

DISEÑO DE UNA MÁQUINA CIZALLADORA Y DOBLADORA DE LÁMINAS
METÁLICAS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO

JULIAN DAVID MALAVER MARTÍNEZ
CRISTIAN CAMILO VELEZ MORENO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2019

DISEÑO DE UNA MÁQUINA CIZALLADORA Y DOBLADORA DE LÁMINAS
METÁLICAS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO

JULIAN DAVID MALAVER MARTÍNEZ
CRISTIAN CAMILO VELEZ MORENO

Proyecto integral de grado optar el título de:
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2019

Nota de aceptación

Ing. Víctor Raúl González
Presidente del Jurado

Ing.

Jurado 1

Ing.

Jurado 2

Bogotá D.C., Febrero de 2019

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad América los jurados calificadores y el cuerpo de docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

DEDICATORIA

Julían D. Malaver M.

Este proyecto de grado es dedicado principalmente a Dios por la bendición de regalarme un nuevo día, brindarme alegrías, tristezas, problemas y soluciones.

A mis padres Leonardo Malaver Puentes y Francy Andrea Martínez Abril por todos sus esfuerzos para llegar a ser una persona de buenos valores y dispuesta a aceptar retos, a tener una gran sencillez, un gran corazón y ser perseverante.

A mi hermana Paula Valentina Malaver Martínez por ser una inspiración para seguir un sueño.

Cristian Camilo Velez Moreno

Para mí y para los que me conocen hoy puedo decir que mi trabajo está hecho.

A mi mama que ha hecho grandes esfuerzos y me ha soportado.

A mis hermanos que me ayudaron con las tareas del día a día.

Para los que han estado y también para los que han faltado.

Para Simón el perico y para el gato Félix mascotas de la casa desde hace muchos años, animales que siempre levanta el ánimo en días duros.

CONTENIDO

	pág.
1. DESCRIPCIÓN DE LAS MÁQUINAS DE CORTE Y DOBLEZ DE LÁMINAS METÁLICAS	22
1.1 MÁQUINAS DE CORTE	23
1.1.1 Máquina de corte tipo guillotina.	24
1.1.2 Máquinas tipo guillotina en la industria y sus características.	25
1.1.3 Máquina de corte tipo caimán.	25
1.1.4 Máquinas tipo guillotina en la industria y sus características.	26
1.2 MÁQUINAS DE DOBLEZ	27
1.2.1 Máquinas de doblez por punzón en V.	27
1.2.2 Máquinas de doblez por borde.	29
1.2.3 Máquinas de doblez en la industria y sus características.	30
2. PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	31
2.1 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA MÓVIL	31
2.1.1 Parámetros y requerimientos para diseñar el sistema de corte.	32
2.1.2 Parámetros y requerimientos para diseñar el sistema de doblez.	33
2.2 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA DE CLARO VARIABLE	35
2.3 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA DE MANDO	36
2.4 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR LA ESTRUCTURA	36
3. DISEÑO CONCEPTUAL	37
3.1 SISTEMA DE CORTE	38
3.2 SISTEMA DE DOBLEZ	38
3.3 SISTEMA MÓVIL	38
3.4 SISTEMA DE MANDO	39
3.5 ESTRUCTURA	39
4. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN LA LÁMINA	40
4.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA LÁMINA PARA EL CORTE	40
4.1.1 Sistema de sujeción hidráulica.	40
4.1.2 Sistema de sujeción hidráulica por resortes.	40
4.1.3 Sistema de sujeción magnético.	41
4.1.4 sistema de sujeción mecánica por prensa manual.	41

4.1.5 Sistema de sujeción mecánica por palanca con retención.	42
4.2 PARÁMETROS DE SELECCIÓN PARA EL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA LÁMINA	42
5. DISEÑO DETALLADO	45
5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE	45
5.1.1 Cálculo de la fuerza necesaria para realizar el corte	45
5.1.2 Cálculo del tiempo necesario para realizar el corte	49
5.1.3 Cálculo de la potencia mecánica necesaria para realizar el corte	49
5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE DOBLADO	50
5.2.1 Cálculo de la fuerza necesaria para realizar el doblado.	50
5.2.2 Cálculo del tiempo necesario para realizar el doblado.	52
5.2.3 Cálculo de la potencia mecánica necesaria para realizar el doblado.	52
5.3 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA MÁQUINA	54
5.3.1 Cálculo y selección de actuadores hidráulicos.	54
5.3.1.1 Diámetro necesario en el actuador de corte	54
5.3.1.2 Fuerza necesaria en los actuadores de corte.	55
5.3.1.3 Trabajo necesario en los actuadores de corte.	55
5.3.1.4 Presión necesaria en los actuadores de corte..	55
5.3.1.5 Diámetro del vástago en el actuador de corte	55
5.3.1.6 Diámetro necesario en el actuador de doblado	57
5.3.1.7 Fuerza necesaria en los actuadores de doblado	58
5.3.1.8 Trabajo necesario en los actuadores de doblado.	58
5.3.1.9 Presión necesaria en los actuadores de doblado	58
5.3.1.10 Diámetro del vástago del actuador de doblado.	58
5.3.2 Selección de actuadores hidráulicos para el proceso de corte.	60
5.3.3 Selección de la bomba hidráulica de la máquina.	60
5.3.3.1 Caudal Q_b de la bomba necesario para el sistema de corte.	62
5.3.3.2 Potencia necesaria de la bomba para el corte	62
5.3.3.3 Caudal Q_b de la bomba necesario para el sistema de doblado	63
5.3.3.4 Potencia necesaria de la bomba para el doblado	63
5.3.4 Selección de mangueras y accesorios hidráulicos.	63
5.3.5 Selección del Tipo de aceite hidráulico y su viscosidad.	65
5.3.6 Cálculo de las dimensiones de las mangueras.	67
5.3.6.1 Para el sistema de corte:	68
5.3.6.2 Para el sistema de doblado:	69
5.3.7 Cálculo de las pérdidas de carga.	70
5.3.7.1 Pérdida de carga en los ductos de corte	71
5.3.7.2 Pérdida de carga en los ductos de doblado	72
5.4 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO	73
5.4.1 Potencia necesaria del motor eléctrico.	73
5.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA LÁMINA	74

5.5.1 Actuador en el sistema de sujeción.	76
5.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE MANDO	77
5.7 DISEÑO DE SOLDADURAS	79
5.8 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	81
5.9 DISEÑO DE LA MESA	82
5.10 DISEÑO DE LA ARMADURA	82
5.10.1 Soldaduras de la armadura.	93
5.11 DISEÑO DE MIEMBROS A TENSIÓN	93
5.12 PASADORES DE LA ARMADURA	99
5.13 DISEÑO DE SOLDADURA EN MÉNSULAS	99
5.14 DISEÑO DE MÉNSULAS	103
5.15 DISEÑO DE CABEZAL DE CORTE	109
5.16 DISEÑO DE CABEZAL DE DOBLEZ	112
6. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA MÁQUINA MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS	114
6.1 FACTOR DE SEGURIDAD (PUNZÓN DE DOBLEZ - CORTINA)	115
6.2 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL (PUNZÓN DE DOBLEZ - CORTINA)	116
6.3 TENSIÓN DE VON MISSES (PUNZÓN DE DOBLEZ - CORTINA)	117
6.4 FACTOR DE SEGURIDAD (ARMADURA DE DOBLEZ)	118
6.5 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL (ARMADURA DOBLEZ)	119
6.6 TENSIÓN DE VON MISSES (ARMADURA DE DOBLEZ)	120
6.7 TENSIÓN DE VON MISSES VARILLA GUIA A TENSIÓN	121
6.8 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL VARILLA GUIA A TENSIÓN	122
6.9 FACTOR DE SEGURIDAD VARILLA GUIA A TENSIÓN	122
6.10 TENSIÓN DE VON MISSES VARILLA COLUMNA PRINCIPAL	124
6.11 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL VARILLA GUIA A TENSIÓN	125
6.12 FACTOR DE SEGURIDAD COLUMNA PRINCIPAL	126
7. DISEÑO FUNCIONAL	127
7.1 DISEÑO DE LAS GUÍAS DE LA PRÁCTICA EN EL LABORATORIO	127
7.1.1 Practica No. 1	127
7.1.2 Practica No.2	130

8. MANUALES DE LA MAQUINA	134
8.1 MANUAL DE OPERACION	134
8.2 MANUAL DE ENSAMBLAJE	136
9. EVALUACIÓN FINANCIERA	140
10. ANÁLISIS AMBIENTAL	144
10.1 MATERIAL Y ENERGÍA PARA LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA	144
10.2 GASTO DE MATERIA PRIMA EN LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA	144
10.3 GASTO DE MATERIA PRIMA EN EL USO DE LA MÁQUINA	145
10.4 CLASIFICACIÓN Y REUTILIZACIÓN DEL METAL	146
10.5 CLASIFICACIÓN Y REUTILIZACIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO	147
11. CONCLUSIONES	148
12. RECOMENDACIONES	149
BIBLIOGRAFIA	150
ANEXOS	150

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Características de guillotinas hidráulicas industriales en el mercado	25
Tabla 2. Características de cortadoras industriales tipo caimán en el mercado	27
Tabla 3. Características de dobladoras industriales por punzón en V en el mercado	30
Tabla 4. Calibre de láminas metálicas	32
Tabla 5. Valor de las tolerancias para los tres grupos de láminas metálicas	36
Tabla 6. Criterios para evaluar	43
Tabla 7. Evaluación de sistemas	43
Tabla 8. Calculo Score	44
Tabla 9. Valores característicos para k y n a temperatura ambiente	46
Tabla 10. Resistencia de cizalladura de los materiales que pueden ser cortado por un troquel	48
Tabla 11. Características de resistencia de los metales	51
Tabla 12. Cilindros hidráulicos industriales según la norma ISO 6020"	60
Tabla 13. Tipos de bombas	61
Tabla 14. Grados de viscosidad ISO	66
Tabla 15. Características del aceite hidráulico AW46	66
Tabla 16. Velocidad tuberías de succión	67
Tabla 17. Velocidad Tuberías de impulsión	68
Tabla 18. Velocidad Tuberías de retorno	68
Tabla 19. Características del muelle	75
Tabla 20. Muelles a comprensión de acero inoxidable	75
Tabla 21. Cilindros hidráulicos industriales según la norma ISO 6020"	76
Tabla 22. Tamaños mínimos para las soldaduras de filete	80
Tabla 23. Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO	96
Tabla 24. Factores de área para áreas de cortantes de barrido en las cuerdas	97
Tabla 25. Costos fabricación de la maquina	140
Tabla 26. Costos de ingeniería	141
Tabla 27. Cantidad de material útil y desperdiciado (1)	144
Tabla 28. Cantidad de material útil y desperdiciado (2)	145
Tabla 29. Cantidad de material útil y desperdiciado (3)	145

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Máquina de corte tipo guillotina	24
Figura 2. Máquina de corte tipo caimán	26
Figura 3. Ilustración del doblado de láminas por medio de dado en V	28
Figura 4. Dobladora Hidráulica	28
Figura 5. Ciclo de pegado	29
Figura 6. Ilustración de doblado por método de borde	29
Figura 7. Cuchillas	33
Figura 8. Fraccionado estándar de punzón	33
Figura 9. Punzón Estándar	34
Figura 10. Fraccionado estándar del dado	34
Figura 11. Dado estándar	35
Figura 12. Sistema de sujeción hidráulica	40
Figura 13. Sistema de sujeción hidráulica por resortes	41
Figura 14. Sistema de sujeción magnético	41
Figura 15. Sistema de sujeción mecánica por prensa manual	41
Figura 16. Sistema de sujeción mecánica por palanca con retención	42
Figura 17. Figura ilustrativa para el doblado	53
Figura 18. Sistema de mando	77
Figura 19. Tablero sistema de mando	78
Figura 20. Diseño de la estructura	81
Figura 21. Método matricial	84
Figura 22. Valores aproximados de la longitud efectiva K	91
Figura 23. Diseño de soldadura en ménsulas	100
Figura 24. Ejemplo soldadura	102
Figura 25. Diseño de ménsulas	104
Figura 26. Diseño de ménsulas	105
Figura 27. Diseño seguro de esfuerzo admisible	107
Figura 28. Figuras que forman la sección	108
Figura 29. Hipótesis de carga	110
Figura 30. Estructura de la cizalla dobladora de láminas metálicas	114
Figura 31. Factor de seguridad (punzón de doblez - cortina)	115
Figura 32. Desplazamiento nodal, traslación total (punzón de doblez - cortina)	116
Figura 33. Tensión de Von Misses (punzón de doblez - cortina)	117
Figura 34. Factor de seguridad (Armadura de doblez)	118
Figura 35. Desplazamiento nodal, traslación total (Armadura doblez)	119
Figura 36. Tensión de Von Misses (Armadura de doblez)	120
Figura 37. Tensión de Von Misses Varilla Guía a tensión	121

Figura 38. Desplazamiento nodal, traslación total Varilla Guía a tensión	122
Figura 39. Factor de seguridad Varilla Guía a tensión	123
Figura 40. Tensión de Von Misses Varilla Columna principal	124
Figura 41. Desplazamiento nodal, traslación total Varilla Guía a tensión	125
Figura 42. Factor de seguridad columna principal	126

LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 1. Claro según Groover	36
Ecuación 2. Fuerza de corte	45
Ecuación 3. Relación entre el espesor de la lámina y la tangente del ángulo de la cuchilla	45
Ecuación 4. Resistencia al cizallamiento	46
Ecuación 5. Formula formación del cuello	47
Ecuación 6. Área real al inicio de la formación del cuello	47
Ecuación 7. Máxima carga	47
Ecuación 8. Tiempo necesario para realizar el corte	49
Ecuación 9. Potencia mecánica necesaria para realizar el corte	49
Ecuación 10. Potencia que requiere el sistema de corte	50
Ecuación 11. Fuerza necesaria para realizar el doblé	50
Ecuación 12. Fuerza de avance del cilindro de corte	54
Ecuación 13. Momento de Inercia	55
Ecuación 14. Fuerza admisible	56
Ecuación 15. Longitud de pandeo	56
Ecuación 16. Caudal de la bomba necesario para el sistema de corte	62
Ecuación 17. Volumen del tanque cuando está quieto	63
Ecuación 18. Volumen del tanque cuando está en movimiento	64
Ecuación 19. Potencia necesaria del motor eléctrico	73
Ecuación 20. Diseño del sistema de sujeción de lamina	74
Ecuación 21. Resistencia de soldadura	79
Ecuación 22. Resistencia a la soldadura bajo el método LRFD	79
Ecuación 23. Deflexión máxima	82
Ecuación 24. Cosenos directores	84
Ecuación 25. Matriz de rigidez de cada elemento	84
Ecuación 26. Cargas y reacciones	88
Ecuación 27. Cambio forma matricial de la ecuación	88
Ecuación 28. Fuerza interna utilizando los cosenos directores y los desplazamientos de los nodos	90
Ecuación 29. Radio de giro para una sección	91
Ecuación 30. Esfuerzo de pandeo crítico elástico	92
Ecuación 31. Resistencia de diseño	93
Ecuación 32. Carga de diseño	94
Ecuación 33. Área Gross mínima requerida	94
Ecuación 34. Área de corte por barrido de una cuerda	96
Ecuación 35. Resistencia de diseño	98
Ecuación 36. Relación de esbeltez	98

Ecuación 37. Esfuerzo cortante promedio de la sección	99
Ecuación 38. Fuerzas verticales y de flexión	101
Ecuación 39. Tamaño requerido de la soldadura	101
Ecuación 40. Momento de inercia	101
Ecuación 41. Momento de inercia aplicando el teorema de Steiner	102
Ecuación 42. Reacciones en los apoyos	105
Ecuación 43. Factor de seguridad	108
Ecuación 44. Esfuerzo permisible	108
Ecuación 45. Factor de seguridad	110

LISTA DE GRAFICAS

	pág.
Gráfica 1. Ábaco para determinar la pérdida de carga en una tubería	71
Gráfica 2. Pérdida de carga en los ductos de doblez	72

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Explosionado De La Maquina	154
Anexo B. Perfil Tubular Estructural	155
Anexo C. Resistencia Disponible De Las Juntas	156
Anexo D. Planos de la Maquina	¡Error! Marcador no definido.

