20de%20las%20ruedas.)

Swissoil. (9 de Septiembre de 2012). Obtenido de

https://www.swissoil.com.ec/boletines/SO_Boletin05_viscosidad%20ISO.pdf

T. GÓMEZ MORALES, J. G. (2005). *Carroceria, Elementos Fijos*. Ediciones Paraninfo, S.A.

Toledo, & Federico. (11 de Septiembre de 2020). *Federico Toledo*. Obtenido de Federico

Toledo: <https://federico-toledo.com/matriz-de-decision/>

Tong He Sheng. (19 de Enero de 2019). *Tong He Sheng Hydraulic Cylinder*. Obtenido de Tong

He Sheng Hydraulic Cylinder: <https://www.thsoilcylinder.com/double-acting-hydraulic-cylinders/wheat-harvester-hydraulic-piston-cylinder.html>

ANEXOS

ANEXO A

Ilustración 63

Plano de Placa Punzón elaborado en Autodesk Inventor con sus respectivas dimensiones en [mm] se presenta su visa lateral izquierda, frontal e Isométrico

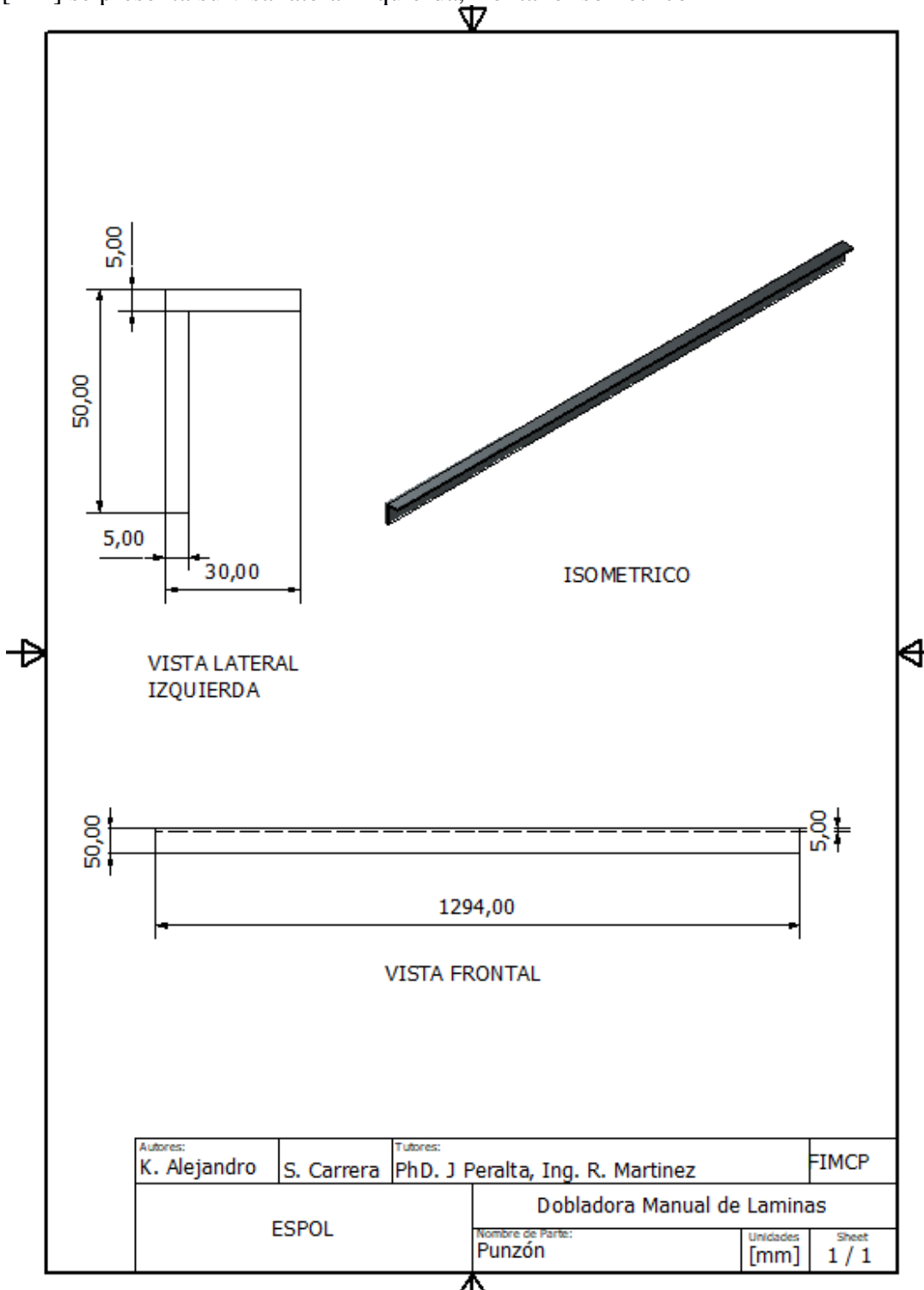


Ilustración 64

Plano de escuadra de leva realizado en Autodesk Inventor. con sus respectivas dimensiones en [mm] se presenta su visa lateral izquierda, frontal e Isométrico

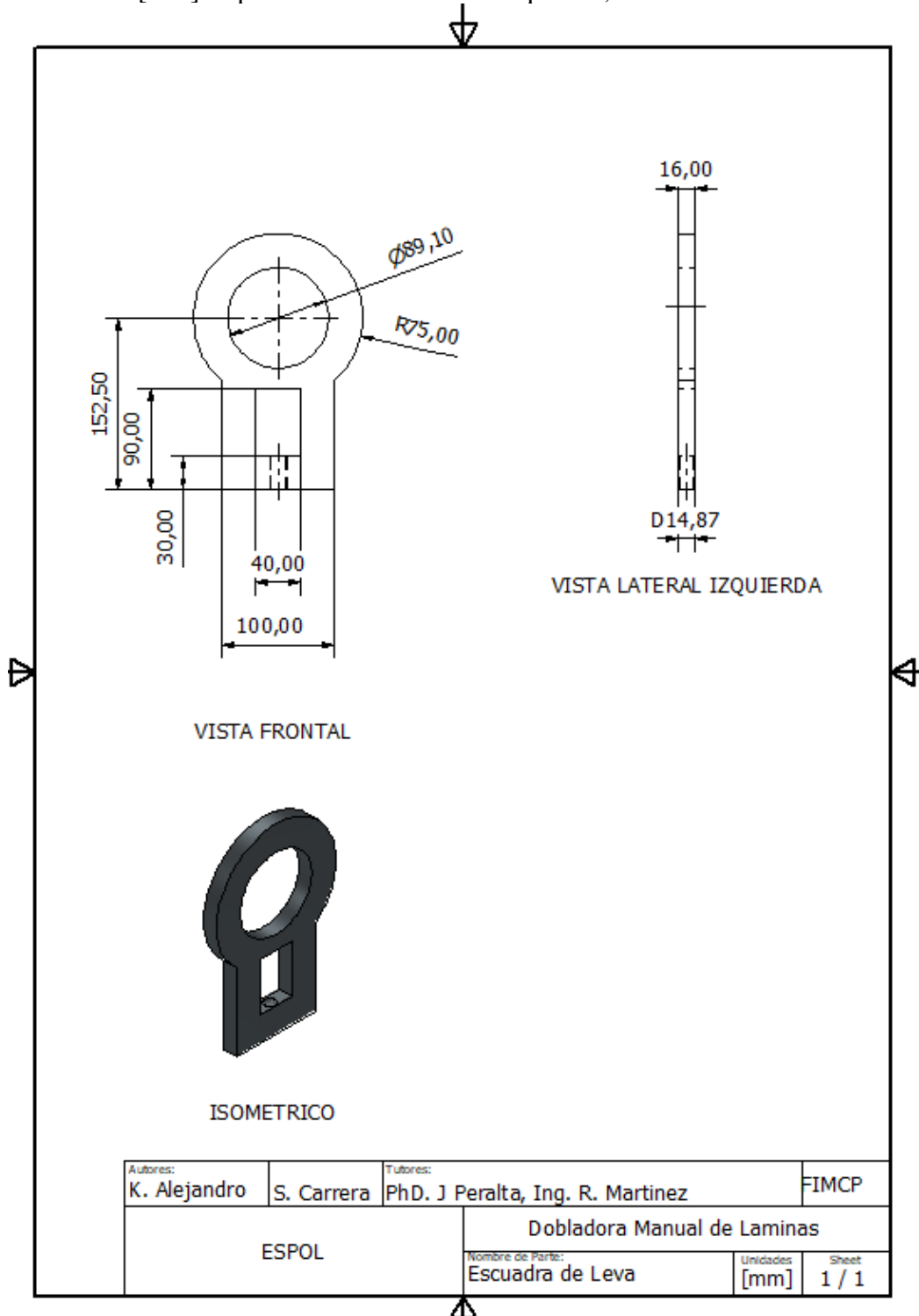


Ilustración 65

Captura de pantalla de las propiedades de la cortina calculadas por medio del software Autodesk Inventor, se muestra el centroide, inercia, momento polar. Estimados a partir de las medidas tomadas de la Cortina de la Dobladora.