GLOSARIO

CENTRO DE MANDO: parte de la máquina en la cual se controlan todas las funciones de esta.

CIZALLA: herramienta conformada de dos cuchillas paralelas dispuestas a seccionar en dos partes un determinado material.

CLARO: espacio transversal entre dos cuchillas paralelas.

DEFORMACIÓN PLÁSTICA: es la deformación permanente de un material sin posibilidad de regresar a su forma original después de retirar la carga que le causó esa deformación.

DEFORMACIÓN ELÁSTICA: es la deformación reversible de un material volviendo el cuerpo a su posición original después de retirar la carga que le causó la deformación.

FLUENCIA: deformación irrecuperable de una probeta o material.

PUNZÓN: herramienta que aplica cierta fuerza en un determinado material con el fin de deformarlo.

RESUMEN

TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CIZALLADORA Y DOBLADORA DE LÁMINAS METÁLICAS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO **DESCRIPCIÓN**

El presente proyecto se elabora con el propósito de diseñar una máquina capaz de medir la presión necesaria, en su sistema hidráulico, para doblar y cortar láminas metálicas con el fin de que a partir de este dato los estudiantes en el laboratorio de procesos calculen la fuerza requerida para estos procesos.

En la primera etapa del proyecto se describe un panorama general de las máquinas de corte por cizallamiento y doblez de láminas metálicas. A su vez se describen los dos tipos principales de máquinas para cizallar láminas metálicas que son la máquina tipo caimán y el tipo guillotina. También se exponen los dos métodos para doblar una lámina; por punzón en V y por método de borde.

Por último, se realiza una comparación de las características funcionales de la máquina frente a las máquinas en la industria.

Posteriormente en el proyecto se contextualizan los parámetros de diseño, los cuales describen las limitaciones de la máquina en cada uno de sus aspectos para proceder a realizar un diseño conceptual del cómo será la máquina en su esencia más básica.

Teniendo una idea de la máquina en su aspecto más general, se describe en detalle el diseño de la máquina, exponiendo cada una de sus piezas junto con los esfuerzos que soportan y el material del que se componen las mismas.

Con la máquina diseñada se realiza una simulación de la estructura por medio del Método de elementos finitos (MEF) a través de un programa de computadora que simula las cargas e ilustra por medio de colores todas las fuerzas en la estructura y exagera las deformaciones mínimas para observar cómo se comporta durante su labor y cuál puede ser el punto débil a la hora de estar en funcionamiento.

Siendo satisfactorio su funcionamiento se realiza la evaluación financiera, ambiental, su manual de montaje, operación y las guías de laboratorio para que los futuros estudiantes de la universidad realicen sus prácticas concluyendo así el proyecto.

Palabras Clave: cizalla, dado de doblez, cuchillas, cizalladura, esfuerzo cortante, elementos finitos, actuador hidráulico.

INTRODUCCIÓN

Este proyecto de grado tiene como finalidad presentar el diseño de una máquina dobladora y cizalladora de láminas metálicas, el diseño podrá ser usado como guía para la fabricación de la máquina en un proyecto posterior realizado por futuros estudiantes de la universidad de América.

En la industria metalmeccánica existen diferentes tipos de máquinas y herramientas de formado y corte de metales, estas facilitan el trabajo a los operadores suministrando grandes esfuerzos que no se pueden realizar manualmente. En este proyecto se realizará el diseño de una máquina que tendrá dos cualidades que la diferenciarán de las máquinas de corte y doblado industrial.

La primera cualidad es que generalmente en la industria se encuentra ya sea la máquina de doblado o la máquina de corte, pero no es muy común encontrar una máquina que cumpla las dos funciones sin tener que realizar modificaciones importantes en su herramienta.

La segunda cualidad es que la máquina no se diseñará con un fin industrial si no que el objetivo principal será educativo, de esta manera podemos decir que la máquina no será diseñada con el principal objetivo de doblar y cortar láminas, si no de medir la presión requerida en el sistema hidráulico para realizar los procesos de corte y doblado, y con ella la fuerza necesaria para doblar y cortar diferentes tipos de metales, grosores y longitudes.

La máquina por diseñar tendrá un objetivo educativo y práctico en el cual los estudiantes puedan corroborar los datos hallados en la teoría y compararlos con los datos prácticos arrojados por la máquina.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar una cizalladora y dobladora de láminas metálicas para prácticas de laboratorio.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

Con el fin de cumplir el objetivo principal se plantean los siguientes objetivos específicos:

- Evaluar máquinas similares en la industria y los laboratorios.
- Definir los parámetros de diseño
- Evaluar alternativas de diseño del sistema de sujeción de la lámina
- Realizar el diseño detallado
- Realizar la simulación por el método de elementos finitos de la estructura
- Elaborar manuales de ensamble, montaje y operación
- Elaborar las guías de las prácticas de laboratorio
- Realizar el análisis ambiental de la fabricación de la máquina
- Realizar la evaluación financiera del proyecto

1. DESCRIPCIÓN DE LAS MÁQUINAS DE CORTE Y DOBLEZ DE LÁMINAS METÁLICAS

En la industria se encuentran gran variedad de máquinas para cortar y doblar material. Generalmente estas máquinas cumplen la función de doblar o cortar y son menos comunes las máquinas que realizan ambas funciones como la máquina diseñada en este proyecto que aparte de tener la capacidad de cortar y doblar láminas mide la presión en su sistema hidráulico.

El proyecto va orientado al diseño de una máquina que corte y doble láminas metálicas de un calibre máximo de 12 o lo que es lo mismo un rango de grosor entre 2,695mm y 2,77mm dependiendo del material de la lámina.

Las máquinas industriales que cortan y doblan suelen ser de grandes dimensiones y manuales, motorizadas o automatizadas.

Las máquinas manuales son utilizadas para cortar o doblar láminas más dúctiles y de bajo grosor, estas se conforman de una palanca la cual es accionada manualmente por el operario. Generalmente esta palanca o brazo es suficientemente largo para que cuando el operario la manipule genere un torque bastante alto para lograr vencer la resistencia al corte de la lámina a cortar o la resistencia a la deformación plástica de la lámina a doblar.

Las máquinas motorizadas cuentan con un motor eléctrico que moviliza una serie de mecanismos como lo son piñones y bielas los cuales finalmente causan un ascenso y descenso en el punzón o cizalla cortando o doblando el material.

Las máquinas automatizadas cuentan con un sistema electrohidráulico que ordena a una serie de actuadores el ascenso y el descenso del punzón y la cizalla para doblar y cortar el material. El diseño de este proyecto está relacionado directamente con este tipo de máquinas.

Existen dos tipos de máquinas para cizallar metales en frío y pueden ser automatizadas. La primera es una máquina tipo guillotina que como su nombre lo indica la cuchilla y su estructura tiene forma de guillotina y al descender ocasiona el corte de la lámina; la segunda es una máquina con estructura en forma de caimán con un eje rotatorio a un extremo de la cuchilla que cuando la cuchilla gira en torno al eje produce un cizallamiento en la lámina.

Las máquinas de dobléz por punzón en V y de corte por guillotina son máquinas usadas en la industria metalmeccánica, generalmente son de grandes dimensiones y su función es doblar y cizallar láminas.

1.1 MÁQUINAS DE CORTE¹

Son máquinas diseñadas para separar en una o más partes una pieza de un determinado material debido a la presión ejercida por un par de cuchillas que vencen la resistencia al corte del material.

Dentro de las máquinas industriales existe el grupo de máquinas dedicadas al corte de láminas metálicas, siendo estas cizalladas de dos posibles formas principales. La primera es en caliente que es elevar la temperatura al metal hasta que este pierda sus características de dureza y así sea más fácil cortarlo.

La segunda forma es en frío, es decir realizando el corte de la lámina a temperatura ambiente. Este proyecto se enfoca en un tipo de máquina que realiza el corte del metal en frío.

Las máquinas industriales de cizallamiento y doblez de metales y las de laboratorio que se encuentran en algunos talleres de universidades y colegios son capaces de fracturar y desprender en dos el material, estas máquinas son utilizadas en la industria para cortar diferentes calibres y dimensiones de piezas metálicas. Dependiendo de la dureza y dimensión del material a cortar, estas máquinas se encuentran de diferentes tamaños y potencias en el mercado. Las guillotinas para lamina metálica en la industria son utilizadas por empresas maquiladoras, constructores de techos, herrería, talleres fabricantes de piezas metálicas o de anuncios, entre muchos otros.

Las guillotinas en la industria son máquinas que pueden llegar a generar cortes a láminas metálicas de varios calibres; desde el calibre 10 hasta calibre 22. El calibre es una medida de grosor o espesor de un material, mientras mayor sea la numeración es más delgada; por el contrario, si la numeración del calibre es bajo, la lámina es más gruesa.

Dentro de las máquinas guillotinas existen las guillotinas normales, ya sea manuales, con motor y sistema mecánico o con motor y sistema hidráulico.

Las máquinas guillotinas constan de las siguientes partes principales:

La mesa es el cuerpo inferior donde se soporta el material a cortar en el cual se encuentra la cuchilla inferior.

La cortina es la parte que baja para realizar el corte donde se encuentra la cuchilla superior y los opresores de nivelación de cuchilla.

¹ MAQUINARIA DIZHER. Guillotinas para Lamina. {En línea} {01 agosto de 2018} disponible en: (<https://www.guillotinasparalamina.com/index.html>).

Las cuchillas son dos navajas o cuchillas, una se encuentra en la cortina, esta misma es la que lleva el sistema de nivelación a base de opresores de empuje. La cuchilla inferior va colocada en la mesa, dicha navaja no lleva nivelación y va apretada nada más a tope.

La lubricación y la limpieza de las máquinas guillotinas es crucial para su óptimo funcionamiento, se recomienda mantener lubricados los elementos móviles.

Se recomienda utilizar la máquina en un mismo lugar y anclar sus 4 puntos; también es recomendable verificar que el piso o concreto esté debidamente nivelado y firme. Es importante que la instalación eléctrica, en el caso de ser motorizadas, tiene que tener un cable de calibre grueso.

Las máquinas de corte se clasifican en dos categorías principales; las de arranque de viruta y las de corte sin arranque de material.

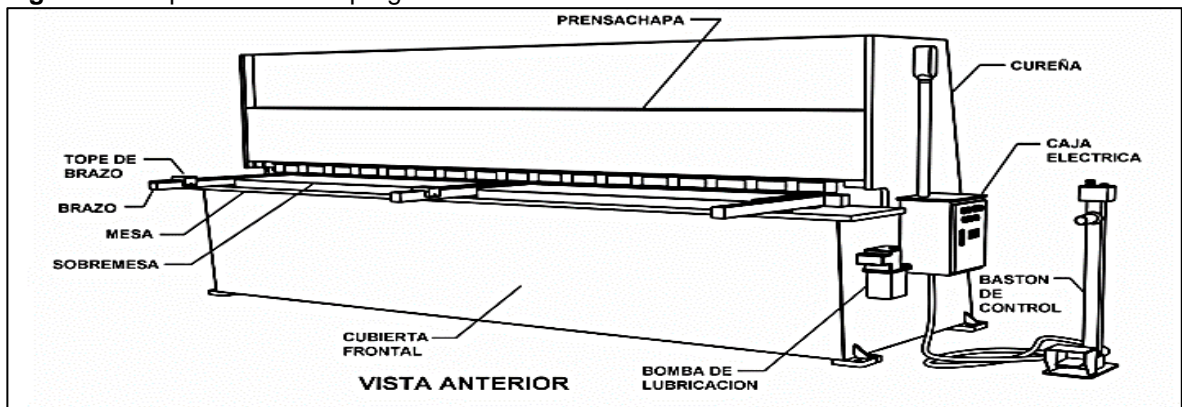
La máquina diseñada se clasifica dentro de las máquinas de corte sin arranque de material, más específicamente corte por cizallamiento.

Entre las máquinas cizalladoras más comunes se encuentran dos tipos de máquinas; la de tipo caimán y la de tipo guillotina. Ambos tipos de máquinas se describirán a continuación:

1.1.1 Máquina de corte tipo guillotina. Esta máquina cuenta con una estructura que como su nombre lo indica se asemeja a una guillotina, la cual desciende con la ayuda de un sistema hidráulico compuesto de un émbolo o dos y ejerce la fuerza necesaria para realizar el corte de la pieza metálica.

La **Figura 1**, presenta un ejemplo de una máquina hidráulica cizalladora de láminas

Figura 1. Máquina de corte tipo guillotina



Fuente: LOGAN MACHINERY. Manual Cizalla Hidráulica GH1060 .1764 N. Congress Ave. Suite 205 PMB#1503. West Palm Beach, FL 33409,2004. p.02.

1.1.2 Máquinas tipo guillotina en la industria y sus características. Los laboratorios que existen con estas máquinas son talleres generalmente ubicados en colegios y universidades que tienen el propósito de exponer a los estudiantes el proceso de dobléz y cizallamiento, brindándoles una idea de cómo es su funcionamiento y el manejo por parte del operario de estas máquinas en la industria.

En la **tabla 1.** se observa una representación de las características de capacidad del sistema de corte de la máquina diseñada frente a otras máquinas de corte existentes en la industria. La potencia y fuerza necesaria para el corte son significativamente menores frente a las demás máquinas ya que estas son usadas principalmente en la industria y en algunos casos en colegios y universidades, pero siempre son de gran tamaño y capacidad ya que son utilizadas para mano de obra pesada y procesos de producción, mientras que la máquina del proyecto es mucho más pequeña debido a que su objetivo no es el mismo.

Tabla 1. Características de guillotinas hidráulicas industriales en el mercado

GUILLOTINA				
Modelo	Potencia (HP)	Fuerza de corte KN	Longitud máx (mm)	Espesor máx (mm)
H-2565	12	58,86	2641,6	3,14
H-3065	20	98,1	3098,8	6,28
H-4065	25	107,91	4064	6,28
H-3010	30	156,96	3149,6	12,55
JSHVR-1	7,5	58,86	1524	3,14
JSHVR-9	15	78,48	2540	6,28
JSHVR-15	15	98,1	2514,6	6,28
JSHVR-22	25	127,53	3124,2	6,28
JSHVR-28	40	156,96	3987,8	12,55
JSHVR-34	60	196,2	5003,8	18,83
DISEÑADA	9,33	53,93	500	2,78

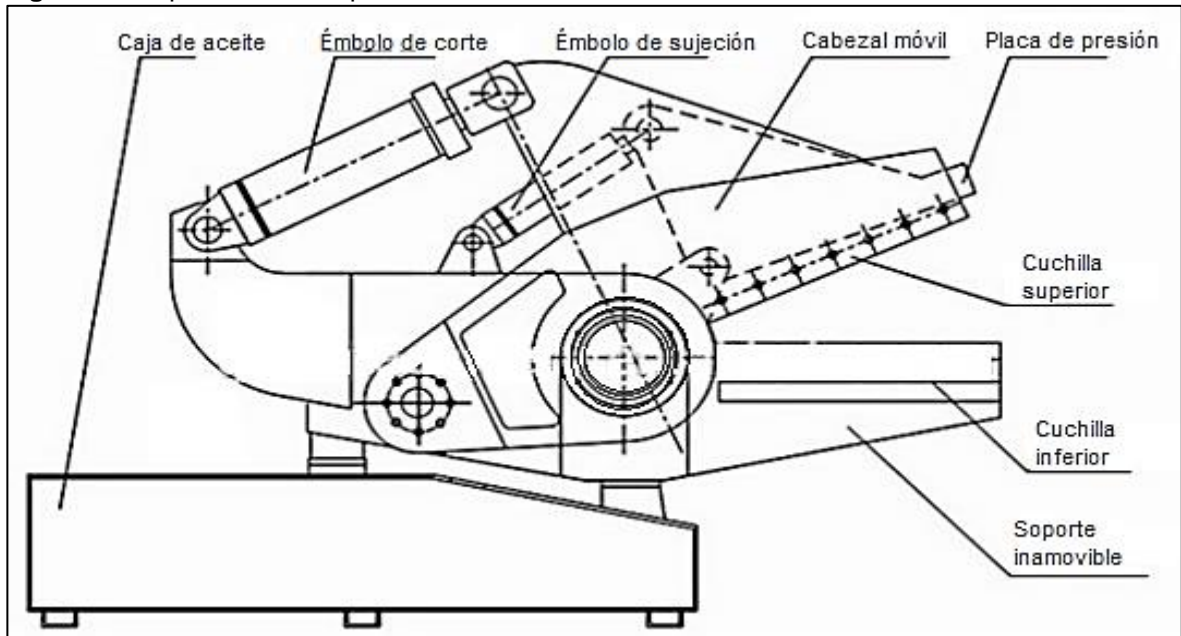
Fuente: AMERICAN MACHINE TOOLS. Guillotinas Hidráulicas. {En línea} {23 agosto de 2018} disponible en: (https://http://www.americanmachinetools.com/guillotinas_hidraulicas.htm).

1.1.3 Máquina de corte tipo caimán. Esta máquina cuenta con una estructura en donde la cuchilla está fijada a un eje en uno de sus extremos al igual que las cuchillas de una tijera común, a diferencia de la cizalla tipo guillotina en la cual la cuchilla no se encuentra fijada a un eje en ninguno de sus extremos.

La máquina de corte tipo caimán² al igual que la tipa guillotina cuenta con un sistema hidráulico pero compuesto de un solo émbolo que ejerce la fuerza necesaria para que la cuchilla descienda y cizalle la pieza, también cuenta con un sistema de sujeción que desciende y sujeta el material a cortar.

El campo de aplicación de esta máquina generalmente es para la industria de la chatarrización.

Figura 2. Máquina de corte tipo caimán



Fuente: GEILY MACHINERY GROUP. Máquina de corte tipo caimán. {En línea} {15 agosto de 2018} disponible en: ([https:// http://www.geilmachinery.com/products_info/Hydraulic-Crocodile-Shear-for-TMT-Bar-340105.html](https://http://www.geilmachinery.com/products_info/Hydraulic-Crocodile-Shear-for-TMT-Bar-340105.html)).

1.1.4 Máquinas tipo caimán en la industria y sus características. A pesar de que la máquina diseñada no es una máquina tipo caimán en la **tabla 2** se aprecia su comparación frente a las máquinas de este tipo en el mercado.

Nótese que las máquinas industriales tipo caimán en el mercado son más pequeñas que las maquinas de guillotina ya que su uso principalmente es para cortar chatarra y piezas metálicas de menor tamaño.

² GEILY MACHINERY GROUP. Máquina de corte tipo caimán. {En línea} {15 Agosto de 2018} disponible en: ([https:// http://www.geilmachinery.com/products_info/Hydraulic-Crocodile-Shear-for-TMT-Bar-340105.html](https://http://www.geilmachinery.com/products_info/Hydraulic-Crocodile-Shear-for-TMT-Bar-340105.html)).

Tabla 2. Características de cortadoras industriales tipo caimán en el mercado

CAIMAN				
Modelo	Potencia (HP)	Fuerza de corte Kg	Longitud (PULG)	Espesor (PULG)
DEL-DTX-310*	10	90	12	1,75
DEL-DTX-300RB*	10	120	12	2
DEL-DTX-410*	10	110	16	1,75
DEL-DTX-4/610*	10	120	24	2
DEL-DTX-600	15	205	24	2,75
CAIM 200	5,5	35	7,87	0,75
CAIM 300	10	85	11,81	1,25
CAIM 400	10	100	15,74	1,8
CAIM 600	10	140	23,62	2,25
Diseñada	9,33	53,93	19,68	0,1061

Fuente: ABYPER. Cizallas Hidráulicas Tipo Caimán. {En línea} {25 agosto de 2018} disponible en: (<http://www.abyper.com.ar/abecom/Cizallas-Hidraulicas-Tipo-Caiman-CAIM>).

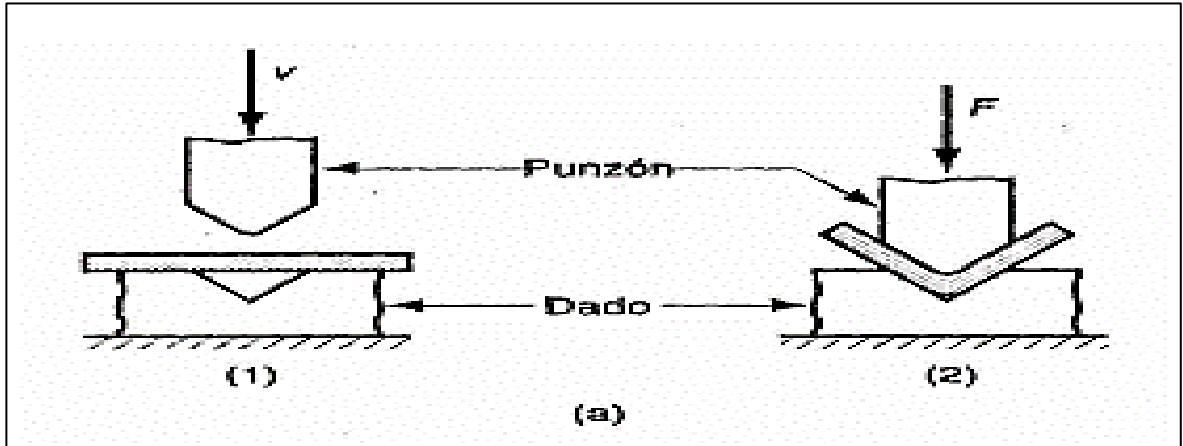
1.2 MAQUINAS DE DOBLEZ

Las máquinas dobladoras son diseñadas para hacer pliegues en láminas y otras formas de piezas metálicas. Estas se componen de un cuerpo de sólida placa de acero y se ajustan para un diverso rango de calibres. En general las máquinas de pliegue pueden ser manuales, mecánicas, hidráulicas o automatizadas.

Las máquinas manuales se manejan manualmente mediante una palanca, las mecánicas se componen de una serie de mecanismos que disminuyen el esfuerzo requerido por el hombre para doblar una lámina y las hidráulicas son accionadas mediante un sistema hidráulico el cual puede ser automatizado generalmente usado en líneas de producción o por medio de un sistema de control manual compuesto de interruptores.

1.2.1 Máquinas de doblez por punzón en V. Las máquinas de doblez por punzón en V son máquinas capaces de doblar láminas metálicas mediante el uso de un dado que se ubica en la mesa de la máquina y un punzón que se desplaza de forma vertical ejerciendo presión sobre la lámina adoptando la forma del dado el cual dependiendo su forma le dará determinadas características al doble tales como ángulo o radio de curvatura.

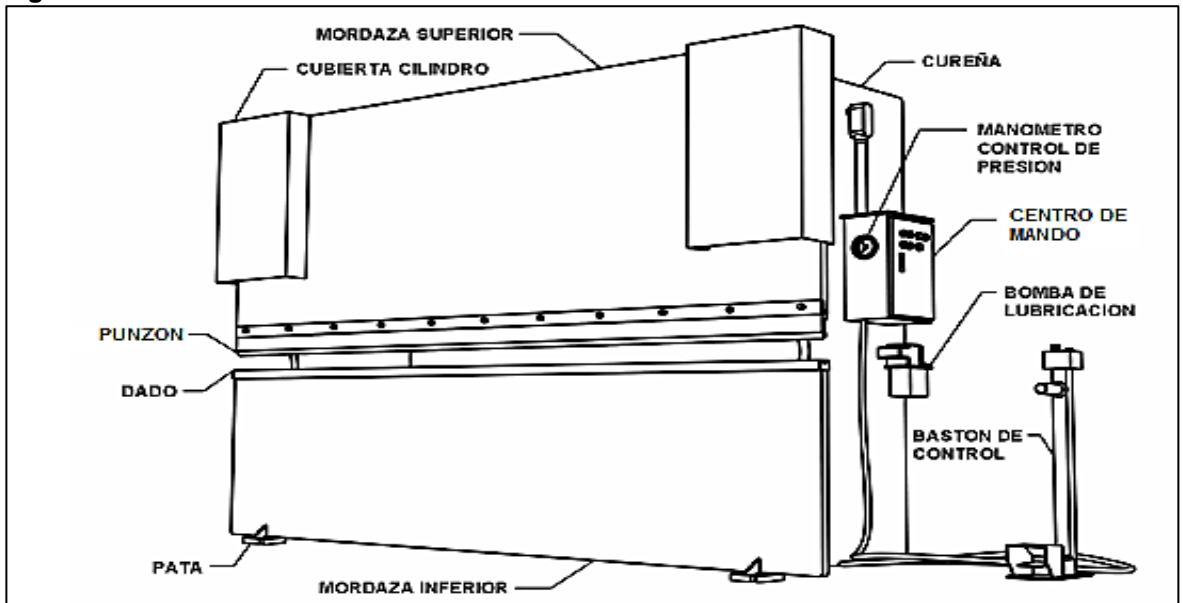
Figura 3. Ilustración del doblado de láminas por medio de dado en V



Fuente: GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007.

Las máquinas capaces de doblar láminas se encuentran clasificadas según su punzón en dos categorías; de doblado en borde y de doblez en V. Las máquinas de doblez en borde suelen ser manuales y se componen de un punzón y una mesa en la que se aprovecha de su borde para que al descender el punzón paralelo a la mesa está fuerza de deformado venza el límite de fluencia del material a doblar, estas máquinas suelen tener más dificultades con calibres gruesos y mayor desgaste de tolerancia debido al alto Torque que enfrenta la base del punzón doblador, es por esta razón que se decidió que la máquina diseñada no fuese de este tipo.

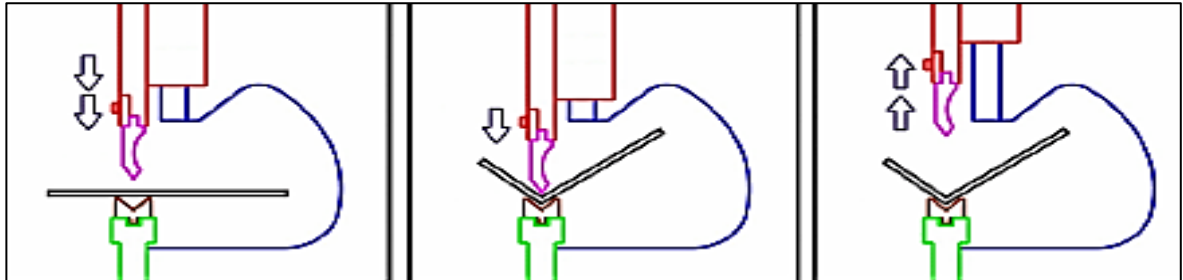
Figura 4. Dobladora Hidráulica



Fuente: LOGAN MACHINERY. Manual Cizalla Hidráulica PH1060 .1764 N. Congress Ave. Suite 205 PMB#1503. West Palm Beach, FL 33409,2004. p.02.

Las máquinas de doblez de punzón en V como la diseñada en este proyecto suelen ser hidráulicas y automatizadas ya que están diseñadas para altos esfuerzos, el funcionamiento de este tipo de máquina se basa en el esfuerzo de un punzón que desciende sobre un dado el cual lo encontramos en el mercado industrial de diferentes ángulos.

Figura 5. Ciclo de pegado

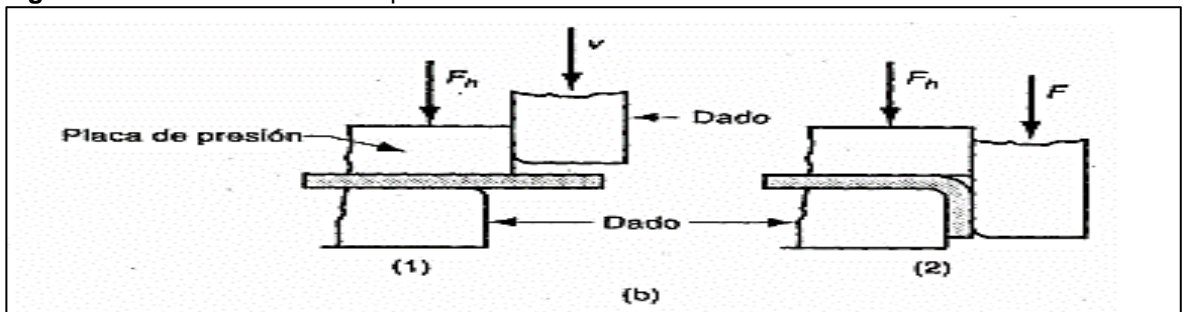


Fuente: LOGAN MACHINERY. Manual Cizalla Hidráulica PH1060 .1764 N. Congress Ave. Suite 205 PMB#1503. West Palm Beach, FL 33409,2004. p.06.

Cuando se dispone una lámina el punzón desciende venciendo la resistencia de fluencia del material y tomando la forma del dado, estas son máquinas en las que el punzón presenta menor Torque y por lo tanto un menor desgaste en las piezas fijas de la máquina, pero un gran desgaste en la punta del punzón y en el dado. Por esto, la máquina diseñada se compone de un dado y un punzón fácilmente removibles para que al desgastarse halla la posibilidad de cambiarlos fácilmente.

1.2.2 Máquinas de doblez por borde.³ Son máquinas que utilizan el proceso de doblez de borde que consiste en doblar la lámina sujetándola en el borde de una mesa y luego, quedando una parte de la lámina en voladizo, a continuación, se desliza un punzón verticalmente doblando la lámina y el elemento de sujeción presiona la lámina manteniendo una parte sobre la mesa provocando así el doblez.

Figura 6. Ilustración de doblado por método de borde



Fuente: GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007.

³ GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007.

1.2.3 Máquinas de doblez en la industria y sus características. Como se ha venido explicando las máquinas existentes en el mercado de este tipo tienen un fin industrial por lo que comparativamente la máquina que se diseña es considerablemente pequeña frente a las demás.

En la **tabla 3** se muestran algunas de las características de modelos de dobladoras por punzón en V.

Tabla 3. Características de dobladoras industriales por punzón en V en el mercado

DOBLADORA				
Modelo	Potencia (HP)	Fuerza de doblez KN	Longitud (mm)	Espesor (mm)
WPA 40-04	5	392,4	1249,7	3,56
WPA 70-06	10	686,7	2049,8	3,81
WPH 90-08	7,5	882,9	2550,2	3,81
WPH 125-08	10	1226,3	2550,2	4,57
WPH 125-10	10	1226,3	3101,3	4,06
WPH 125-13	15	1226,3	4099,6	3,56
WPH 180-10	20	1765,8	3101,3	4,83
WPH 180-13	40	1765,8	4099,6	4,32
WPH 180-16	25	1765,8	5100,3	3,81
WPH 250-10	30	2452,5	3101,3	5,84
DISEÑADA	1,16	135,77	500	2,7

Fuente: GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007.

2. PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

Las máquinas industriales que cortan y doblan metal se componen de una estructura, un sistema móvil compuesto por herramientas de corte y de doblado los cuales hacen contacto directo con la pieza a modificar y una fuente de potencia como un motor eléctrico en el caso de la máquina de este proyecto.

Según lo investigado los herramientas más indicados para la máquina son un punzón en V para el doblado y una cizalla tipo guillotina para el corte ya que se consultó las ventajas de cada proceso y se concluyó que el método de doblado por punzón en V.

La máquina se diseña con piezas y componentes normalizados, es decir que los procesos de mejoramiento continuo hacen que se realice una reingeniería constante para mejorar cada vez más la tecnología de la máquina.

La máquina deberá ocupar un espacio menor o igual a 4 metros cuadrados debido a que necesita un espacio de seguridad para su manipulación ya que es una máquina que posee riesgos de accidentalidad.

También es diseñada con un sistema hidráulico para hacer la fuerza necesaria para realizar tanto el doblado como el corte de las láminas. Además de medir mediante un manómetro la presión requerida en su sistema para vencer la resistencia al corte y deformación del material. La máquina será diseñada con dos sistemas móviles; el de corte y el de doblado que operan de forma independiente pero que hacen parte de la misma estructura principal de la máquina.

La fuente de potencia de la máquina será eléctrica mediante un motor principal que ofrece el aporte de energía mecánica suficiente para el buen funcionamiento de la bomba hidráulica y por consiguiente de toda la máquina.

2.1 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA MÓVIL

El sistema móvil se refiere al mecanismo que acciona los herramientas de corte y doblado. Este sistema es lo suficientemente rígido para que sus componentes no se sometan a grandes deformaciones elásticas que afecten el funcionamiento de la máquina. Sus componentes se pueden adquirir en el mercado, es decir que no son diseñados en este proyecto.


El sistema móvil será hidráulico para cumplir con el objetivo principal de hacer posible que los estudiantes hallen la fuerza necesaria para cortar y doblar las láminas a partir de la medición dada por un manómetro.

El sistema hidráulico es parte del sistema móvil y es diseñado con actuadores los cuales dan movimiento a la cuchilla y al punzón, también con mangueras hidráulicas que cumplirán la función de dirigir el fluido incompresible hacia los

actuadores. Aceite hidráulico el cual transfiere la energía mecánica hasta los actuadores, éste se describe en detalle en el **capítulo 5**. Una bomba hidráulica que se define en detalle en el **capítulo 5** y un depósito de aceite que alimenta el sistema hidráulico.

2.1.1 Parámetros y requerimientos para diseñar el sistema de corte. El sistema de corte deberá ser capaz de cortar en frío una lámina compuesta de acero con límite de fluencia igual o menor a 70 kg/mm^2 , con un grosor calibre 12 equivalente a un rango entre 2.66mm y 2.78mm según la **tabla 4** que representa el calibre 12 para diferentes metales.

Tabla 4. Calibre de láminas metálicas

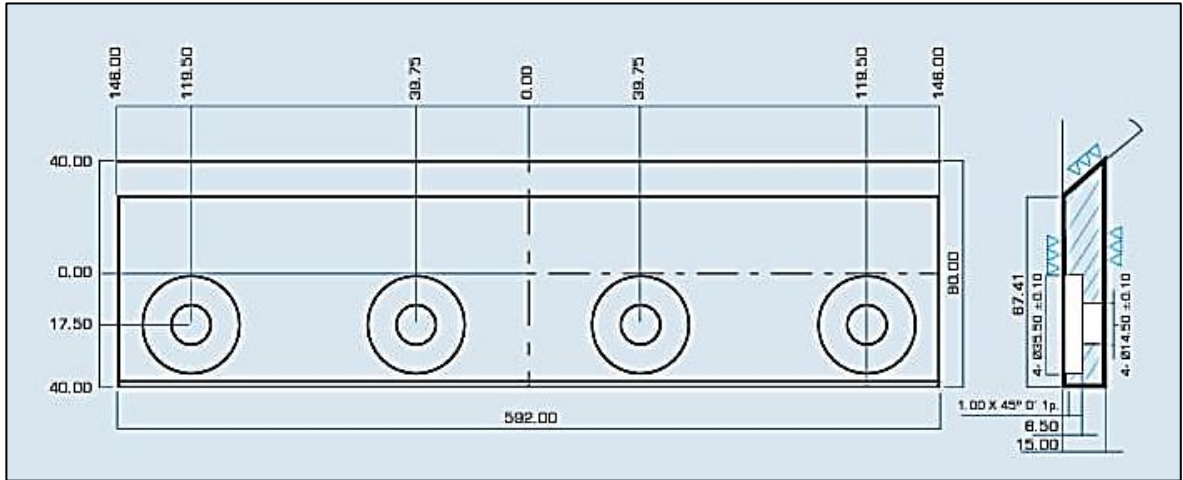
					
Calibres Estándar de Láminas Metálicas					
Calibre	Acero in (mm)	Acero Galvanizado in (mm)	Acero Inoxidable in (mm)	Aluminio in (mm)	Zinc in (mm)
3	0.2391 (6.07)	-	-	-	0.006 (0.15)
4	0.2242 (5.69)	-	-	-	0.008 (0.20)
5	0.2092 (5.31)	-	-	-	0.010 (0.25)
6	0.1943 (4.94)	-	-	0.162 (4.1)	0.012 (0.30)
7	0.1793 (4.55)	-	0.1875 (4.76)	0.1443 (3.67)	0.014 (0.36)
8	0.1644 (4.18)	0.1681 (4.27)	0.1719 (4.37)	0.1285 (3.26)	0.016 (0.41)
9	0.1495 (3.80)	0.1532 (3.89)	0.1563 (3.97)	0.1144 (2.91)	0.018 (0.46)
10	0.1345 (3.42)	0.1382 (3.51)	0.1406 (3.57)	0.1019 (2.59)	0.020 (0.51)
11	0.1196 (3.04)	0.1233 (3.13)	0.1250 (3.18)	0.0907 (2.30)	0.024 (0.61)
12	0.1046 (2.66)	0.1084 (2.75)	0.1094 (2.78)	0.0808 (2.05)	0.028 (0.71)
13	0.0897 (2.28)	0.0934 (2.37)	0.094 (2.4)	0.072 (1.8)	0.032 (0.81)
14	0.0747 (1.90)	0.0785 (1.99)	0.0781 (1.98)	0.0641 (1.63)	0.036 (0.91)
15	0.0673 (1.71)	0.0710 (1.80)	0.07 (1.8)	0.057 (1.4)	0.040 (1.0)
16	0.0598 (1.52)	0.0635 (1.61)	0.0625 (1.59)	0.0508 (1.29)	0.045 (1.1)
17	0.0538 (1.37)	0.0575 (1.46)	0.056 (1.4)	0.045 (1.1)	0.050 (1.3)
18	0.0478 (1.21)	0.0516 (1.31)	0.0500 (1.27)	0.0403 (1.02)	0.055 (1.4)

Fuente: GAS NATURAL FENOSA. Calibre de láminas metálicas. {En línea} {25 agosto de 2018} disponible en: (<https://es.slideshare.net/wilmersurf18/123386405-calibredelaminasmetalicas>).

La máquina corta una lámina de un ancho máximo de 500 mm, la lámina se posiciona de forma manual y la presión en los actuadores hidráulicos también se registrará, además las cuchillas por ser piezas sujetas a desgaste o posibles daños serán piezas intercambiables.

Las cuchillas para la máquina se encuentran en la empresa Cia. General de Aceros S.A. ubicada en la ciudad de Bogotá. Las dimensiones de las cuchillas son las que se muestran en la figura 7.

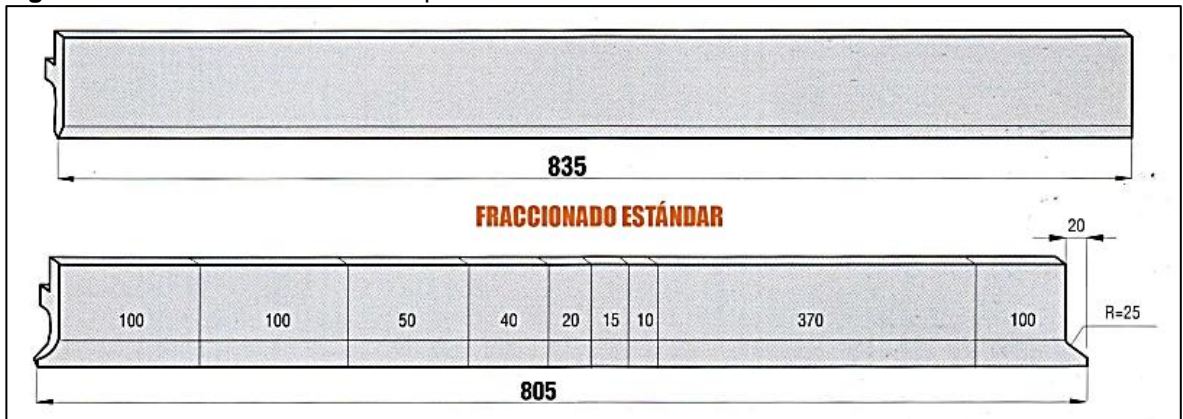
Figura 7. Cuchillas



Fuente: Catálogo de productos Cia. General de Aceros S.A.

2.1.2 Parámetros y requerimientos para diseñar el sistema de doblez. ⁴Al igual que el sistema corte este sistema será capaz de doblar en frío una lámina compuesta de acero con límite de fluencia igual o menor a 70 kg/mm^2 con un grosor calibre 12 equivalente a un rango entre 2.66mm y 2.78mm y un ancho de 500 mm, la lámina sólo se doblará a 90 grados y se posiciona de forma manual, la presión en los actuadores hidráulicos también se registrará. El dado y el punzón serán piezas intercambiables.

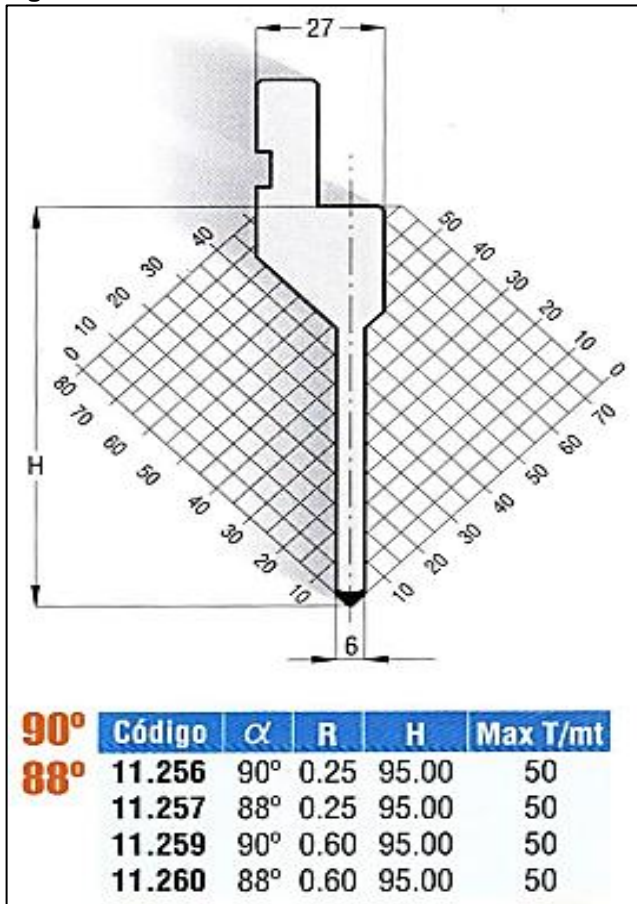
Figura 8. Fraccionado estándar de punzón



Fuente: Catálogo de productos europeo Frisacv. México. 2014. p.01, el cual se encuentra únicamente en el catálogo de esta ciudad.

⁴ Catálogo de productos Europeo Frisacv. México. 2014.

Figura 9. Punzón Estándar



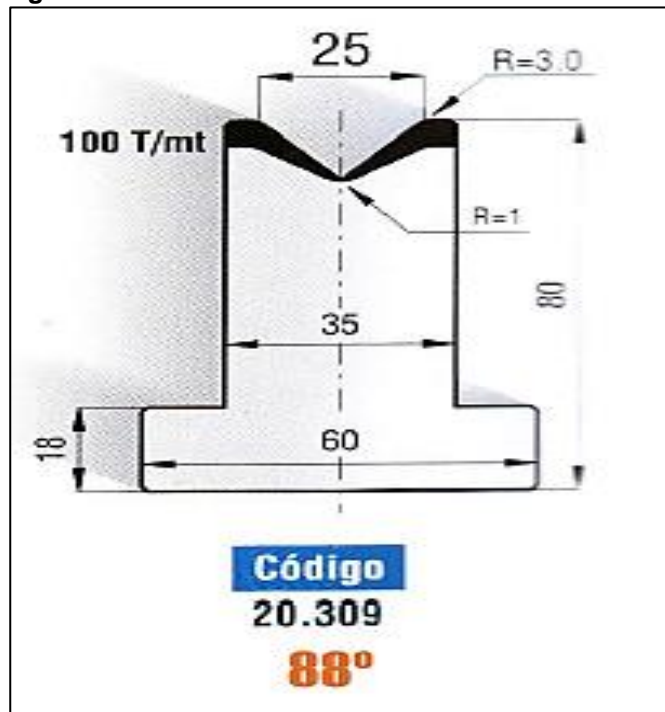
Fuente: Catálogo de productos europeo Frisacv. México. 2014. p.04.

Figura 10. Fraccionado estándar del dado



Fuente: Catálogo de productos europeo Frisacv. México. 2014. p.08.

Figura 11. Dado estándar



Fuente: Catálogo de productos europeo Frisacv. México. 2014. p.08.

2.2 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA DE CLARO VARIABLE

El claro o distancia horizontal entre los filos de las cuchillas se podrá variar entre 0 y 2.8 mm siendo 0 mm la posición en que hacen contacto las cuchillas y 2.8 mm la posición más distante de las cuchillas en la cual no es posible el proceso de corte debido a que en este punto la distancia se iguala al grosor máximo de la lámina que la máquina será capaz de cortar. Para adecuar la distancia de claro se utilizarán galgas que se presionaran entre la cuchilla y la mesa puesto que es una forma fácil y precisa de posicionar las cuchillas.

El claro es una separación que existe entre las cuchillas superior e inferior y la magnitud de éste será proporcional al grosor de la lámina que se está cortando por ello se hará necesario una manera de variar esta distancia

El sistema de claro, se configura a partir del grosor de la lámina, en el libro de *Fundamentos de Manufactura moderna tercera edición de Mikell P. Groover*; se indica que el espaciamento correcto entre las dos cuchillas, depende del material y el grosor a trabajar calculado mediante la siguiente fórmula:

Ecuación 1. Claro según Groover

$$C = A_c t$$

Fuente: GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007. p.443.

Donde:

C es el Claro en (mm), A_c es la tolerancia del espacio determinada mediante la siguiente tabla y t es el espesor de la lámina en (mm).

Tabla 5. Valor de las tolerancias para los tres grupos de láminas metálicas

Grupo metálico	A_c
Aleaciones de aluminio 1100S y 5052S, todos los temple	0.045
Aleaciones de aluminio 2024ST y 6061ST; latón, todos los temple; acero suave laminado en frío; acero inoxidable frío	0.060
Acero laminado en frío, dureza media; acero inoxidable, dureza media y alta	0.075

Fuente: GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007.