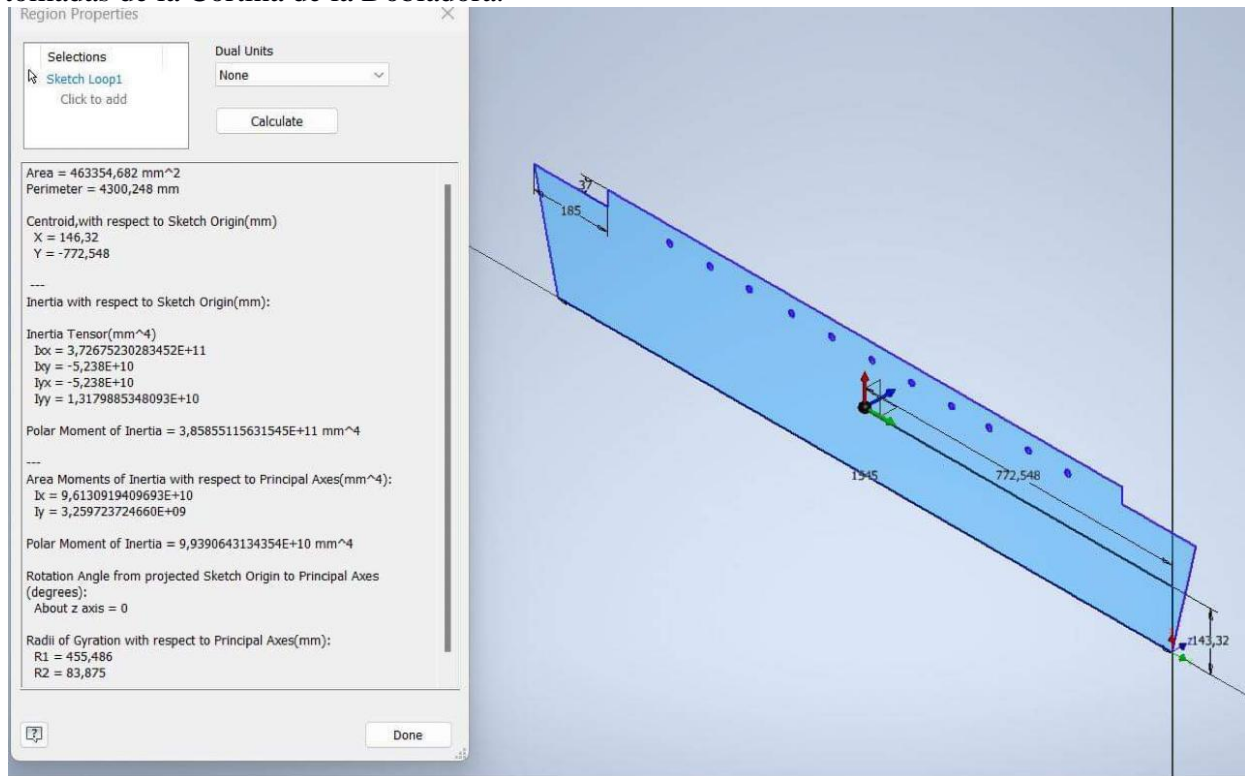


Ilustración 66

Retiro de Eje de troquel para posterior reemplazo



Ilustración 67

Eje inicial averiado sustraído del troquel. presenta una deflexión y no permite el giro del eje



Ilustración 68

Platina Punzón en proceso de Soldadura para ser montada en la cortina de la Dobladora Manual



Ilustración 69

Plancha de hierro negro en proceso de Soldadura para ser unida a la parte posterior de la Cortina, funcionando como Extensión de área de contacto en el doblado, junto con la Platina Punzón



Ilustración 70

Planchas de hierro negro de 8mm y 2 mm soldadas a la estructura de la Cortina en su parte posterior



Tabla 16

Elementos Reacondicionados mediante maquinado y acoplados a la parte estructural de la Plegadora Manual de Laminas en su estado inicial, Se describe brevemente el proceso que toma cada uno de ellos con el fin de ser acoplado y dejar la maquina en estado funcional.

Elemento – Pieza estructural	Descripción de Proceso de Reacondicionamiento
Estructura inicial (troquel, mesa, cortina)	Desengrasada, lijada, cepillada, pintada
Eje principal de troquel	Reemplazado, torneado, tratamiento térmico
Platina Punzón	Cortada, esmerilada, soldada a la cortina, cepillada, pintada
Ejes de mesa	Reemplazados, cortados, torneados
Sujetadores de eje de mesa	Cortados, torneados, soldados a la mesa estructural, esmerilados engrasados
Pines de cortina – mesa	Pulidos, engrasados
Cortina	Palanca-agarraderas enderezadas, soporte de contrapesos taladrados y atornillados para limitar movimiento de contrapeso
Extensión de Platina Punzón	planchas de hierro negro de 8mm y 2 mm cortadas y soldadas en la parte posterior con el fin de extender el área de contacto que dobla al material y reduciendo el espacio a menos de 1mm entre la mesa y la cortina en su posición inicial 0 grados de cumpliendo la misma función del punzó
Placa Circular de leva	Cortada a Laser, Maquinada en misma plancha en que se hicieron las Escuadras de leva. Permite Girar y Desplazar el troquel acoplados por una chaveta con el respectivo eje
Chaveteros y Chaveta	Se realizo el fresado en el eje del troquel en ambos extremos, para de forma rectangular que cumple la función de chavetero y Se cortó y desbaste una placa de acero de forma rectangular para cumplir la forma de chaveta Acoplando así el eje y Placa Circular de la leva permitiéndole girar sin deslizar
Placa Rectangular de leva	Cortada a Laser, maquinada en misma plancha en que se hicieron las Escuadras de leva, Se esmeriló para disminuir sus dimensiones con el fin de tener un ajuste – apriete. Se maquinó en Taladro de mesa a medida de los ejes de mesa estos acoplan las escuadras con el eje y solo permiten el desplazamiento lineal de las escuadras y del troquel

Ilustración 71

Europer (2021) Ficha Técnica Perno SAE J429 Grado 5

SAE J429 GRADE 5

ESTÁNDARES REGULADORES:

SAE J429	Cubre los requisitos mecánicos y materiales para los sujetadores de la serie de la pulgada usados en automotor y industrias relacionadas en los diámetros con 1-1 / 2 ".
ASME B18.2.1	Cubre los datos generales y dimensionales completos para múltiples tipos de tornillos y tornillos cuadrados cuadrados y hexagonales.
ASME B1.1 UNC y UNF Clase 2A	Especifica el formulario de rosca, la serie, la clase, la tolerancia y la designación para los hilos de rosca unificados.



Producto que se marcará con la marca del fabricante como se indica en la X.

APLICACIONES:

Fijador de resistencia media común / económico. Tiene mayor resistencia a la tracción que el Grado 2 / [A307](#). La relación entre el rendimiento y la tensión es la más baja de todos los sujetadores de acero tratados térmicamente. Grado más común utilizado en la fabricación.

PROPIEDADES MATERIALES:

Acero al carbono medio, tratado térmicamente, templado y templado				
DIÁMETRO	CARGA DE PRUEBA	RENDIMIENTO DE RENDIMIENTO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	Dureza
1/4 "a 1"	85.000 psi	92.000 psi	120.000 psi	C25 a C34
1-1 / 8 "a 1-1 / 2"	74.000 psi	81.000 psi	105.000 psi	C19 a C30
Alargamiento	14% Mínimo (Todos los diámetros)			
Reducción del área	35% Mínimo (Todos los diámetros)			
Las resistencias de los materiales enumerados son mínimamente aceptables por norma de gobierno. Dureza del núcleo basada en la escala de Rockwell. Para diámetros mayores de 1-1 / 2 pulgadas, vea ASTM A449 Tipo 1.				

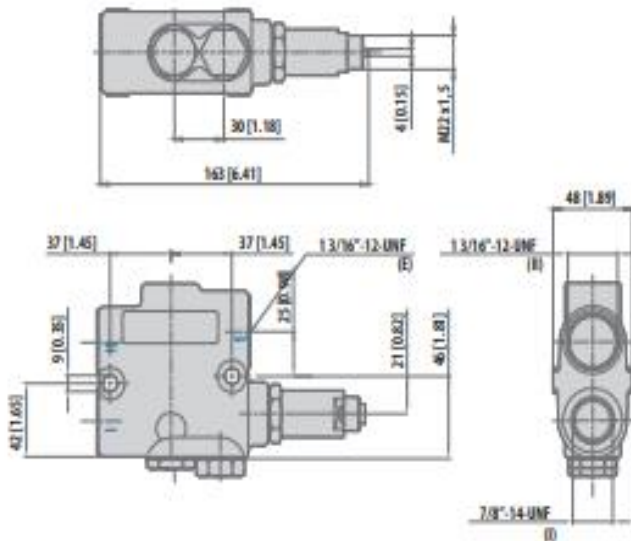
Ilustración 72

Livenza (2021) Características de Válvula Reguladora de Caudal

Válvulas reguladoras de caudal / Válvulas reguladoras de flujo / Flow regulating valves

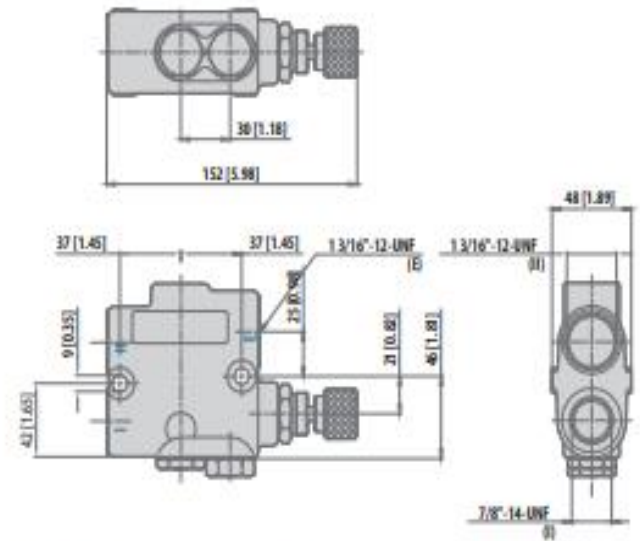
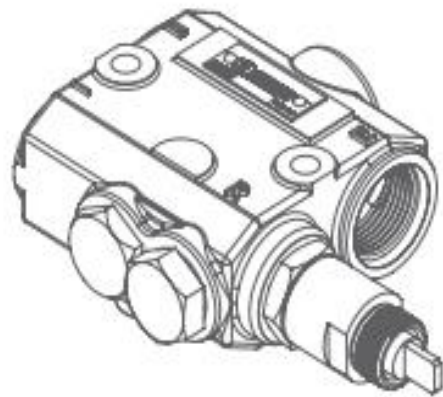
Válvulas que delimitan el volumen del fluido por medio de estranguladores o correderas compensadas, llevan incorporadas una válvula antirretorno con lo cual la regulación de caudal se realiza solo en un sentido de la circulación. Tienen una regulación mínima de 0 litros y una máxima de 120 litros y pueden ser accionadas tanto con comando a cable, como a perilla. El caudal excedente va a tanque por el puerto II.

ACCIONAMIENTO POR CABLE
ACCIONAMIENTO POR CABO / WIRE ACTUATOR CONTROL SYSTEM



I: Caudal constante / Vazão constante / Constant flow
II: Retorno / Retorno / Return
E: Entrada / Entrada / Inlet

ACCIONAMIENTO POR PERILLA
ACCIONAMIENTO POR MANÍPULO / ACTUATED BY MEANS OF A KNOB



I: Caudal constante / Vazão constante / Constant flow
II: Retorno / Retorno / Return
E: Entrada / Entrada / Inlet

Ilustración 73

Hydromecánica del Ecuador S.A. (2022) Ficha Técnica de Válvula de Regulación de Presión



CARACTERÍSTICAS

- Cuerpo: acero galvanizado
- Partes internas: acero templado y ajustado
- Sellos: BUNA N estandar
- Fuga: 70 cc/min (350 Bar en puerto P)



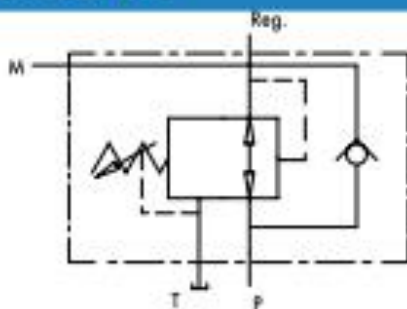
USO Y OPERACIÓN:

Válvula que permite preservar una presión de bajada constante, independientemente de la presión de subida. La válvula de retención permite un flujo libre del aceite.

APLICACIÓN:

Conecte C al circuito principal, el puerto Reg. al circuito donde quiere reducir la presión y el puerto T al tanque.

ESQUEMAS



DIAGRAMAS

Temperatura de aceite: 50°C Viscosidad: 30 cSt

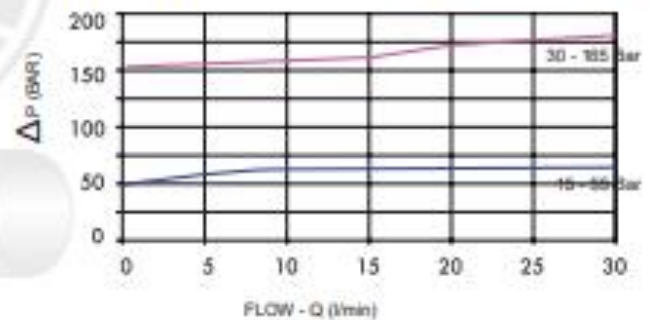
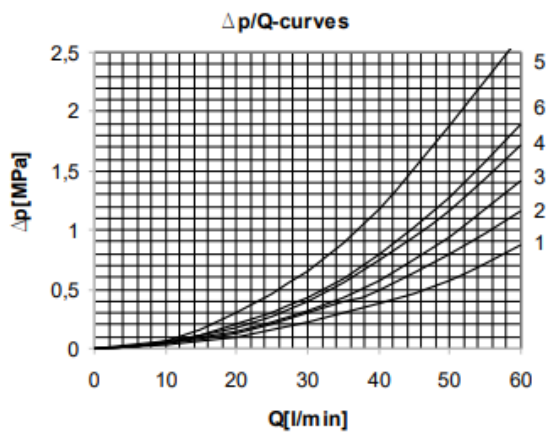


Ilustración 74

Caproni (2021) Datasheet Curva Caída de Presión vs Caudal Válvula Direccional



SYMBOL	CURVE					SYMBOL	CURVE				
	P>A	P>B	A>T	B>T	P>T		P>A	P>B	A>T	B>T	P>T
00	2	2	1	1	3	28	3			1	
01	2	2	1	1		32	3	3			
02	5	5	5	5	4	33		2	1		3
04	3	3	1	1		34	1				
05	2	2	2	2		36	1	1	2	3	
06	3	3	3	3	4	39	1	1	3	2	
08	2	2	1	1		40		4	6		
10	3	4	3	2		41		4	1		
11	2	2	1	1		42	3	2	1	2	
12	4	3	2	3		45		2	1		
13	2	2				52	1	1			
14	5			5	4	61	4			1	
16	2			1		62	4			6	
17		2	2			64	2			1	
18	2	2	1	1		68	3	3			
19	2	2	2	2		70	3	2	1	2	
20	3	3	2	2		78	1			2	4
21(mid./end)	2/1	3	3	3		83		2	1		
24		3	1			99	2			2	4
26	3	2	1	2							
27	2			1							

ANEXO B

Estudio Detallado de los Esfuerzos Ocasionados en la Estructura de la Plegadora

Tabla 17

Propiedades Físicas del Material de la Plegadora

Material	Hierro, fundido
Densidad	7,15 g/cm ³
Masa	75,7219 kg
Área	3266880 mm ²
Volumen	10590500 mm ³

Tabla 18

Configuración de Malla

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	Sí

Tabla 19

Resistencia del Material

Nombre	Hierro, fundido	
General	Densidad de masa	7,15 g/cm ³
	Límite de elasticidad	758 MPa
	Resistencia máxima a tracción	884 MPa
Tensión	Módulo de Young	120,5 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	46,3462 GPa
Nombre(s) de pieza	mesa.ipt	

Tabla 20

Fuerza Suministrada

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	11484,000 N
Vector X	-8120,414 N
Vector Y	-8120,414 N
Vector Z	-0,001 N

Tabla 21

Fuerzas y Pares de Reacción Resultantes

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	11484 N	8120,41 N	3363,56 N m	0 N m
		8120,41 N		0 N m
		0 N		-3363,56 N m