2.3 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA DE MANDO

Todos los interruptores que comandan la máquina estarán situados en un mismo lugar desde el cual se pueda observar y controlar plenamente el proceso realizado a una distancia segura, todos los interruptores deben estar plenamente señalizados, además se incluirá un botón de emergencia en la estructura de la máquina, este botón detendrá todo movimiento que se esté realizando.

2.4 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS PARA DISEÑAR LA ESTRUCTURA

La estructura será lo suficientemente resistente para soportar los esfuerzos producidos por cortar o doblar la lámina descrita en los numerales 2.1.1 y 2.1.2 sumados a los esfuerzos que genere el sistema de sujeción, estará fabricada de acero estructural ya que este es comercial y presenta facilidades en su mecanizado.

Se diseña a partir de vigas metálicas encontradas fácilmente en el mercado local ya sea en forma de T, I, en L o cuadradas dependiendo cual sea la que mejor se ajuste a los esfuerzos o al montaje.

3. DISEÑO CONCEPTUAL

A continuación, se describe el funcionamiento de la máquina cizalladora y dobladora de láminas metálicas.

El respectivo proceso inicia con una lámina como elemento de prueba la cual es manipulada por un operario, éste posicionará la lámina en la mesa sobre un dado que tiene forma de V situado en la parte dobladora de la máquina. La línea de doblado será definida anteriormente por el operario y será independiente de las funciones de la máquina.

Luego de que el operario sitúe la lámina sobre el dado en V podrá activar mediante un interruptor situado en un sistema de mando el punzón doblador que descenderá hasta el punto de hacer contacto con la lámina sin ejercer fuerza adicional a la necesaria para descender el punzón.

Cuando el punzón hace contacto con la lámina este empezará a ejercer la fuerza necesaria para doblar la lámina y esta fuerza será medida y registrada hasta el punto en que el punzón haga contacto con el fondo del dado, es aquí donde el punzón tendrá su tope máximo y no descenderá más.

Una vez terminado el proceso, la fuerza que fue requerida para doblar la lámina quedará registrada en un manómetro digital y el operario acciona un interruptor que vuelve al punzón a su posición inicial.

El sistema requerido para controlar estas funciones será un sistema de mando en un tablero el cual accionará un actuador, que por la fuerza que necesita será un cilindro hidráulico de doble efecto.

El punzón en su defecto estará unido al cilindro. La cizalla funciona de forma similar y el proceso inicia definiendo el corte y activando el sistema de sujeción una vez hecho esto se procede con la activación del interruptor ubicado en el tablero, comenzará a descender la cuchilla la cual tiene un primer recorrido relativamente largo porque a fin de no interferir con el proceso de doblado se encuentra en una posición elevada, una vez la cuchilla ha descendido y comienza a cortar se registra la presión en un manómetro digital. cuando termina el proceso de corte, sin importar que no haya terminado su recorrido. El operador puede activar un interruptor que hace retornar la cuchilla a una posición intermedia.

Las láminas que se han cortado quedarán sujetas esperando a que se retiren y los retazos de las láminas podrán caer a un recipiente o quedar en la mesa de la máquina según sea necesario.

La estructura de la máquina se pensó como una presa de pilares compuesta por 6 columnas 3 a cada lado de las cuales 2 pares cortas y un par largas, esta última estaría ubicada entre las dos columnas cortas.

A los extremos de las columnas cortas se fijan el cabezal y la mesa de trabajo. En el cabezal se acoplan los pistones hidráulicos que mueven los herramientales de corte y dobles. En la mesa donde se introducen las láminas a trabajar y también se encuentran herramientales de corte y dobles, adicional existe un sistema de rieles para modificar el claro de la cizalla guillotina en el proceso de corte.

Por último, se tendrán unos elementos que estabilizan la máquina y ayudarán a empotrarla al suelo estos elementos se sujetarán del extremo inferior de la columna larga y de la mesa.

3.1 SISTEMA DE CORTE

Según los parámetros de diseño requeridos para el sistema de corte las cuchillas tendrán una longitud de 500 mm. Las cuchillas se pueden extraer de la máquina e instalar con una gran facilidad por medio de tornillos.

3.2 SISTEMA DE DOBLEZ

Según los parámetros de diseño requeridos para el funcionamiento de la máquina el sistema de doblez está compuesto por un punzón de fácil instalación y cambio por medio de varios tornillos en su base y dos émbolos que transmiten la fuerza a dicho punzón. Al igual cuenta con un dado de 500 mm de largo, el punzón también es de fácil acceso y montaje con varios tornillos.

3.3 SISTEMA MÓVIL

Los cilindros hidráulicos que conforman el sistema móvil se seleccionan con base en la fuerza requerida que necesita cada cilindro para doblar y cortar las láminas, junto con la presión predeterminada de una bomba normalizada.

Se usará una guía de descenso para las cuchillas y el punzón roscando en dos extremos una varilla de acero.

En el sistema de corte habrá un claro, el cuál será ajustable a modo de prensa manual y para el sistema de sujeción la movilidad la ejercerá también unos cilindros hidráulicos y la prensa se compondrá de resortes para ejercer una presión sobre la lámina.

3.4 SISTEMA DE MANDO

El sistema de mando debe estar ubicado en un tablero que reúna todos los interruptores que controlan los movimientos de la máquina estos controles deben estar debidamente señalizados a fin de evitar confusiones.

3.5 ESTRUCTURA

Para que la máquina soporte esta carga, tendrá que tener una estructura lo suficientemente resistente y rígida para que la deformación al momento de realizar el trabajo el esfuerzo de la misma sea mínimo y no interfiera con sus funciones sin tener en cuenta el común desgaste que exista con el transcurrir del uso de la máquina.

En la estructura existen piezas móviles las cuales sufren mayor exposición al desgaste. Unas de estas piezas son las cuchillas y para este desgaste se pensó en un método de cambio sencillo diseñando la máquina con la cuchilla sujeta mediante pernos que pueden retirarse para el cambio de esta fácilmente. Al momento de requerir otra cuchilla se investigó que en la ciudad de Bogotá hay empresas en las que es sencillo encontrar cuchillas y punzones que los adaptan según la necesidad de tamaño y forma que el cliente requiera.

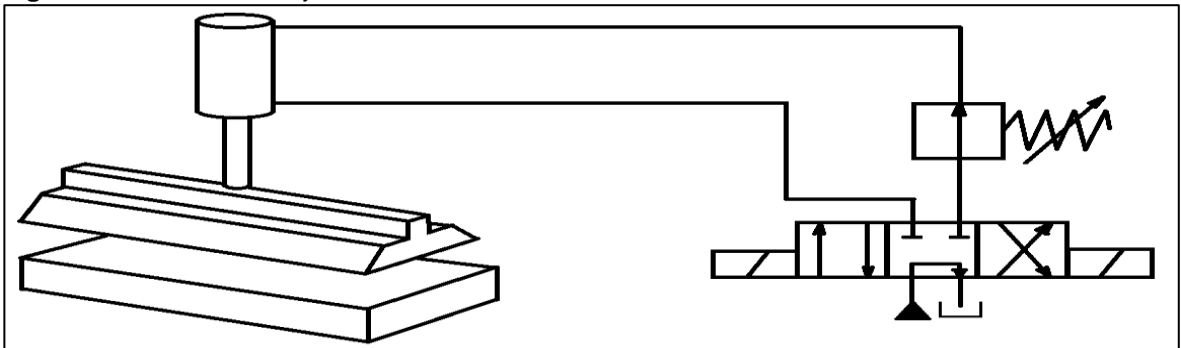
4. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN LA LÁMINA

4.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN DE LA LÁMINA PARA EL CORTE

El sistema de sujeción que se seleccione deberá poder trabajar con láminas de diferentes tamaños, anchos y longitudes por ello algunas laminas será grandes y otras podrían ser bastante pequeñas. Para la selección del sistema de sujeción los criterios que se tendrán en cuenta serán la fuerza de sujeción, el espacio que ocupará, el costo de implementación, el tiempo de la operación de sujeción y la facilidad para usar el sistema. En ese orden de ideas las opciones que se presentan son.

4.1.1 Sistema de sujeción hidráulica. Consiste en una mordaza, un cilindro hidráulico, una válvula reguladora de presión y una electroválvula. Funciona cuando se acciona una electroválvula momento en el cual una mordaza en el extremo de un cilindro hidráulico aprisiona la lámina a cortar contra la mesa de la máquina mientras la válvula reguladora de presión controla la fuerza que esta aplica.

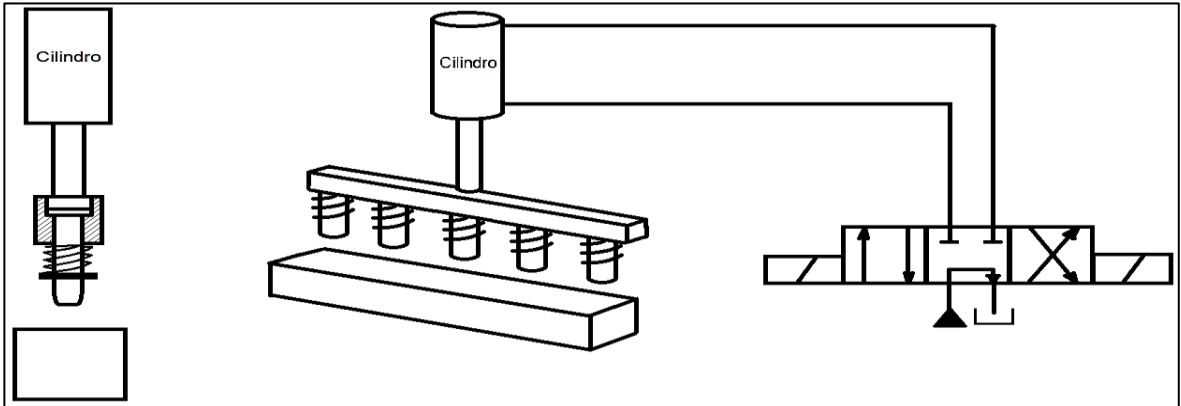
Figura 12. Sistema de sujeción hidráulica



Fuente: elaboración propia

4.1.2 Sistema de sujeción hidráulica por resortes. Este compuesto por un cilindro hidráulico que en el extremo del vástago tiene una mordaza sostenida por una serie de resortes los cuales una vez activado el sistema se van comprimiendo por la acción del cilindro y así regulan la fuerza de sujeción.

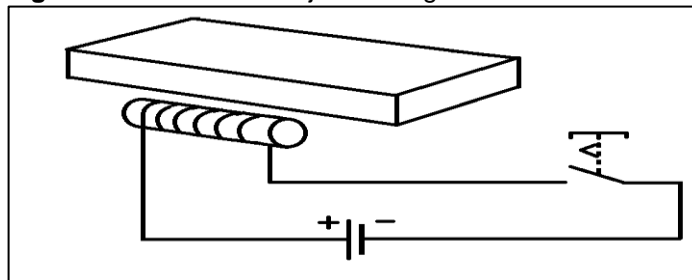
Figura 13. Sistema de sujeción hidráulica por resortes



Fuente: elaboración propia

4.1.3 Sistema de sujeción magnético. Consiste en un electroimán instalado en la mesa de la máquina entre los aditamentos de corte y doblado su acción inicia con un interruptor que enciende el electroimán y esté sujeta una lámina de material ferromagnético.

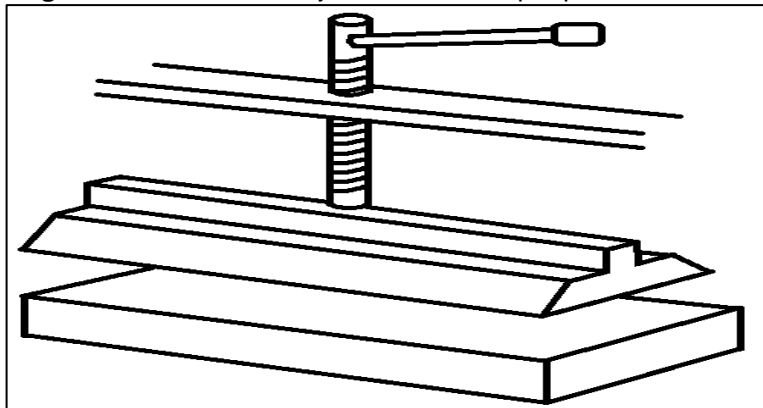
Figura 14. Sistema de sujeción magnético



Fuente: elaboración propia

4.1.4 sistema de sujeción mecánica por prensa manual. Se compone de una mordaza accionada por un tornillo que aprieta el operario de forma manual.

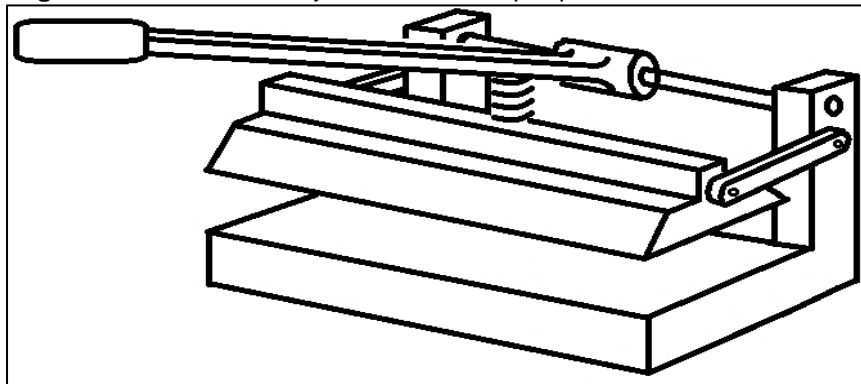
Figura 15. Sistema de sujeción mecánica por prensa manual



Fuente: elaboración propia

4.1.5 Sistema de sujeción mecánica por palanca con retención. Está compuesto por una mordaza que sujeta las láminas a cortar contra la mesa de la máquina. La mordaza y la palanca están unidos por un resorte que determina la fuerza con que se sujetan las láminas esta palanca es retenida en la posición de apretado.

Figura 16. Sistema de sujeción mecánica por palanca con retención



Fuente: elaboración propia

4.2 PARÁMETROS DE SELECCIÓN PARA EL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA LÁMINA

FUERZA DE SUJECION: La fuerza de sujeción es muy importante ya que de esta depende que la lámina al ser cortada no se eleve ni lastime al operador en el espacio requerido, podemos decir que el operario tiene más facilidad para trabajar la lámina.

Podemos decir, que los costos son importantes a la hora de seleccionar diferentes materiales para realizar diferentes tipos de trabajo, ya que debemos seleccionar y optimizar los recursos a la hora de comprar insumos, así mismo es importante para maximizar las operaciones de compra de materia prima.

El tiempo de operación de sujeción es un factor fundamental pero pues teniendo en cuenta que no es muy significativo puesto que la finalidad de dicho proyecto es exponer el funcionamiento de una maquina cortadora.

Es importante determinar la complejidad de uso del sistema, ya que en ella se expone el funcionamiento de una maquina cortadora dobladora, así mismo podemos decir que los sistemas complejos son más óptimos puesto que maximizan la operación a la hora de usar cierta máquina.

Asignación de ponderación:

1 = muy poco importante

2 = poco importante

3 = importancia media

4 = algo importante

5 = muy importante

Tabla 6. Criterios para evaluar

CRITERIO	PONDERACIÓN
fuerza de sujeción	5
espacio requerido	3
costo de implementación	4
tiempo de la operación de sujeción	1
Complejidad de uso del sistema	5

Fuente: elaboración propia

1 = extra alto (característica menos favorable), 2 = muy alto, 3 = alto, 4 = poco alto, 5 = medio, 6 = poco bajo, 7 = bajo, 8 = muy bajo, 9 = extra bajo (mejor característica).