Ilustración 75

Tensión de Von Mises en la Estructura

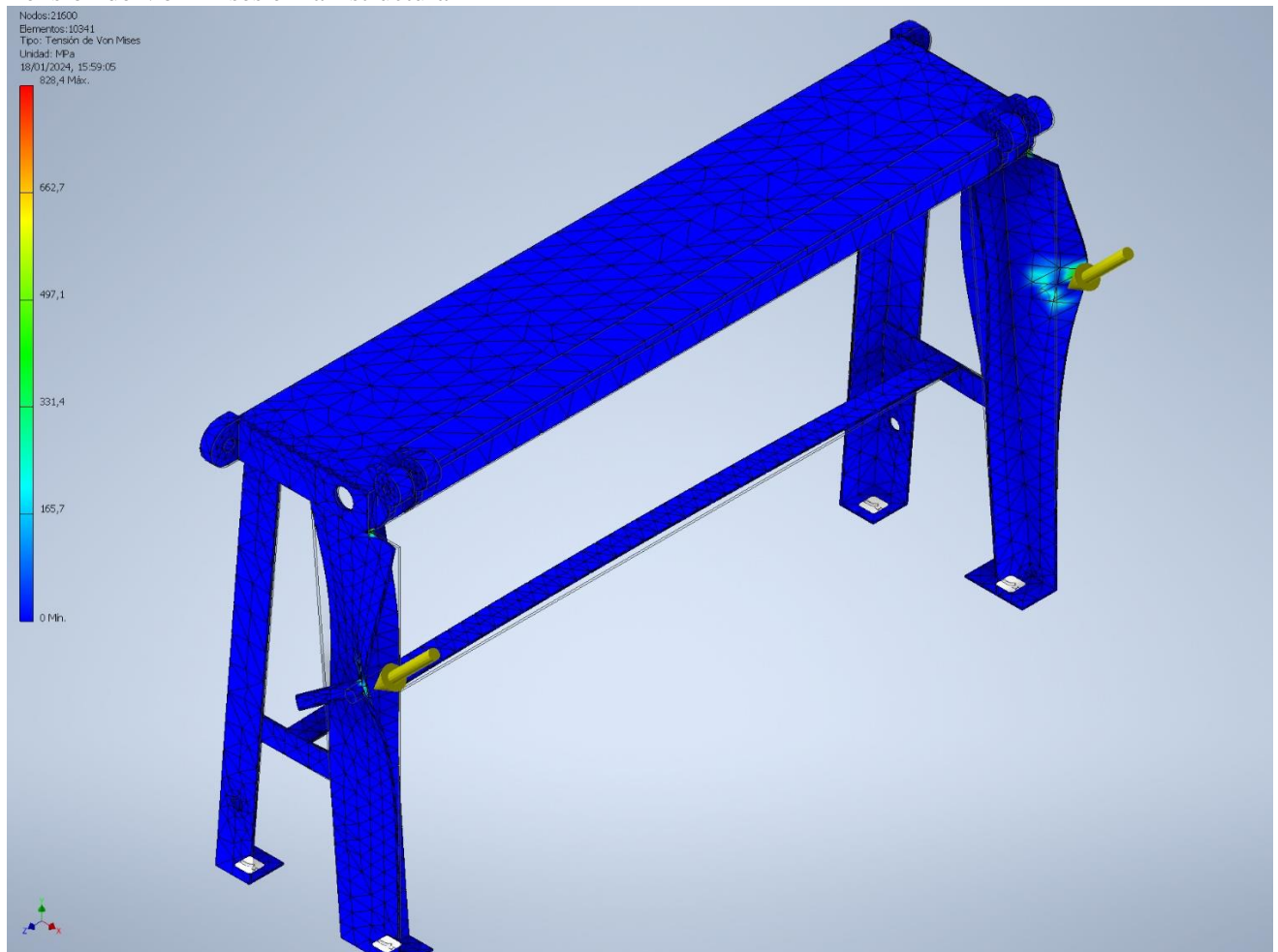


Ilustración 76

Primera Tensión Principal

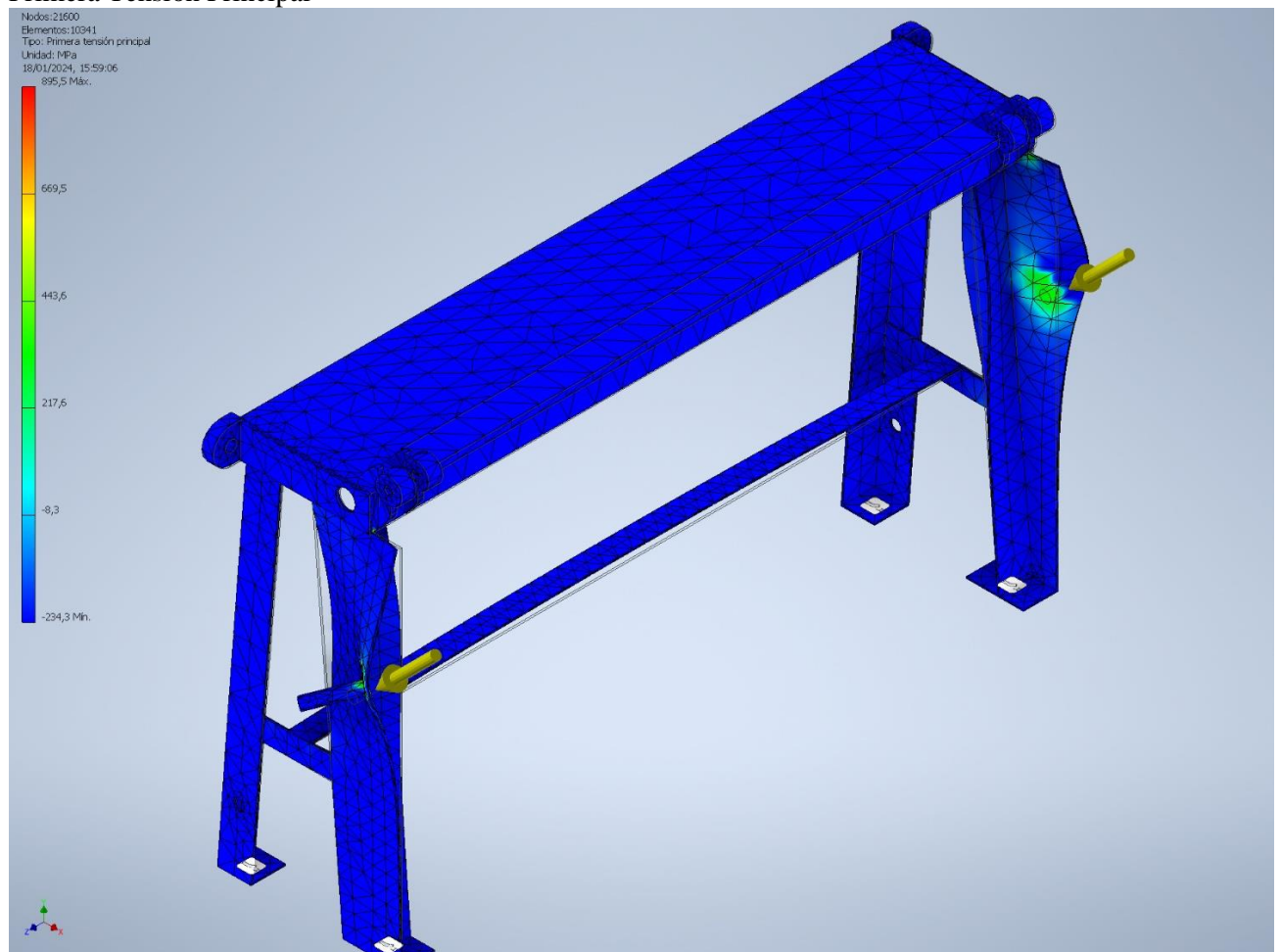


Ilustración 77

Tercera Tensión Principal

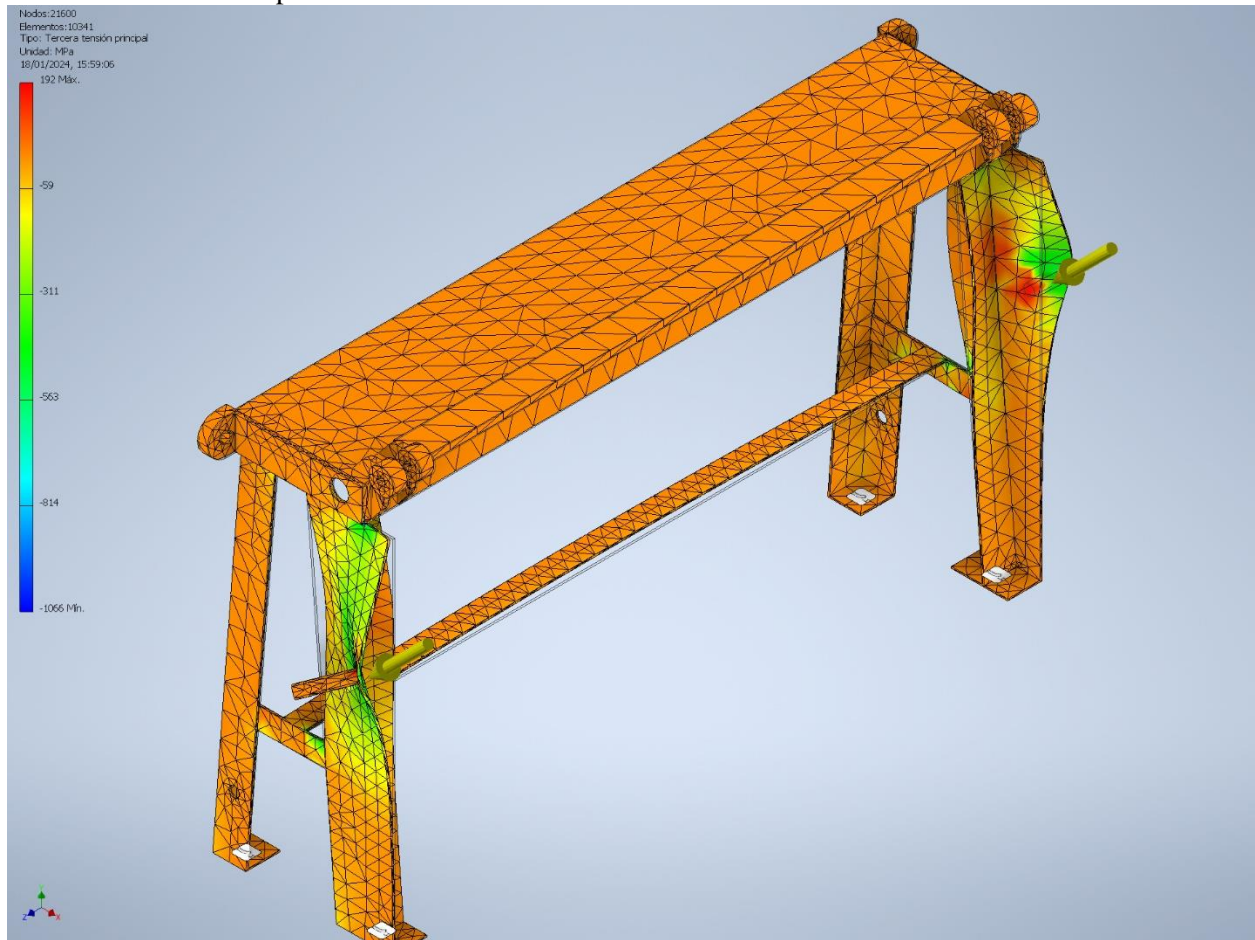


Ilustración 78 Desplazamiento

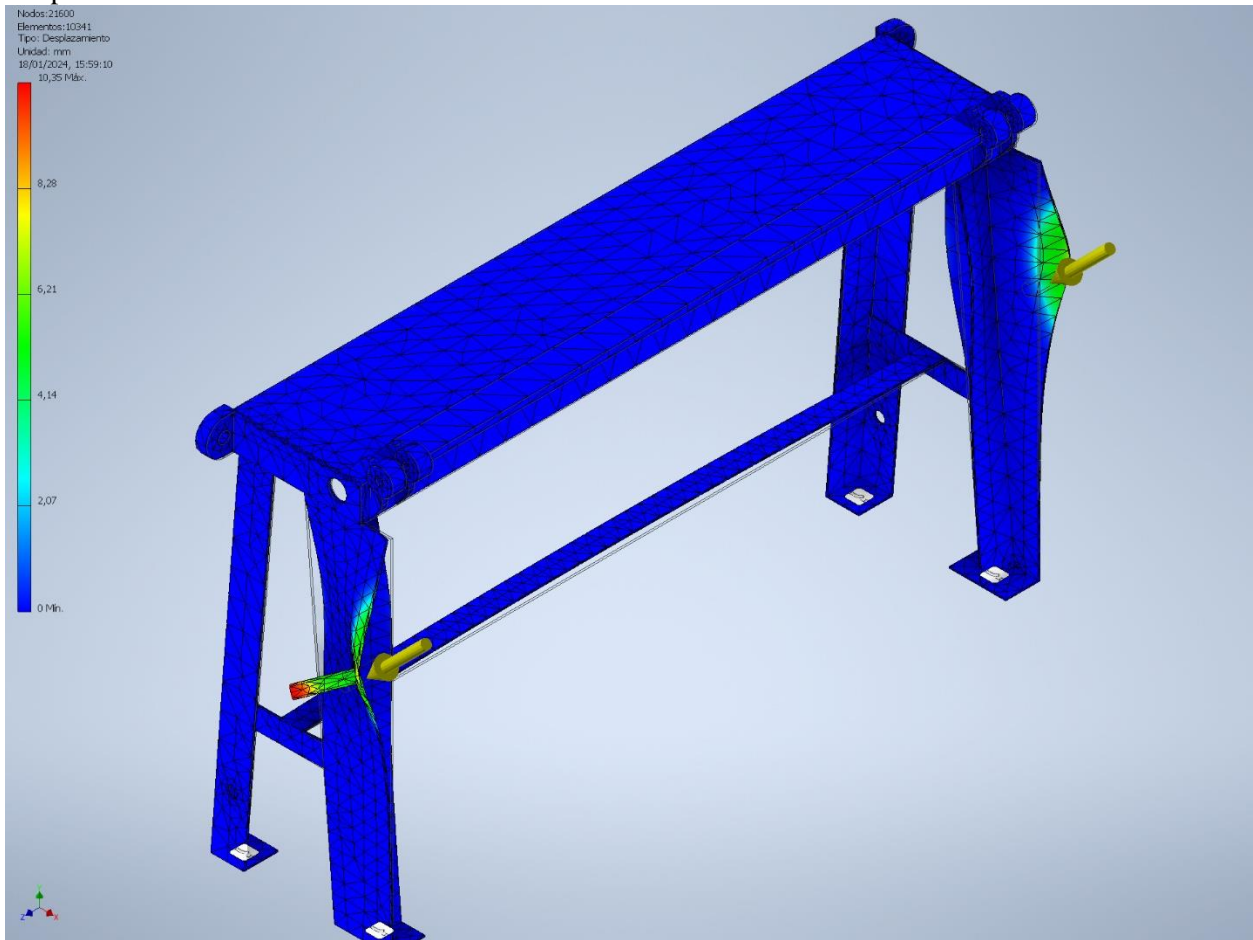


Ilustración 79

Coefficiente de Seguridad

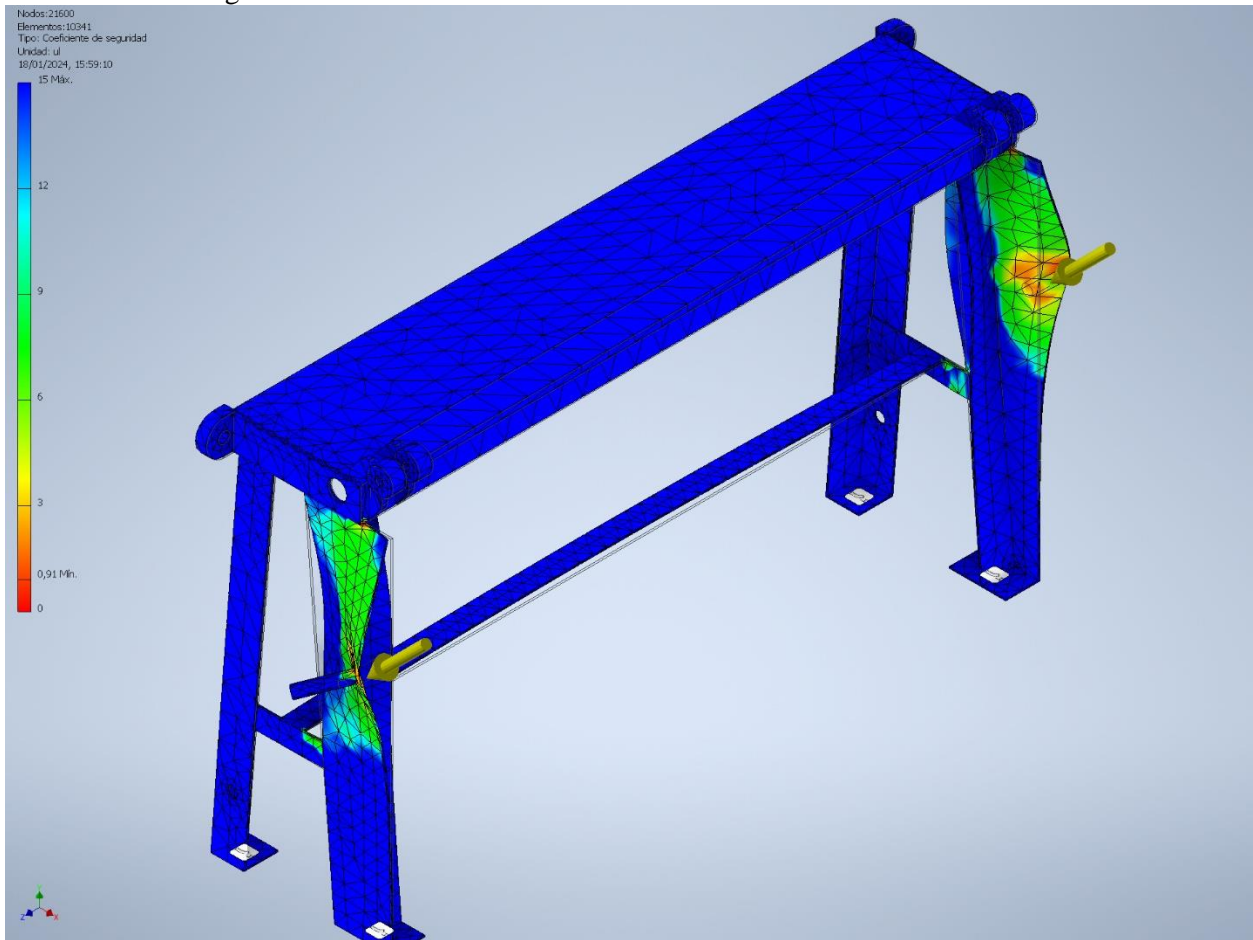


Ilustración 80 Tensión XX

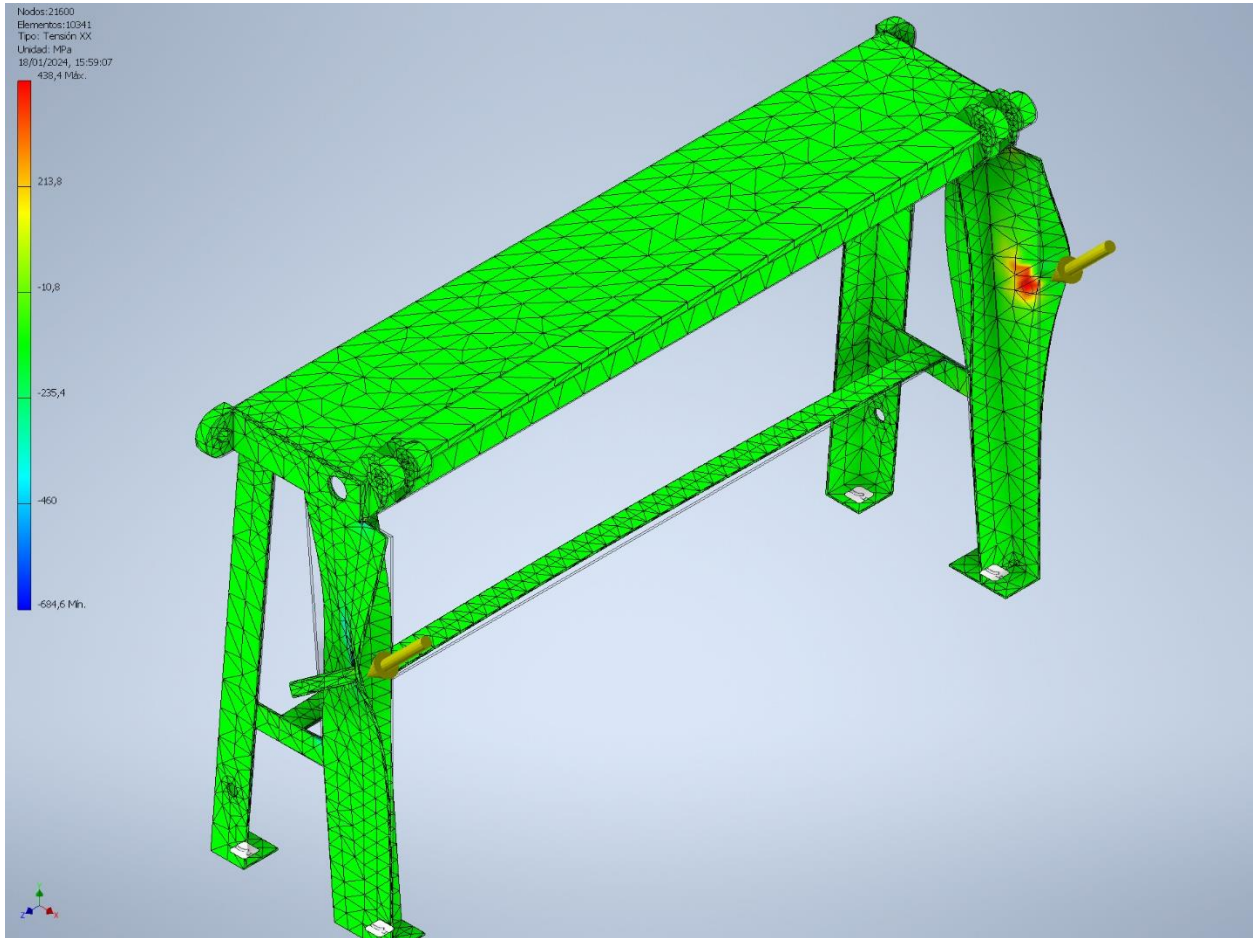