Tabla 7. Evaluación de sistemas

CRITERIO	Sujeción hidráulica	Sujeción hidráulica con resortes	Sujeción magnética	Sujeción mecánica por prensa manual	Sujeción mecánica por palanca con retención
Fuerza de sujeción	9	9	5	7	7
Espacio requerido	4	4	3	4	5

Tabla 8. Continuación evaluación de sistemas

CRITERIO	Sujeción hidráulica	Sujeción hidráulica con resortes	Sujeción magnética	Sujeción mecánica por prensa manual	Sujeción mecánica por palanca con retención
Costo de implementación	3	4	5	8	8
Tiempo de la operación de sujeción	8	8	9	4	6
Complejidad de uso del sistema	7	7	7	3	5

Fuente: elaboración propia

Tabla 9. Calculo Score

CRITERIO	PONDERACION	SUJECION HIDRAHULICA	SUJECION HIDRAULICA CON RESORTES	SUJECION MAGNETICA	SUJECION MECANICA POR PRENSA MANUAL	SUJECION MECANICA POR PALANCA CON RETENCION
FUERZA DE SUJECION	5	9	9	5	7	7
ESPACIO REQUERIDO	3	4	4	3	4	5
COSTO DE IMPLEMENTACION	4	3	4	5	8	8
TIEMPO DE OPERACIÓN DE SUJECION	1	8	8	9	4	6
FACILIDAD PARA USAR EL SISTEMA	5	7	7	7	3	5
SCORE		112	116	98	98	113

Fuente: elaboración propia

Según los resultados de la ponderación lineal se prefiere un sistema de sujeción hidráulica ya que se ha dado bastante importancia al criterio de fuerza de sujeción aunque en el criterio costo de implementación no favoreció a estos sistemas otras características incidieron en el resultado, y de los dos sistemas hidráulicos tuvo un mayor score el sistema de sujeción hidráulica con resortes ya que no contenía la válvula reguladora de presión lo que influyó en el criterio de costo de implementación.

5. DISEÑO DETALLADO

5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

5.1.1 Cálculo de la fuerza necesaria para realizar el corte. La fuerza necesaria en un sistema de corte por cizallamiento con una cuchilla inclinada se calcula mediante la siguiente ecuación.

Ecuación 2. Fuerza de corte

$$F_c = k * h * s' * S$$

Fuente: SARMIENTO, Enrique Calculo y diseño de una cizalla mecánica compacta con capacidad para cortar planchas de acero hasta 3 mm de espesor x 1.25 m de longitud. Peru.1979. p.21.

Ecuación 3. Relación entre el espesor de la lámina y la tangente del ángulo de la cuchilla

$$s' = \frac{h}{\tan\theta}$$

Fuente: SARMIENTO, Enrique Calculo y diseño de una cizalla mecánica compacta con capacidad para cortar planchas de acero hasta 3 mm de espesor x 1.25 m de longitud. Peru.1979. p.21.

Donde

F_c = Fuerza de corte

k = Coeficiente de penetración 0,03 y 0,5 (mayor posible)

h = Espesor de la lámina

s' = Relación entre el espesor de la lámina y la tangente del ángulo de la cuchilla

S = Resistencia al cizallamiento

El valor para s' será.

$$s' = \frac{2.78mm}{\tan(10^\circ)} = 15,76 mm$$

La resistencia al cizallamiento se puede determinar mediante la **ecuación 4** .

Ecuación 4. Resistencia al cizallamiento

$$S = 0.7 * UTS$$

Fuente: SARMIENTO, Enrique Calculo y diseño de una cizalla mecánica compacta con capacidad para cortar planchas de acero hasta 3 mm de espesor x 1.25 m de longitud. Peru.1979. p.21.

Donde:

S = Resistencia al cizallamiento del material

UTS = Resistencia máxima a la tensión

Para hallar UTS se usará el procedimiento del libro Manufactura, ingeniería y tecnología 5ta edición de Kalpakjian. Para iniciar se requiere la verdadera resistencia máxima a la tensión para este caso se usará 70kgf/mm² y un *n* que se conoce como endurecimiento por trabajo.

Tabla 10. Valores característicos para *k* y *n* a temperatura ambiente

Valores característicos para <i>K</i> y <i>n</i> a temperatura ambiente		
	<i>K</i> (MPa)	<i>n</i>
Aluminio		
1100-O	180	0.20
2024-T4	690	0.16
6061-O	205	0.20
6061-T6	410	0.05
7075-O	400	0.17
Latón		
70-30, recocido	900	0.49
85-15, laminado en frío	580	0.34
Aleación con base cobalto, tratado térmicamente	2070	0.50
Cobre recocido	315	0.54
Acero		
Bajo carbono recocido	530	0.26
4135 recocido	1015	0.17
4135 laminado en frío	1100	0.14
4340 recocido	640	0.15
Inoxidable 304 recocido	1275	0.45
Inoxidable 410 recocido	960	0.10

Fuente: KALPAKJIAN, Serope y SCHMID, Steven R. Manufactura, Ingeniería y Tecnología. 5 ed. México.: Pearson Educación, 2008. p.72

Se toma $n=0.14$ por ser un valor de un acero que llevaría la máquina a una condición crítica

$$\varepsilon = n = 0.14$$

El área real al inicio de la formación del cuello se obtiene de:

Ecuación 5. Formula formación del cuello

$$\ln\left(\frac{A_o}{A_{estr}}\right) = 0.14$$

Fuente: KALPAKJIAN, Serope y SCHMID, Steven R. Manufactura, Ingeniería y Tecnología. 5 ed. México.: Pearson Educación, 2008. p.73.

despejando se obtiene

Ecuación 6. Área real al inicio de la formación del cuello

$$A_{estr} = A_o * e^{-0.14}$$

Fuente: KALPAKJIAN, Serope y SCHMID, Steven R. Manufactura, Ingeniería y Tecnología. 5 ed. México.: Pearson Educación, 2008. p.73

Y la máxima carga P es

Ecuación 7. Máxima carga

$$P = esfuerzo * A_{estr} = esfuerzo * A_o * e^{-0.14}$$

Fuente: KALPAKJIAN, Serope y SCHMID, Steven R. Manufactura, Ingeniería y Tecnología. 5 ed. México.: Pearson Educación, 2008. p.73

$$P = 70kgf/mm^2 * 0.8693 * A_o = 60.85kgf * A_o$$

Ya que $UTS = P/A_o$

$$UTS = 65.85kgf/mm^2$$

Retomando la ecuación 4 para resistencia al cizallamiento

$$S = 0.7 * 65.85kgf/mm^2$$
$$S = 42.59kgf/mm^2$$

Este resultado es comparado con la tabla 10

Tabla 11. Resistencia de cizalladura de los materiales que pueden ser cortado por un troquel

Material	Resistencia a la cizalladura σ_T en kgf/mm^2				
	Estado		Material	Estado	
	Blando	Duro		Blando	Duro
Goma	0-7	2-7	Cuero	0-7	—
Mica	5-8	—	Madera	1-3	—
Celuloide	4-6	—	Papel y cartón	2,5	—
Cartón duro	7-9	—	Cartulina de resina sintética	10-14	—
Plomo	2-3	—	Chapa de hierro comercial	—	40
Estaño	3-4	—	Chapa de hierro embutible	30-35	—
Aluminio	6-11	13-16	Chapa de acero semiduro comercial	45-50	55-60
Duraluminio	15-22	30-38	Acero lam. con 0,1 % C	25	32
Siluminio	10-12	20	» » » 0,2 % C	32	40
Anticorodal	9-10	25-29	» » » 0,3 % C	35	48
Cinc	12	20	» » » 0,4 % C	45	56
Cobre	12-22	25-30	» » » 0,6 % C	56	72
Latón	22-30	35-40	» » » 0,8 % C	72	90
Bronce laminado	32-40	40-60	» » » 1 % C	80	105
Alpaca laminada	28-36	45-46	» al silicio	45	56
Plata laminada	23-24	—	» inoxidable	50-55	55-60

Fuente: Blog spot. Corte y punzonado. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (<http://deduce-tu.blogspot.com/p/4corte-y-punzonado.html?m=1>).

Ahora tomando un valor de la tabla anterior con base a un acero semiduro que tenga un límite de fluencia de alrededor de 70 Kg/mm^2 como es el caso de un acero SAE 4140, teniendo en cuenta que los aceros semiduros presentan un porcentaje de carbono aproximado a $0,45\%$ en su composición entonces según la tabla anterior la resistencia al cizallamiento S para un acero de estas características es aproximadamente 56 kgf/mm^2 .

Tomaremos la resistencia al cizallamiento S de la lámina más crítica que puede cortar la máquina. Para esto realizamos un promedio entre el cálculo teórico y el que tomamos de la tabla 10 a continuación:

$$S = \frac{56 \text{ kgf/mm}^2 + 42.59 \text{ kgf/mm}^2}{2}$$

$$S = 49,295 \text{ kgf/mm}^2$$

Dándonos como resultado que el S definitivo con el cual se diseñará la máquina será $49,3 \text{ kgf/mm}^2$

Finalmente, la fuerza de corte definitiva para la máquina será:

$$F_c = k * h * s' * S$$

$$F_c = 0.5 * 2.78 \text{ mm} * 15,76 \text{ mm} * 49.295 \text{ kgf/mm}^2$$

$$F_c = 1079,87 \text{ kgf}$$

$$F_c = 10,593KN$$

5.1.2 Cálculo del tiempo necesario para realizar el corte. El manual del constructor de Máquinas de Dubbel en la página 886 recomienda una velocidad máxima de corte lineal de 0,13 m/s. En la ecuación básica de la física obtenemos el tiempo necesario para realizar el corte a partir de la distancia que recorre a cuchilla y la velocidad máxima recomendada por el autor asumiendo esta como su velocidad crítica a continuación:

Ecuación 8. Tiempo necesario para realizar el corte

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

Fuente: DUBBEL, H. Manual del Constructor de Máquinas. 3ed. Barcelona.: Labor, S.A. 1977. ISBN 84-335-6316-5. p.886.

Donde:

$V =$ Velocidad de la cuchilla

$t =$ Tiempo de corte

$d =$ Distancia de corte

Reemplazando los respectivos valores obtenemos el tiempo de corte:

$$\text{tiempo de corte} = \frac{0,5m}{0,13 \text{ m/s}} = 3,84 \text{ segundos}$$

5.1.3 Cálculo de la potencia mecánica necesaria para realizar el corte. Para calcular la potencia del sistema de corte necesitamos primero hallar el trabajo por medio de la siguiente ecuación obtenida del libro Física Universitaria Sears Zemasky Young (6ta edición) capítulo 6 página 134:

Ecuación 9. Potencia mecánica necesaria para realizar el corte

$$W = F_c * d_c$$

Fuente: ZEMAASKY YOUNG, SEARS. Física Universitaria. 6ta ed. p.134.

Donde:

$W =$ trabajo

$F_c =$ Fuerza de corte

$d_c =$ Distancia de corte

Reemplazando el valor de fuerza $F_c = 5454,88 \text{ kgf}$ se expresa en Newtons y teniendo en cuenta que la distancia de corte son 500mm expresado en metros da como resultado:

$$W = \frac{9,80N}{1Kgf} * 5454,88 \text{ kgf} * \frac{1m}{1000mm} * 500mm$$

$$W = 26724,6 \text{ N} * m$$

Una vez hallado el trabajo y teniendo en cuenta el tiempo que tarda en cortar la lámina crítica de 3,84 segundos se procede a calcular la potencia que requiere el sistema de corte por medio de la siguiente ecuación obtenida del libro Física Universitaria Sears Zemasky Young (6ta edición) capítulo 6 página 155.

Ecuación 10. Potencia que requiere el sistema de corte

$$P = \frac{W}{t}$$

Fuente: ZEMAASKY YOUNG, SEARS. Física Universitaria. 6ta ed. p.155.

$$P = \frac{26724,6 \text{ N} * m}{3,84 \text{ s}}$$

$$P = \frac{26724,6 \text{ N} * m}{3,84 \text{ s}}$$

$$P = 6959,53 \text{ Vatios}$$

$$P = 6959,53 \text{ Vatios} \frac{1HP}{746Vatios}$$

$$P = 9,33 \text{ HP}$$

5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE DOBLADO

5.2.1 Cálculo de la fuerza necesaria para realizar el doblado. Según el libro Fundamentos de manufactura de Groover 3 edición la fuerza de doblado se define con la siguiente ecuación 11:

Ecuación 11. Fuerza necesaria para realizar el doblado

$$P = \frac{KYL T^2}{W}$$

Fuente: GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007.

Donde:

P = Fuerza máxima de doblado

K = Factor de matrices (1.33 para matrices en V)

Y = Resistencia a la tracción

L = Longitud de doblado

T = Espesor de la lámina a doblar

W = Abertura de la matriz

Tabla 12. Características de resistencia de los metales

Características de resistencia de los metales

Material	E kg/cm ²	σ_p kg/cm ²	K_z (tracción)	
			desde kg/cm ²	hasta kg/cm ²
Acero soldado dulce ¹	2 000 000	1 300	3 300	4 000
Acero muy dulce (0,05-0,15 % C)	2 200 000	1 800	3 400	4 200
Acero dulce (0,15-0,30 % C)	2 200 000	—	4 000	4 800
Acero semidulce (0,30-0,40 % C)	2 200 000	—	4 800	5 500
Acero semiduro (0,40-0,60 % C)	2 200 000	—	5 500	6 500
Acero duro (0,60-0,70 % C)	2 200 000	—	6 500	7 500
Acero durísimo (0,70-1,20 % C)	2 200 000	—	7 500	—
Acero para resortes, recocido	2 200 000	5 000	8 300	11 500
Acero para resortes, templado	2 200 000	7 500	14 000	17 000
Acero al níquel recocido	2 200 000	—	4 800	5 900
Acero al níquel templado	2 200 000	—	7 000	7 900
Acero cromo-níquel recocido	2 200 000	—	5 600	7 000
Acero cromo-níquel templado	2 200 000	—	10 000	19 000
Acero colado en moldes	2 150 000	2 000	3 500	7 000
Fundición de hierro	750 000	—	1 200	1 800
Cobre laminado	1 500 000	—	2 000	2 300
Latón fundido	800 000	650	1 500	—
Bronce común	900 000	800	2 000	—
Bronce de cañones	1 100 000	900	3 000	3 200
Bronce fosforoso	—	—	4 000	—
Aluminio fundido	675 000	—	930	1 000
Aluminio laminado	776 000	480	1 500	—
Bronce-aluminio	1 200 000	—	6 200	—
Magnesio	—	—	2 300	—
Metal delta	1 060 000	1 300	4 000	6 000
Metal rübel	—	—	4 500	6 500

¹ Actualmente en desuso. Se obtiene por soldadura en paquetes de rezagos por martilleo a la temperatura del blanco fundente.

Fuente: Marcos Portman. Blog de estática y resistencia de materiales. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (<http://lawebdelaula3.blogspot.com>).

Reemplazando los valores con las características de la lámina de mayor grosor, tamaño, dureza y teniendo en cuenta el factor para matrices el dado en V como 1.3 con la abertura normalizada más cercana a 8 veces el espesor de la lámina crítica (22,24 mm) siendo el dado normalizado más cercano el dado de una pulgada de abertura y la fluencia de la lámina crítica de 65 Kg/mm² obtenemos:

$$P = \frac{(1.3)(65 \frac{kg}{mm^2})(500mm)(2.78mm)^2}{25.4mm}$$

$$P = 12855,31 \text{ kgf}$$

$$P = 126,11 \text{ KN}$$

5.2.2 Cálculo del tiempo necesario para realizar el dobléz. Las máquinas de dobléz generalmente son usadas en procesos de líneas de producción.