Ilustración 81 Tensión XY

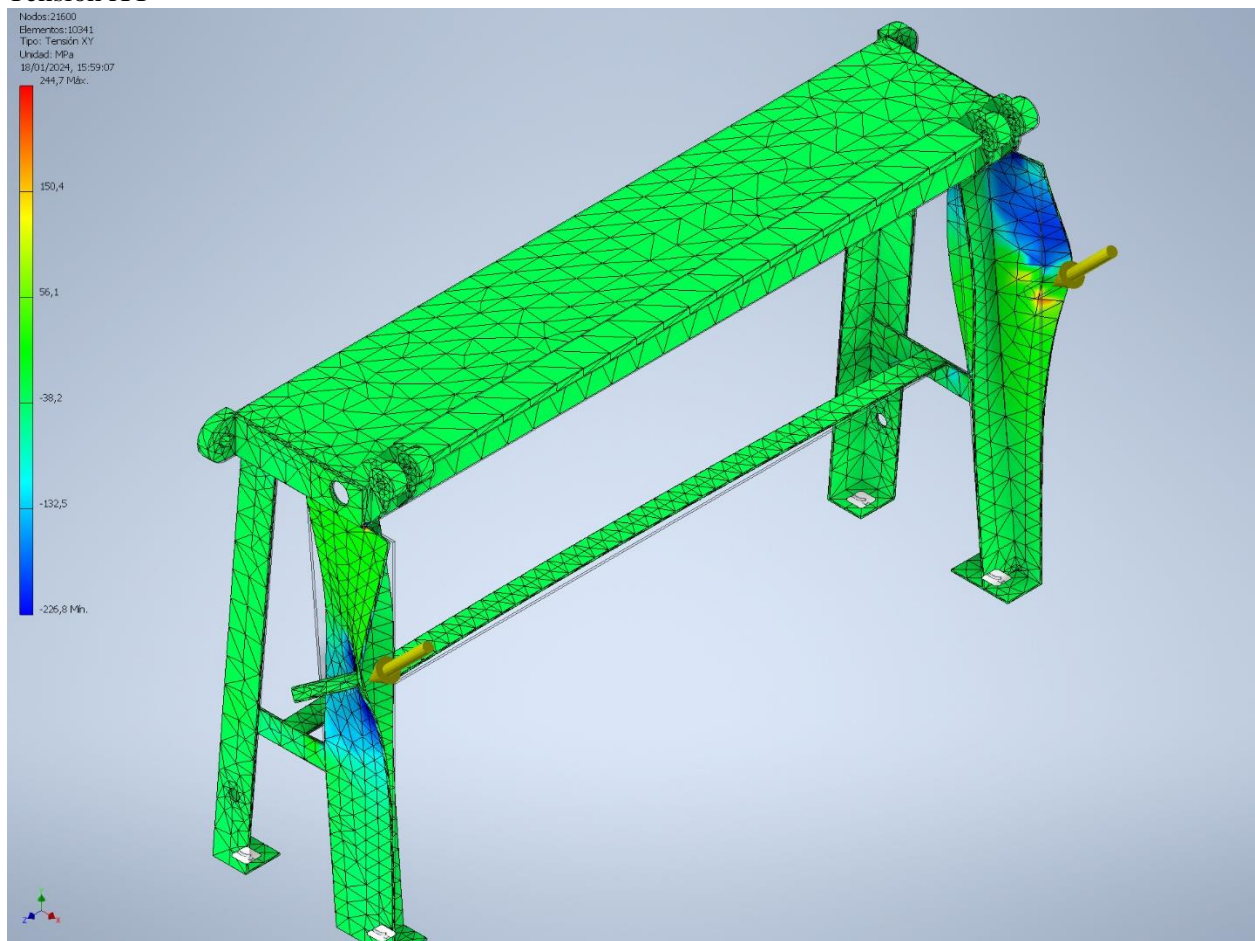


Ilustración 82

Tensión XZ

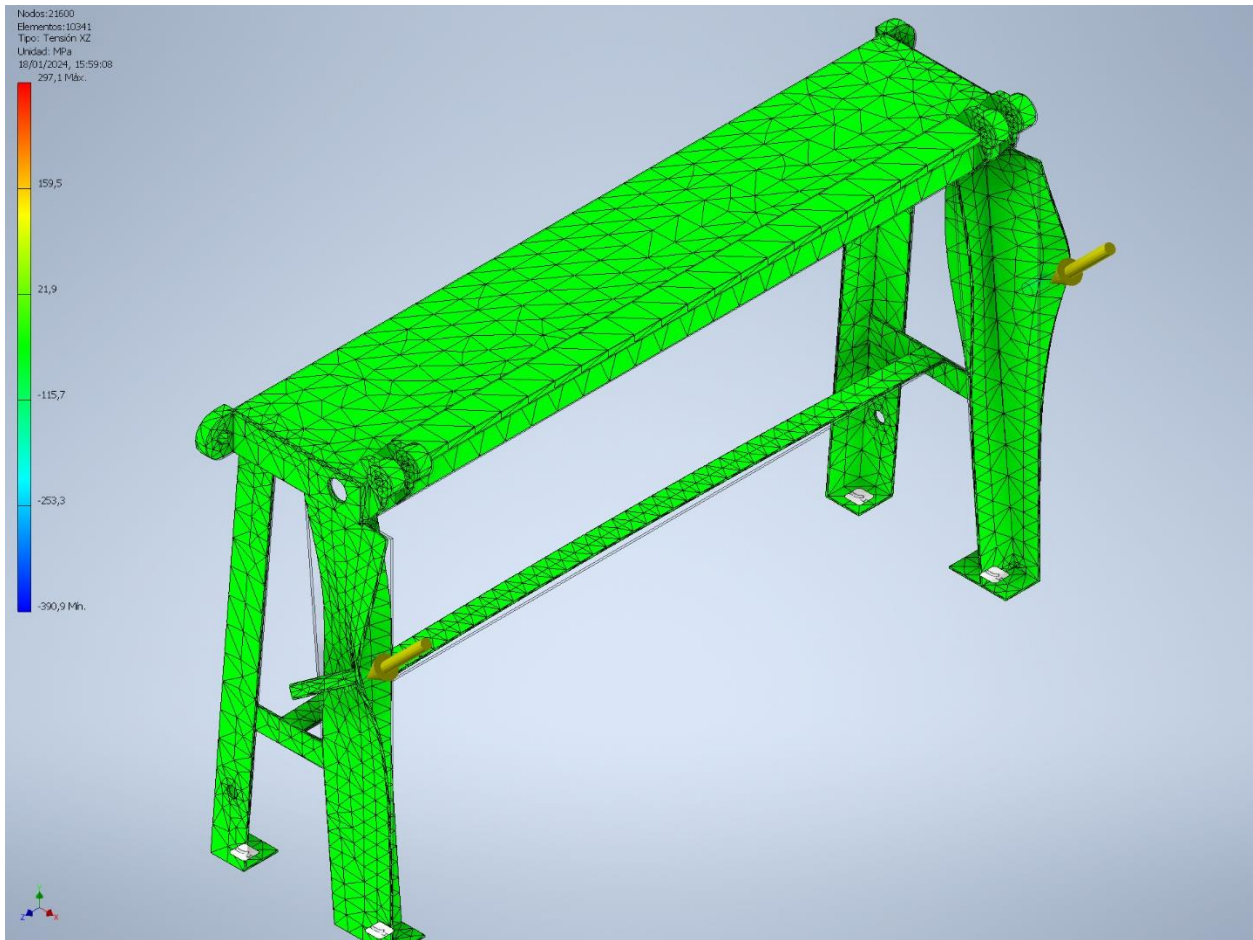


Ilustración 83 Tensión YY

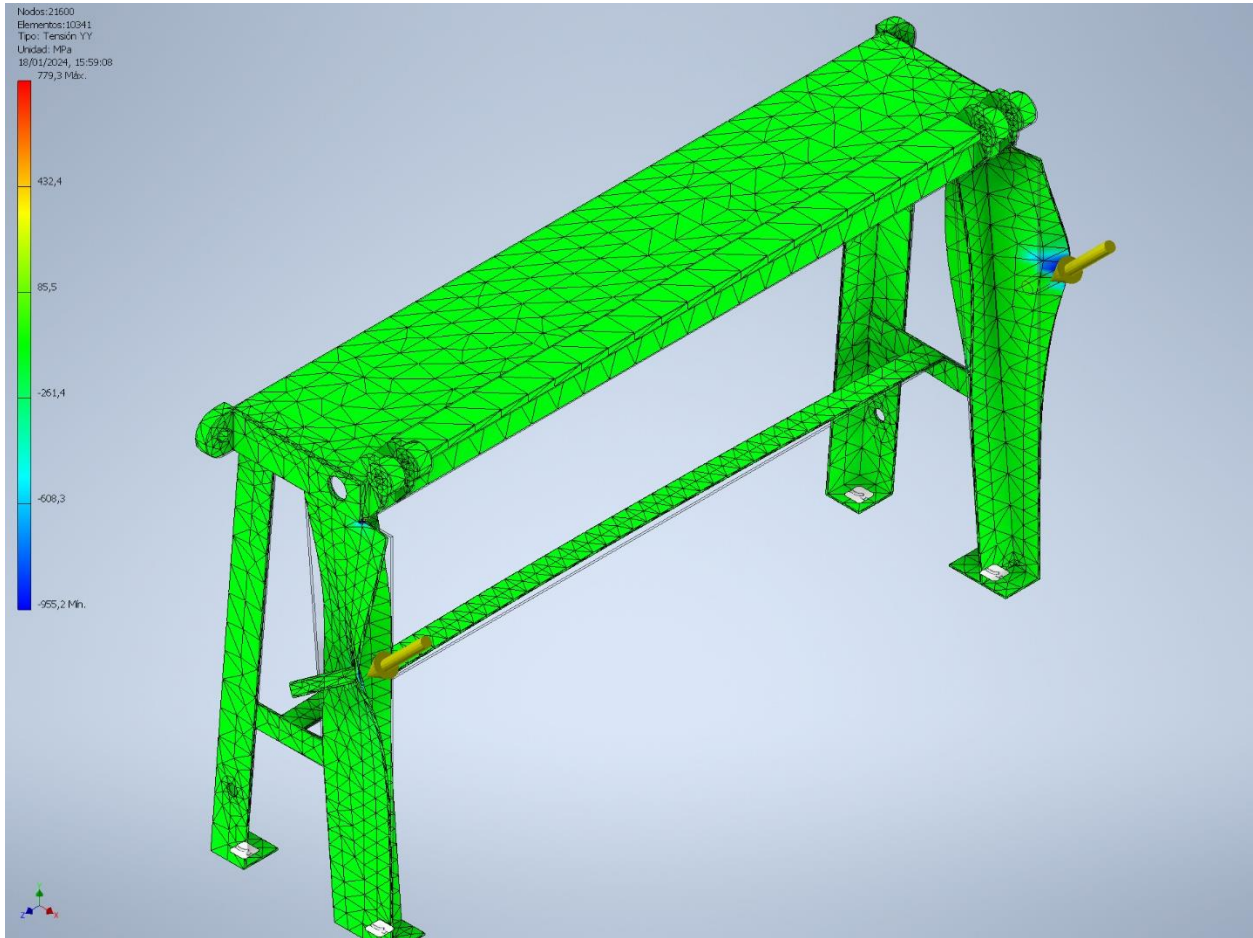


Ilustración 84