No se encontró una referencia exacta de cuál es el tiempo recomendado para el dobléz de una lámina, sin embargo, teniendo en cuenta que una máquina de dobléz automatizada común en líneas de producción logra llegar a doblar hasta 600 láminas por hora y que el tiempo aproximado que están realmente realizando el doblado es el 20 %, entonces según estos parámetros el tiempo necesario para realizar un solo dobléz se calcula de la siguiente forma:

$$60 \text{ min} * 0,2 = 12 \text{ min}$$

Realizando una regla de tres sencilla obtenemos el tiempo X_{min} en doblar una sola lámina:

$$X_{min} = \frac{1 \text{ dobléz} * 12 \text{ min}}{600 \text{ dobléces}} = 0,02 \text{ min}$$

Que en segundos equivale a:

$$0,02 \text{ min} * \frac{60 \text{ segundos}}{1 \text{ min}} = 1,2 \text{ segundos}$$

Debido a que la máquina no es una máquina usada en línea de producción y para disminuir el riesgo de afectar la seguridad del usuario el tiempo de diseño se aproxima a la siguiente unidad, es decir 2 segundos.

5.2.3 Cálculo de la potencia mecánica necesaria para realizar el dobléz. Al igual que el sistema de corte Para calcular la potencia del sistema de dobléz necesitamos primero hallar el trabajo:

$$W = F_c * d_a$$

Donde:

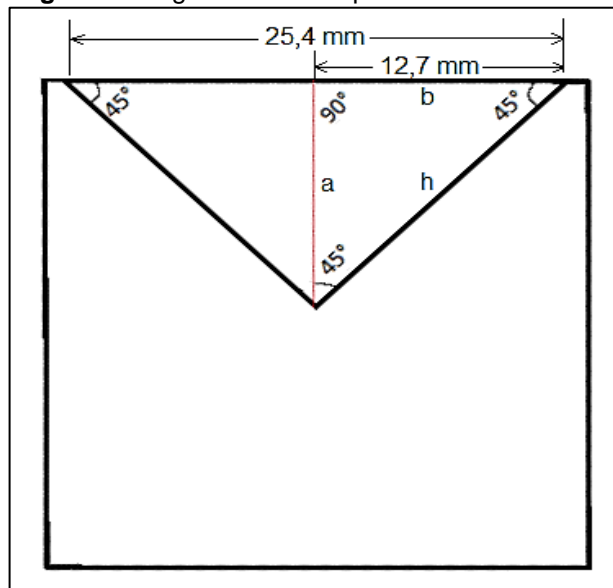
$$W = \text{trabajo}$$

$$F_c = \text{Fuerza de corte}$$

$$d_d = \text{Distancia de doblez}$$

Para hallar la $d_d = \text{Distancia de doblez}$ a continuación se ilustra una figura del dado teniendo en cuenta que la distancia de abertura de la matriz es una pulgada, es decir 25,4 mm entonces la distancia de doblado será aproximadamente la mitad de la abertura, es decir 12,7 mm como se muestra en el figura 17 que son recorridos por el punzón durante 2 segundos y el ángulo final de la lámina será de 90°.

Figura 17. Figura ilustrativa para el doblado



Fuente: ZEMAASKY YOUNG, SEARS. Física Universitaria. 6ta ed. p.134.

Reemplazando el valor de fuerza $P = 13844,1811 \text{ kgf}$ expresado en Newtons y teniendo en cuenta que la distancia de doblez son 12,7 mm expresado en metros da como resultado:

$$W = \frac{9,80N}{1Kgf} * 13844,1811 \text{ kgf} * \frac{1m}{1000mm} * 12,7mm$$

$$W = 1732,54 \text{ N} * m$$

Una vez hallado el trabajo y teniendo en cuenta el tiempo que tarda en doblar la lámina crítica de 2 segundos se procede a calcular la potencia que requiere el sistema de doblez:

$$P = \frac{W}{t}$$

$$P = \frac{1732,54 \text{ N} * \text{m}}{2 \text{ s}}$$

$$P = 866,27 \text{ Vatios}$$

$$P = 866,27 \text{ Vatios} \frac{1 \text{HP}}{746 \text{Vatios}}$$

$$P = 1,2 \text{ HP}$$

5.3 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA MÁQUINA

5.3.1 Cálculo y selección de actuadores hidráulicos. La carga que deben generar los cilindros hidráulicos es igual a la fuerza de corte y doblez de las ecuaciones 2 y 11 del capítulo 2 y cada proceso requiere sus propios actuadores hidráulicos

5.3.1.1 Diámetro necesario en el actuador de corte. Ya que la carga se inicia en un extremo de la máquina y se desplaza hasta llegar al otro extremo se decide que lo más conveniente para evitar momentos de torsión en la cuchilla superior es utilizar dos cilindros hidráulicos, cada uno en un extremo de esta y con la totalidad de la fuerza de corte.

Ecuación 12. Fuerza de avance del cilindro de corte

$$F_{\text{avance}} = P * A_e * \eta$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Donde:

F avance = Fuerza de avance del cilindro de corte

P = Presión en el sistema

Ae = Área del émbolo

η = Eficiencia del cilindro

La presión será 150 bar ya que es un valor común para bombas hidráulicas comerciales y la eficiencia del cilindro se toma como 95% lo cual es un estándar común.

$$10,593 \text{KN} = 150 \text{ bar} * A_e * 0.95$$

$$A_e = \frac{10,593 \text{ KN}}{150 \text{ bar} * 0.95} * \frac{1000 \text{ N}}{\text{KN}} * \frac{1 \text{ bar}}{100000 \text{ Pa}} * \frac{1000000 \text{ mm}^2}{\text{m}^2}$$

$$A_e = 743,36 \text{ mm}^2$$

$$A_e = \pi * \frac{\text{Diametro}^2}{4}$$

$$\text{diámetro del émbolo} = 30,76 \text{ mm}$$

La selección del diámetro del vástago inicia por determinar la longitud de pandeo la cual se toma como la carrera del vástago

El diámetro normalizado más cercano que satisface la fuerza de avance es 32 mm.

5.3.1.2 Fuerza necesaria en los actuadores de corte. Para hallar la fuerza de corte en el actuador hidráulico se tiene en cuenta que la fuerza se desplazará de un actuador a otro a medida que la cuchilla avanza, es por esto por lo que se toma la totalidad de la fuerza necesaria para el corte en cada actuador y no se divide en dos, entonces la fuerza para la que debe estar diseñado el actuador es:

$$F = 10,593 \text{ KN} = 1080,9 \text{ Kgf}$$

5.3.1.3 Trabajo necesario en los actuadores de corte. Para hallar el cálculo del trabajo en el actuador se debe tener en cuenta la fuerza necesaria para realizar el corte en el caso crítico, es decir 1080,9 kgf y el desplazamiento en el cual la cuchilla está haciendo esta fuerza, es decir 0,0905 m

$$T1 = 1080,9 \text{ Kgf} * 0,0905 \text{ m} = 493,66 \text{ Kgf} * \text{m}$$

5.3.1.4 Presión necesaria en los actuadores de corte. Para hallar la presión necesaria en el actuador se aplica la formula básica de presión es igual a fuerza sobre área. La fuerza es 1080,9 kgf y el área del émbolo de 32 mm.

$$P = \frac{1080,9 \text{ Kgf}}{8,04 \text{ cm}^2} = 134,44 \text{ bar (Kgf/cm}^2\text{)}$$

5.3.1.5 Diámetro del vástago en el actuador de corte. Las ecuaciones 13 a 15 fueron tomadas del libro prontuario de hidráulica industrial la ecuación para calcular el diámetro de un vástago está definida por los siguientes parámetros:

Ecuación 13. Momento de Inercia

$$I = \frac{\pi * \varnothing^4}{64}$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Dónde:

$I =$ Momento de inercia

$\varnothing v =$ Diametro del vastago

La fuerza admisible en caso de no conocerse se calcula mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 14. Fuerza admisible

$$F_{adm} = \frac{\pi^4 * E * I}{S^2 * F_s}$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Donde:

$F_{adm} =$ Fuerza admisible

$E =$ Módulo de elasticidad (Acero = $2,1 \times 10^5$)

$F_s =$ Factor de seguridad

$S =$ Longitud de pandeo

Para calcular la longitud de pandeo S se debe tener en cuenta la siguiente ecuación para el caso 4 en el que el émbolo tiene 2 extremos fijos:

Ecuación 15. Longitud de pandeo

$$S = \frac{l}{2}$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Tener en cuenta que según el libro prontuario de hidráulica industrial El factor de seguridad se toma como 1,5 para presiones menores a 100 bar, 2,5 para presiones mayores a 100 bar y menores a 250 bar y 3,5 para presiones mayores a 250 bar.

$$\varnothing v = \sqrt[4]{\frac{64 * F_{adm} * S^2 * F_s}{\pi^3 * E}}$$

Hallando los valores:

$$F_{adm} = 53457,8 \text{ N}$$

$$S = \frac{l}{2} = \frac{222 \text{ mm}}{2} = 111 \text{ mm}$$

$$F_s = 2,5 \text{ ya que la presión es de 150 bar}$$

$$E = 2,1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ ya que el material del actuador es Acero}$$

Reemplazando:

$$\varnothing v = \sqrt[4]{\frac{64 * 53457,8 \text{ N} * (111 \text{ mm})^2 * 2,5}{\pi^3 * 2,1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$\varnothing v = 11,279 \text{ mm}$$

5.3.1.6 Diámetro necesario en el actuador de doblez. El proceso de doblez genera una carga uniformemente distribuida sobre la lámina con una magnitud máxima de 126,11 KN según como ya se evidenció la cual será repartida entre dos cilindros es decir 63,05 KN que será la fuerza de avance de los cilindros.

$$63,05 \text{ KN} = 150 \text{ bar} * A_e * 0,95$$

$$A_e = \frac{63,05 \text{ KN}}{150 \text{ bar} * 0,95} * \frac{1000 \text{ N}}{\text{KN}} * \frac{\text{bar}}{100000 \text{ Pa}} * \frac{1000000 \text{ mm}^2}{\text{m}^2}$$

$$A_e = 4424,56 \text{ mm}^2$$

$$A_e = \pi * \frac{\text{Diametro}^2}{4}$$

$$\text{diámetro del émbolo} = 75,05 \text{ mm}$$

El diámetro normalizado más cercano que satisface la fuerza de avance es 80 mm por lo cual hay un aumento en el área y en consecuencia en la carga a la que la estructura se ve sometida.

$$F_{avance} = 150 \text{ bar} * \frac{100000 \text{ Pa}}{\text{bar}} * \pi * \frac{0,08^2}{4} * 0,95$$

$$F_{avance} = 71628,3125 \text{ KN}$$

Como hay dos cilindros la fuerza de avance se multiplica por dos

$$2 * F_{avance} = 143256,625 \text{ N}$$

$$2 * F_{avance} = 143,26 \text{ KN}$$

5.3.1.7 Fuerza necesaria en los actuadores de doblez. La fuerza que se debe tener en cuenta en el actuador de doblez es 63,05 KN en cada cilindro en el caso de la lámina crítica y el dado crítico seleccionado como se halló en el **subcapítulo 5.2.1**

$$F = 6427,655 \text{ Kgf}$$

5.3.1.8 Trabajo necesario en los actuadores de doblez. El trabajo que debe suministrar el actuador de doblez es la fuerza del actuador multiplicado por la distancia en la que el actuador ejerce la fuerza de 6427,655 Kgf

$$T = \frac{12855,24 \text{ Kgf}}{2} * 0,0254 \text{ m} = 81,63 \text{ Kgf} * \text{m}$$

5.3.1.9 Presión necesaria en los actuadores de doblez. Para hallar la presión necesaria en el actuador se aplica la formula básica de presión es igual a fuerza sobre área. La fuerza es la hallada anteriormente, es decir 6427,655 kgf y el área del émbolo que se halla con el diámetro de 80 mm.

$$P = \frac{6427,655 \text{ Kgf}}{50,26 \text{ cm}^2} = 127,88 \text{ bar (Kgf/cm}^2\text{)}$$

5.3.1.10 Diámetro del vástago del actuador de doblez. Las ecuaciones 13 a 15 fueron tomadas del libro prontuario de hidráulica industrial la ecuación para calcular el diámetro de un vástago está definida por los siguientes parámetros:

$$I = \frac{\pi * \varnothing v^4}{64}$$

Donde:

$I =$ Momento de inercia

$\varnothing v =$ Diametro del vástago

La fuerza admisible en caso de no conocerse se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_{adm} = \frac{\pi^4 * E * I}{S^2 * F_s}$$

Donde:

F_{adm} = Fuerza admisible

E = Módulo de elasticidad (Acero = $2,1 \times 10^5$)

F_s = Factor de seguridad

S = Longitud de pandeo

Para calcular la longitud de pandeo S se debe tener en cuenta la siguiente ecuación para el caso 4 en el que el émbolo tiene 2 extremos fijos:

$$S = \frac{l}{2}$$

Tener en cuenta que según el libro prontuario de hidráulica industrial El factor de seguridad se toma como 1,5 para presiones menores a 100 bar, 2,5 para presiones mayores a 100 bar y menores a 250 bar y 3,5 para presiones mayores a 250 bar.

$$\varnothing v = \sqrt[4]{\frac{64 * F_{adm} * S^2 * F_s}{\pi^3 * E}}$$

Hallando los valores:

$$F_{adm} = 71500 \text{ N}$$

$$S = \frac{l}{2} = \frac{200 \text{ mm}}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$F_s = 2,5 \text{ ya que la presión es de 150 bar}$$

$$E = 2,1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ ya que el material del actuador es Acero}$$

Reemplazando:

$$\varnothing v = \sqrt[4]{\frac{64 * 71500 \text{ N} * (100 \text{ mm})^2 * 2,5}{\pi^3 * 2,1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$\varnothing v = 11,51 \text{ mm}$$

5.3.2 Selección de actuadores hidráulicos para el proceso de corte. Para la selección de los actuadores normalizados nos basamos en la tabla 12 “**Cilindros hidráulicos industriales según la norma ISO 6020**”, se observa que la medida de vástago que satisface el proceso de corte es un vástago con 14 mm de diámetro y 32 mm de émbolo y el que satisface el proceso de doblez es de 80 mm de émbolo y 36 mm de vástago.:

Tabla 13. Cilindros hidráulicos industriales según la norma ISO 6020”

NEUMÁTICA - HIDRÁULICA BECO, S.A											
Cilindros Hidráulicos Industriales MDT Norma ISO 6020/2 - DIN 24554											
Características											
Norma	DIN 24554 – ISO 6020/2										
Tipo de construcción	Tirantes / Brida										
Presión nominal	160 bars.										
Presión de prueba	240 bars.										
Posición de montaje	S/pedido										
Temperatura ambiente	-20°C + 80°C con juntas tipo R/A										
Temperatura de fluido	-20°C + 80°C con juntas tipo R/A										
Fluido	Aceite mineral										
Viscosidad	12... 90mm ² /s										
Filtración	Según NAS 1683										
Tipo de estanqueidad	Ver código para pedido										
Ø Camisa/Pistón	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	
Ø Vástago	12/18	14/22	18/28	22/36	28/45	36/56	45/70	56/90	70/110	90/140	
Velocidad máxima tipo R(m/s)	0,5			0,4			0,25				
Velocidad máxima tipo A(m/s)	1							0,7			
Longitud de amortiguación Z	20	20	27	28	28	30	32	32	40	45	
amortiguación W	20	20	27	28	28	30	32	32	40	58	
Carrera mínima (mm) s/amortiguación	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
c/amortiguación	45	45	60	65	65	70	70	70	85	100	
Carrera máx. (mm) tirantes	250	300	400	500	600	700	800	1000	1100	1250	
Carrera máx. (mm) brida	-	-	-	2000	3000	3000	3000	3000	4500	5000	
Tolerancia de carrera	CETOP RP 78 H										

Fuente: Neumática hidráulica Beco s.a. Norma Iso 6020.