Tensión YZ

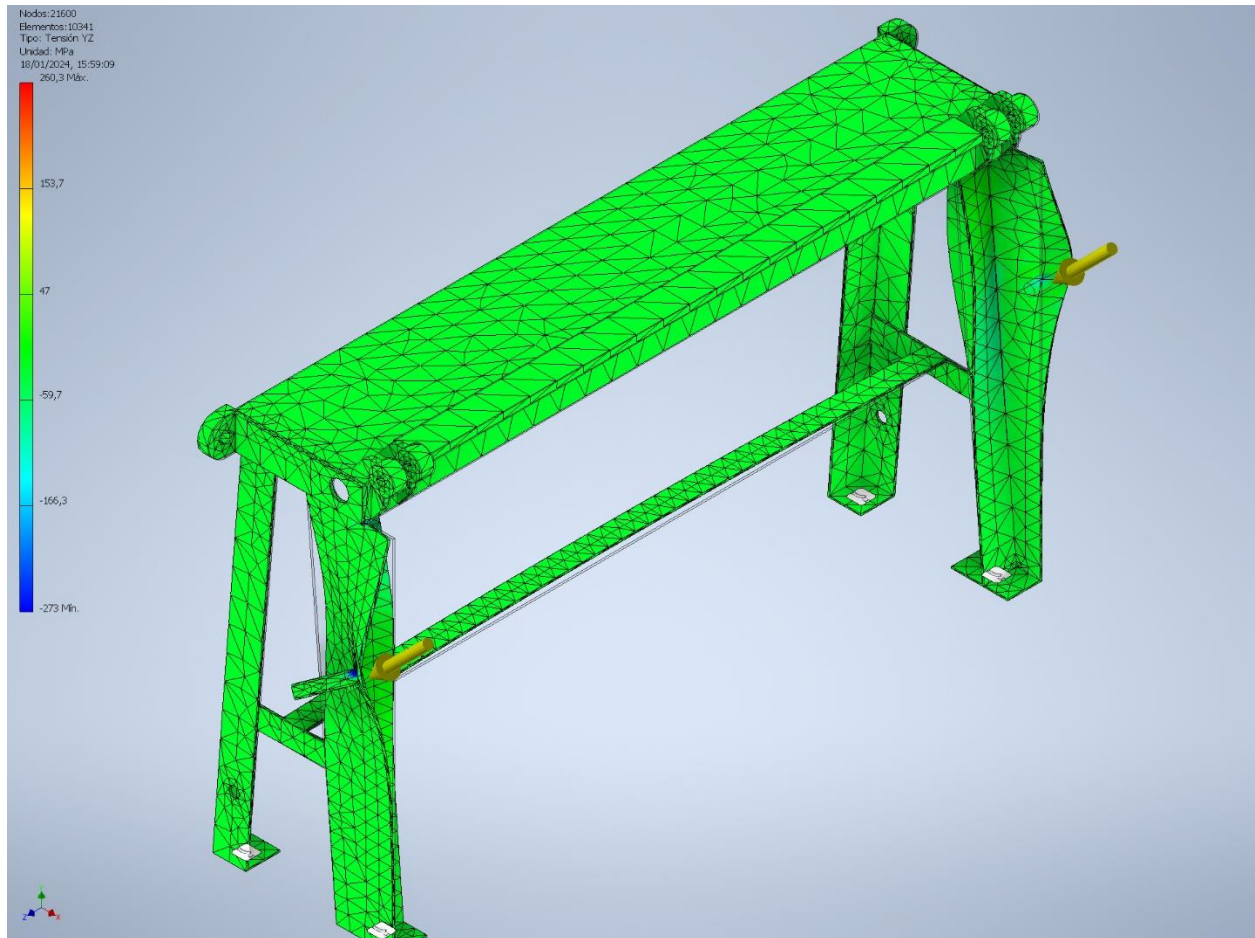


Ilustración 85

Tensión ZZ

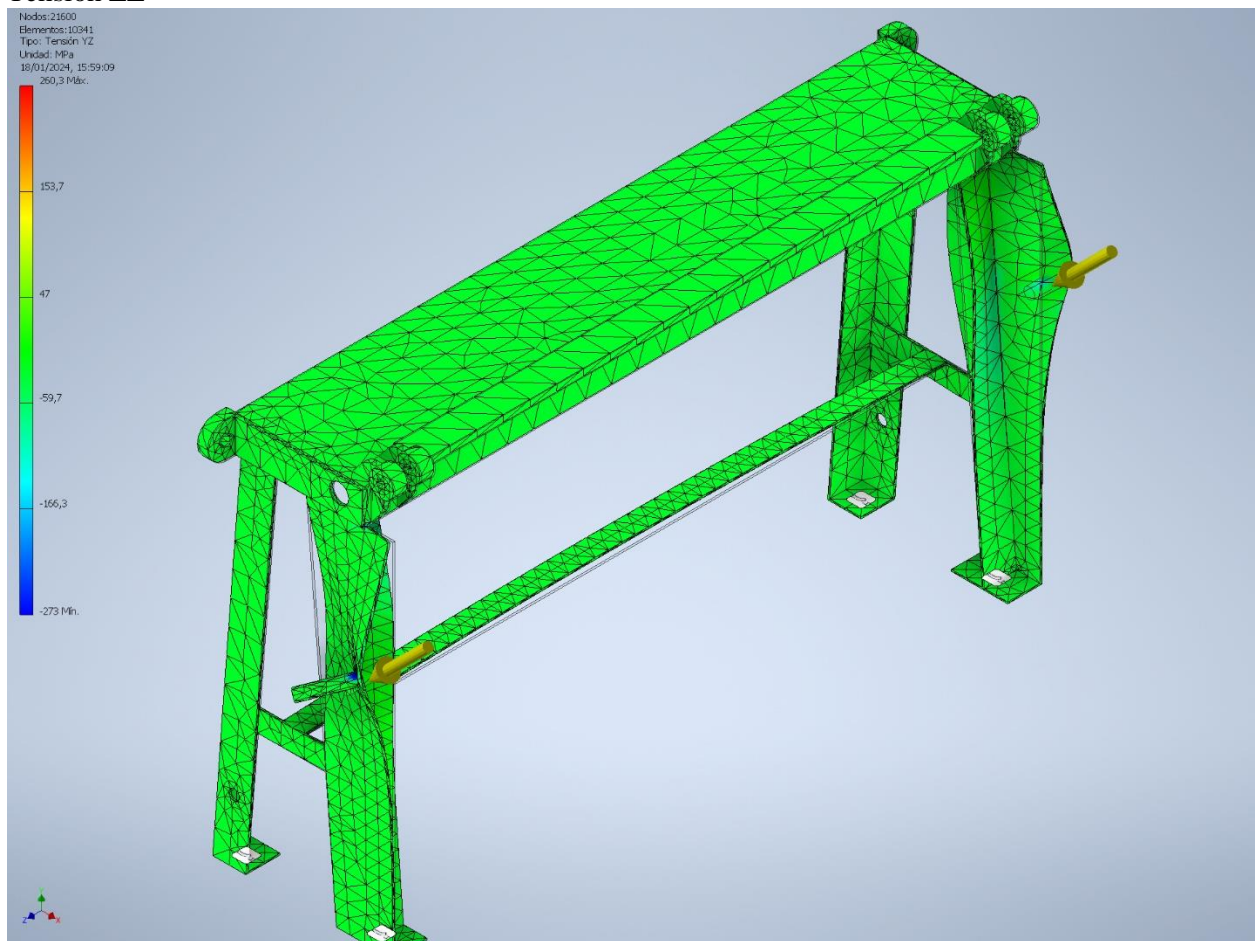


Ilustración 86 Desplazamiento X

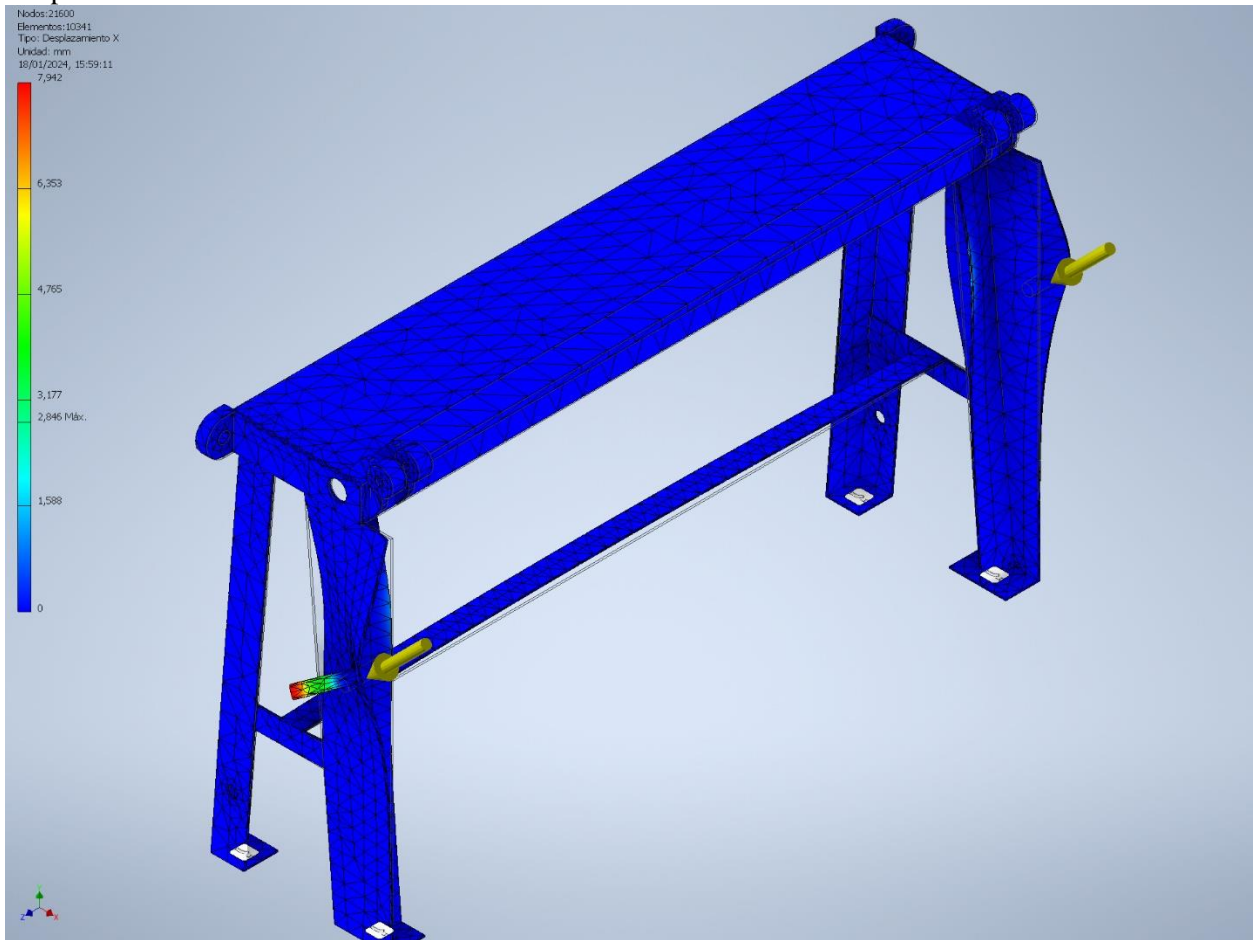


Ilustración 87 Desplazamiento Y

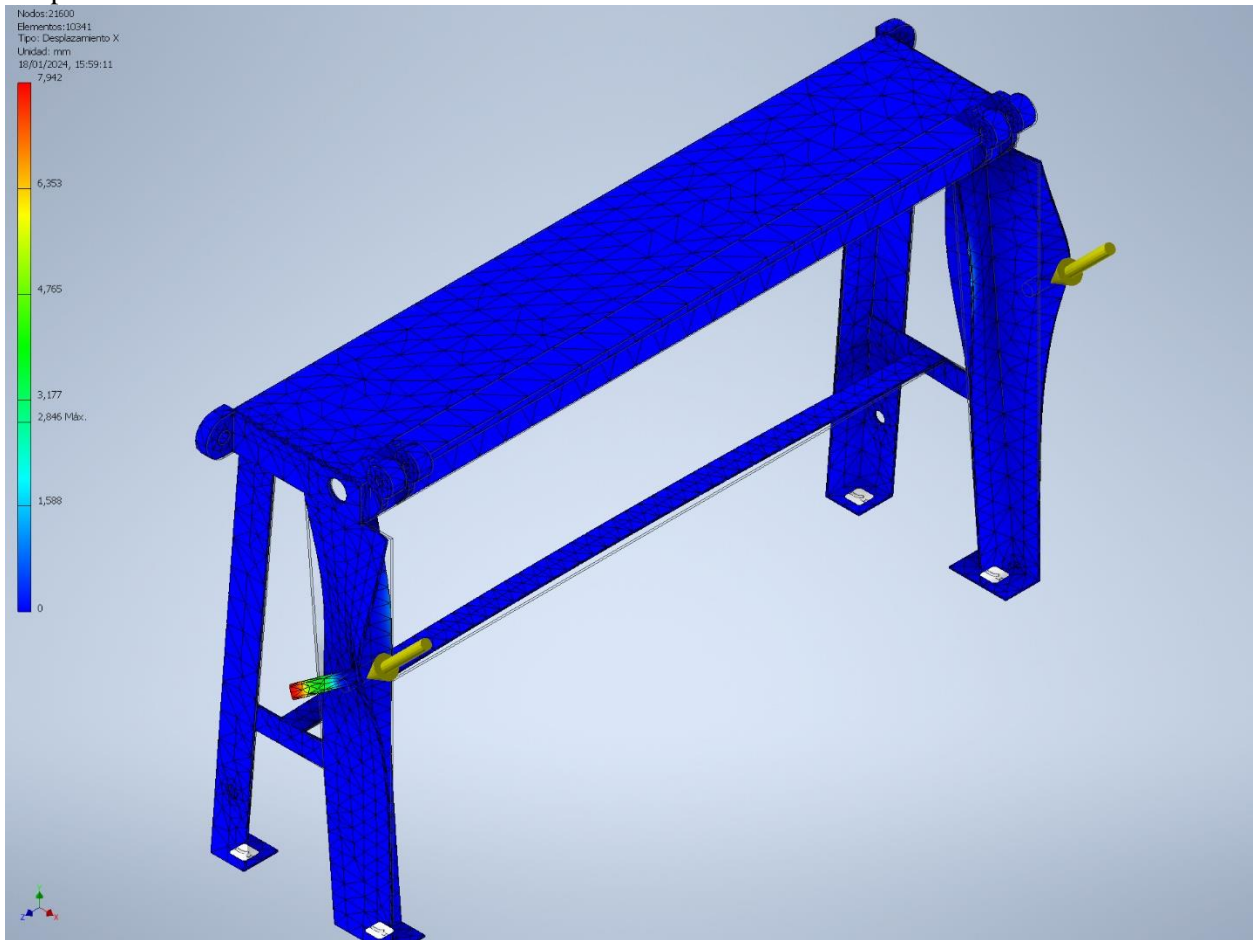


Ilustración 88

Desplazamiento Z

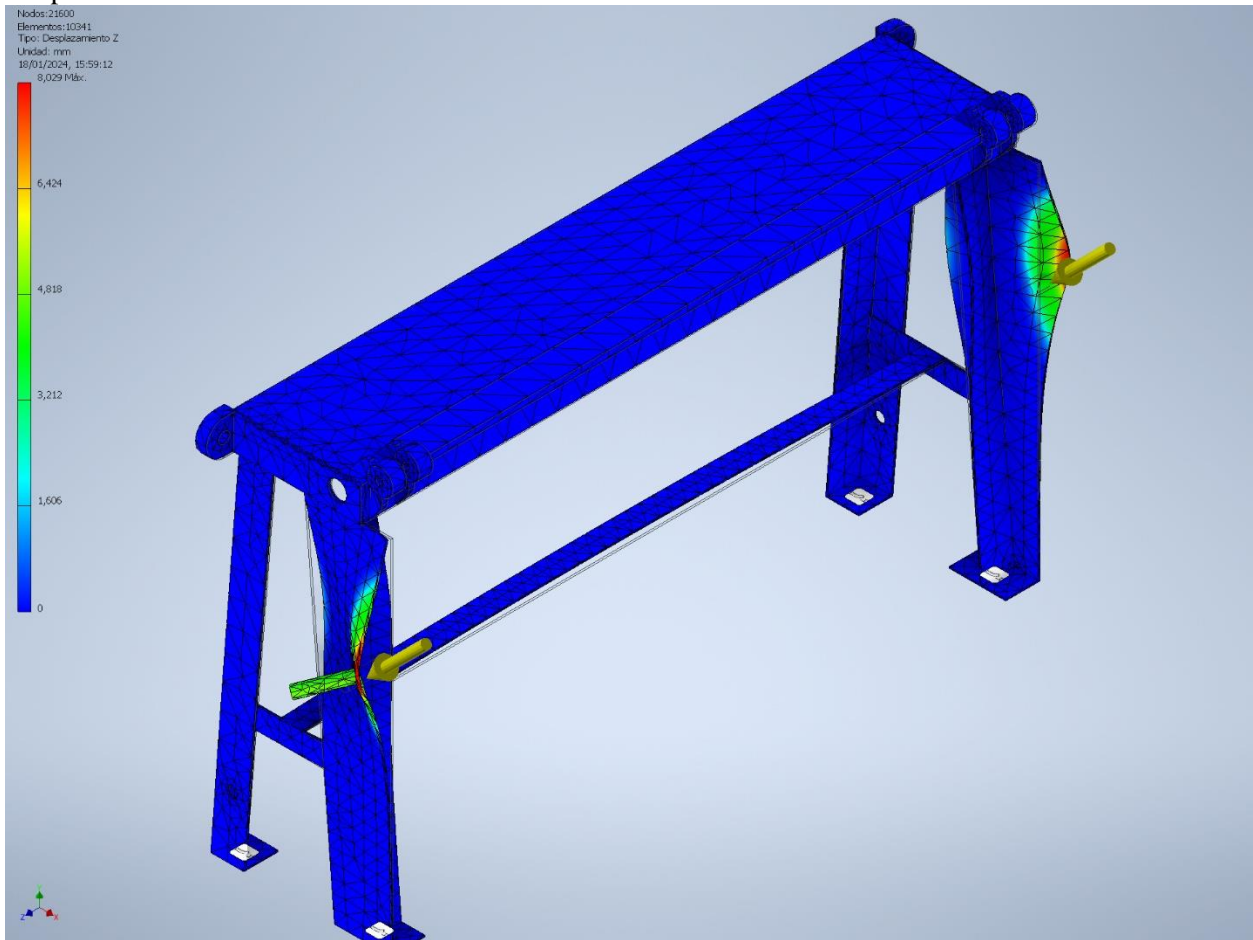


Ilustración 89

Deformación Equivalente

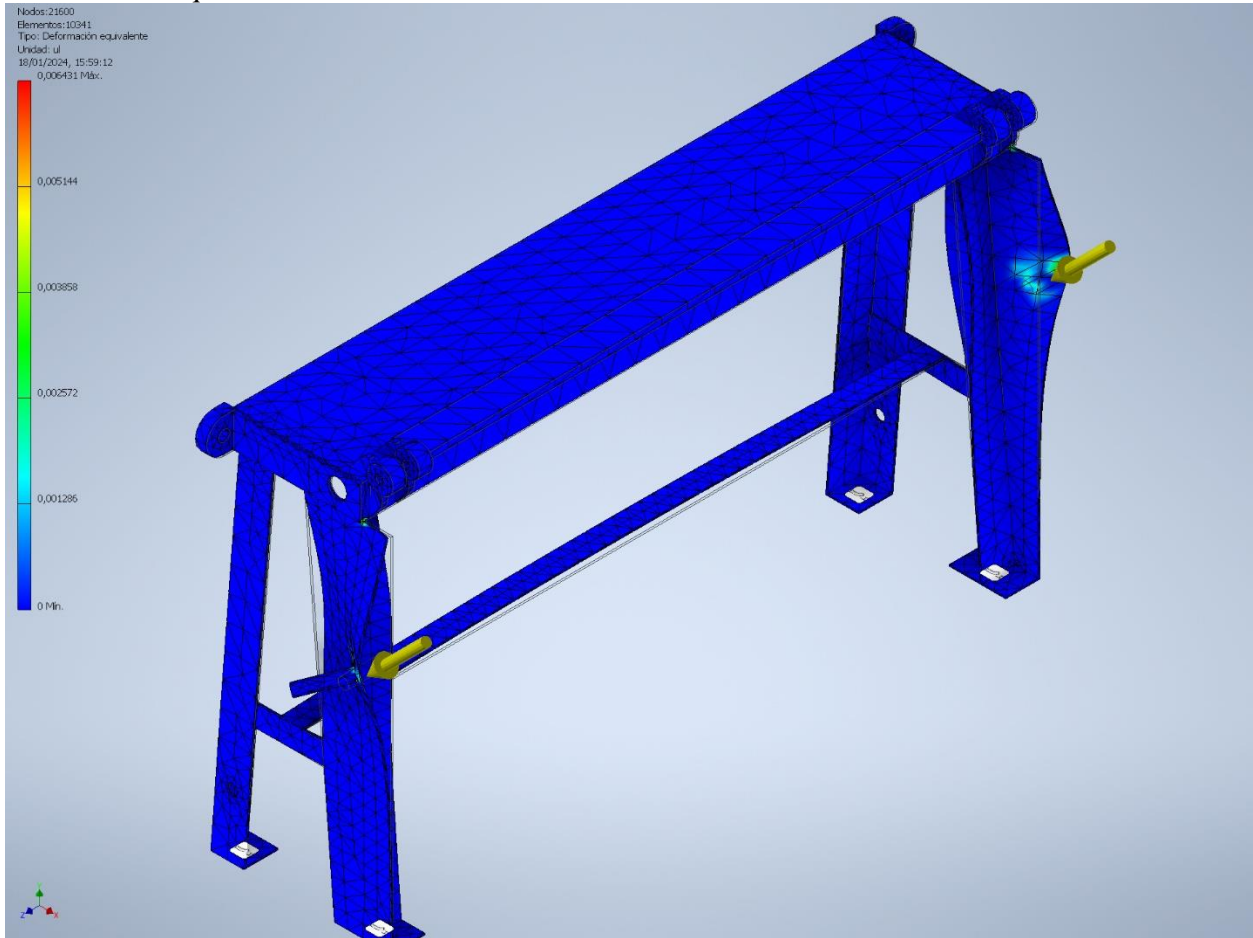


Ilustración 90

Primera Deformación Principal