5.3.3 Selección de la bomba hidráulica de la máquina. Se selecciona teniendo en cuenta que la máquina requiere los siguientes parámetros para la selección de la bomba:

1. Económica: al ser fabricada no será exigente y que podrá ser construida en una tesis próxima entonces la bomba a elegir será económica.
2. Baja mantenibilidad: Al permanecer en un laboratorio sin ser usada constantemente y sin posibilidad de adquirir partículas en su sistema diferentes a las del aire circundante su mantenimiento será bajo.

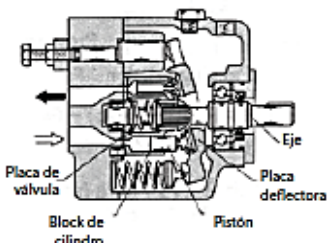
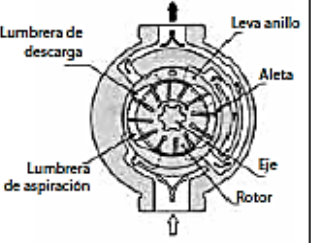
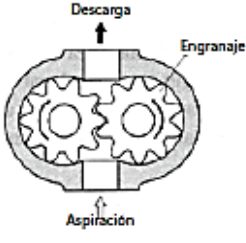
3. Bajo caudal: Teniendo en cuenta que los actuadores hidráulicos tendrán que movilizarse entre 1,27 y 2,54 centímetros para el doblar con un tiempo de 2 segundos y 10 centímetros para el corte con un tiempo de 3,84 segundos durante la realización de estas funciones el caudal es bajo; entre 7 y 15 litros por minuto. (aprox. 4 GPM)

4. Presión media: Dado que este es el caudal para un actuador estándar de 80 cm de diámetro en el doblar y 32 centímetros de diámetro en el corte con una presión de aproximadamente 150 bar. (Aprox 2200 Psi)

5. Variabilidad en el desplazamiento: Debe tener alta variabilidad en el desplazamiento para la función de posicionamiento de la cuchilla.

En la siguiente tabla se observan los tipos de bomba y sus características principales que se usan para la selección, nótese que claramente la bomba de engranajes se ajusta más a la bomba que la máquina necesita:

Tabla 14. Tipos de bombas

Tipo	Bombas a pistón	Bombas a paletas	Bombas a engranajes
Estructura			
Principio operativo	Expansión y compresión de un volumen en un block de cilindro con cada carrera del pistón.	Expansión y compresión de volúmenes entre las paletas y la leva anillo.	Movimiento de los volúmenes en el espacio entre dientes y la carcasa (se muestra una bomba de engranajes externos).
Eficiencia	1. Generalmente la mayor. 2. La placa de la válvula se daña fácilmente y la eficiencia cae con el desgaste de la placa	1. Generalmente baja. 2. Se puede compensar cuando la aleta se haya gastado.	1. Generalmente baja. 2. Disminuye a medida que se gasta el engranaje.
Resistencia a la contaminación	Muy susceptible a sustancias extrañas en el aceite.	Susceptible a sustancias extrañas en el aceite, pero menos que las bombas a pistones.	Susceptible a sustancias extrañas en el aceite, pero apenas susceptibles en los tipos de baja presión.
Capacidad de aspiración	Baja.	Media.	Alta.
Tipo de desplazamiento variable	Fácil de convertir cambiando el ángulo de la placa deflectora o del eje acodado.	Puede convertirse cambiando la excentricidad de la leva anillo	Difícil.
Tamaño y precio	Generalmente grandes, pesadas y caras.	De menor tamaño y relativamente baratas.	Pequeña, liviana, barata.

Fuente: Torres. Stephanie. Tipos de bombas. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (<http://infmk2013astephanystorrestorres179.blogspot.com/2014/10/bombas-hidraulicas-de-desplazamiento.html>).

Teniendo claro el tipo de bomba hidráulica se consultan catálogos de empresas de fácil acceso en el mercado local, con productos fáciles de conseguir en la ciudad y en el país como lo son productos Parker bombas series PG 505 3319112033 o PG 511 3349111068 que son las que cumplen con la necesidad de la máquina.

5.3.3.1 Caudal Q_b de la bomba necesario para el sistema de corte. Se calcula por medio de la siguiente ecuación de la página 125 del libro Prontuario de hidráulica industrial editorial Parainfo

Ecuación 16. Caudal de la bomba necesario para el sistema de corte

$$Q_b = 6V * A1$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4. P .125.

Donde:

Q_b = Caudal de la bomba

V = Velocidad de salida del vástago

$A1$ = Sección útil, en cm^2

Para el cálculo del caudal necesitamos hallar la velocidad crítica teniendo en cuenta la carrera máxima del actuador de corte, es decir 0,3 m que sumados los dos actuadores es 0,6 m en su máxima longitud, este valor se utilizará para hallar el valor de la velocidad que debe suministrar la bomba a los actuadores en la **fórmula 16**.

Para el tiempo crítico de corte se usará el de la lámina crítica hallado y sustentado en el capítulo 2 como 3,84 segundos:

$$V = \frac{0,573 \text{ m}}{3,84 \text{ segundos}} = 0,14 \text{ m/s (Fórmula 16)}$$

$$Q_b = 6 * 0,14 \text{ m/s} * 8,04 \text{ cm}^2 * 2 \text{ pistones}$$

$$Q_b = 13,50 \text{ l/min}$$

5.3.3.2 Potencia necesaria de la bomba para el corte

$$P_b = \frac{13,50 \text{ l/min} * 108,53 \text{ bar}}{600} = 2,44 \text{ KW}$$

$$P_b = 2440W * \frac{1HP}{746 W} = 3,27 \text{ HP}$$

5.3.3.3 Caudal Qb de la bomba necesario para el sistema de doblez

$$Qb = 6V * A1$$

Donde:

Qb = Caudal de la bomba

V = Velocidad de salida del vástago

A1 = Sección útil, en cm²

Para el cálculo del caudal necesitamos hallar la velocidad teniendo en cuenta la carrera del pistón y el tiempo de doblez para una lámina crítica hallado en el capítulo 2 como 2 segundos:

$$V = \frac{0,0254 \text{ m}}{2 \text{ segundos}} = 0,0127 \text{ m/s}$$
$$Qb = 6 * 0,0127 \text{ m/s} * 50,26 \text{ cm}^2 * 2 \text{ Pistones}$$
$$Qb = 7,65 \text{ l/min}$$

5.3.3.4 Potencia necesaria de la bomba para el doblez

$$Pb = \frac{7,65 \text{ l/min} * 127,8 \text{ bar}}{600} = 1,63 \text{ KW}$$
$$Pb = 1630 \text{ W} * \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ W}} = 2,2 \text{ HP}$$

5.3.4 Selección de mangueras y accesorios hidráulicos. La selección de los componentes se determina de la siguiente forma:

Para el cálculo del volumen del tanque de almacenamiento para el aceite hidráulico que usará la máquina se utiliza el siguiente procedimiento descrito en el libro Prontuario de hidráulica:

Cuando el tanque de almacenamiento estará quieto:

Ecuación 17. *Volumen del tanque cuando está quieto*

$$V_{\text{aceite}} = 3Q$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4.

Cuando el tanque de almacenamiento estará en movimiento:

Ecuación 18. Volumen del tanque cuando está en movimiento

$$V_{aceite} = 5Q$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4.

Donde:

$Q = \text{Caudal máximo de la máquina}$
 $V_{aceite} = \text{Volumen de aceite}$

Claramente la situación de la máquina es la del tanque estacionario por lo que se usa la fórmula teniendo en cuenta el mayor caudal que es el del sistema de corte:

$$V_{aceite} = 3 * Q_b = 3 \text{ veces} * 14,47 \text{ l/min}$$
$$V_{aceite} = 43,41 \text{ l}$$

Según el libro lo ideal es que el depósito se considera lleno cuando esté lleno de aceite al 75% de su capacidad. por lo que el volumen del depósito será:

$$V_{deposito} = 43,41 \text{ l} + (25\% * 43,41 \text{ l}) = 54,26 \text{ l} = 0,0542 \text{ m}^3$$

Dimensiones del depósito:

Suponiendo que el depósito será cúbico:

$$L = \sqrt[3]{V_{deposito}} = \sqrt[3]{0,0542 \text{ m}^3} = 0,3784 \text{ m} = 378,4 \text{ mm}$$

Según el dato hallado anteriormente el área de cada tapa (S) del depósito es:

$$S = L^2 = (0,3784 \text{ m})^2 = 0,14 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta que para la construcción del depósito se debe tener en cuenta el espacio disponible en la máquina es decir 0,56 m aproximadamente resulta ergonómico y sin hacer estorbo al operario que el depósito sobresalga según esa medida, por lo cual la medida de la tapa inferior se calcula:

$$0,14 \text{ m}^2 = 0,56 \text{ m} * X$$
$$\frac{0,14 \text{ m}^2}{0,56 \text{ m}} = X$$
$$\frac{0,14 \text{ m}^2}{0,56 \text{ m}} = 0,25 \text{ m}$$

Es así como se define que la tapa base del depósito tendrá unas dimensiones de 0,25m de largo por 0,56 m de ancho.

El alto del depósito será de:

$$\begin{aligned}0,14 \text{ m}^2 * X &= 0,0542 \text{ m}^3 \\ \frac{0,0542 \text{ m}^3}{0,14 \text{ m}^2} &= X \\ \frac{0,0542 \text{ m}^3}{0,14 \text{ m}^2} &= 0,36 \text{ m}\end{aligned}$$

El área de todo el depósito es:

$$5S = 5 * 0,14 \text{ m}^2 = 0,72 \text{ m}^2$$

Por lo tanto

$$\begin{aligned}\textit{Tapa base} &: 0,25 \text{ m} * 0,56 \text{ m} \\ \textit{Tapas laterales} &: 0,25 \text{ m} * 3871 \text{ m} \\ \textit{Tapas frontales} &: 0,56 \text{ m} * 3871 \text{ m}\end{aligned}$$

Comprobando las dimensiones:

$$\begin{aligned}\textit{Tapa base} + 2 \textit{Tapas laterales} + 2 \textit{Tapas frontales} &= 5 \textit{Tapas totales} \\ 0,25 \text{ m} * 0,56 \text{ m} + 2 (0,25 \text{ m} * 0,36 \text{ m}) + 2 (0,56 \text{ m} * 0,36 \text{ m}) &= 0,72 \text{ m}^2\end{aligned}$$

5.3.5 Selección del Tipo de aceite hidráulico y su viscosidad. El aceite hidráulico es un pilar fundamental en el diseño de la máquina, ya que es el encargado de transmitir las fuerzas en ella y lubricar los componentes.

Posteriormente para el cálculo del diámetro de la tubería de succión y de retorno se tomará una viscosidad entre 20 y 200 cst.

Para la selección del aceite hidráulico se deben tener en cuenta el factor de la viscosidad a tal punto de observar que viscosidad se acomoda más a los componentes hidráulicos que tiene la máquina.

Dado que los componentes de la máquina seleccionados anteriormente como son la bomba hidráulica y actuadores pueden trabajar con un amplio rango de viscosidades se tendrá en cuenta una viscosidad intermedia, más específicamente el aceite AW46 para nuestros cálculos, ya que según el autor Joe Friedman del artículo “Especificaciones del aceite hidráulico AW 46 publicado el 21 febrero, 2017” el mejor aceite para una máquina hidráulica es el ISO AW46 con 46 cst, aunque con esto no se quiere indicar que sea el único aceite que le sirve a la máquina si no el ideal con el cual realizaremos los respectivos cálculos, dado que

es intermedio y no muy viscoso ni muy ligero como se observa en la tabla 14 “Grados de viscosidad ISO”

Tabla 15. Grados de viscosidad ISO

Grado ISO VG	Viscosidad cinemática a 40 °C (cSt)		
	Nominal	Mínimo	Máximo
2	2.2	1.98	2.40
3	3.2	2.88	3.52
5	4.6	4.14	5.06
7	6.8	6.12	7.48
10	10	9.00	11.0
15	15	13.5	16.5
22	22	19.8	24.2
32	32	28.8	35.2
46	46	41.4	50.6
68	68	61.2	74.8
100	100	90.0	110
150	150	135	165
220	220	198	242
320	320	288	352
460	460	414	506
680	680	612	748
1000	1000	900	1100
1500	1500	1350	1650

Tabla 6: Grados de viscosidad ISO

Fuente: UNRC. Oleohidráulica aplicada a sistemas móviles. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (http://sisinfo.unrc.edu.ar/repositorio/sial/programas/facu3/3_2015_346_1115710.pdf).

Para entrar en más detalle en los cálculos que se realizan más adelante se puede tener en cuenta otras características del aceite hidráulico AW46 descritas en la tabla 15 “Características del aceite hidráulico AW46”

Tabla 16. Características del aceite hidráulico AW46

Características Típicas

Prueba	Método	Unidad	32W	46W	68W	100W
Densidad @ 15°C	ASTM D-4052	g/ml	0.88	0.88	0.88	0.89
Viscosidad @ 40°C	ASTM D-445	cSt	32	46	68	100
Viscosidad @ 100°C	ASTM D-445	cSt	5.44	6.82	8.77	11.28
Índice de Viscosidad	ASTM D-2270		>95	>95	>95	>95
Punto de Inflamación, COC	ASTM D-92	°C	210	215	226	226
Punto de escurrimiento	ASTM D-97	°C máx.	-30	-27	-24	-21
FZG Fail Stage A8.3/90	ASTM D-51354		11	12	12	12
Foam Sequence I	ASTM D-892	ml	10/0	10/0	10/0	10/0

Los datos anteriores son típicos con valores de tolerancia normales de producción y no constituyen especificación

Fuente: Castrol. Ficha Técnica Hyspin AWS 32. {En línea} {02 octubre de 2018} disponible en: (http://www.wakefield.com.ar/abm/uploads/producto/pdf/ficha_tecnica_Hyspin_AWS_32.pdf).

5.3.6 Cálculo de las dimensiones de las mangueras. La selección de las mangueras hidráulicas depende de la velocidad crítica a la que el fluido se moviliza en ellas, la presión del sistema y la viscosidad.

Como se sabe todo circuito hidráulico está dividido en tres partes principales, la de succión, impulsión y retorno. Cada sección tiene su propia presión y velocidad del fluido.

En la sección de succión el fluido hidráulico es succionado del depósito a la bomba, de allí entra en la sección de impulsión cuando la bomba hidráulica aumenta drásticamente su presión y lo impulsa hacia el actuador hidráulico ejerciendo su función de transmitir la fuerza. Una vez el fluido impulsa el actuador este se devuelve a su posición inicial por la sección de retorno iniciando nuevamente en el depósito para así retomar el ciclo.

El cálculo y selección de mangueras se referencia de la página 94 del libro "Prontuario de Hidráulica Industrial de José Roldan" como se muestra a continuación:

El libro clasifica de la siguiente forma las viscosidades en los fluidos:

Baja: H5 a H32 en un promedio de temperatura de 30 °C a 45 °C en la cual se clasifican los aceites hidráulicos y como la máquina utiliza aceite hidráulico en un rango de AW20 a AW60 y en el caso ideal AW46 se tomará una viscosidad baja en el cálculo de mangueras.

Media: H32 a H68

Alta: >H68

Para el cálculo en los diámetros de la tubería de la máquina se tendrán en cuenta las siguientes tablas del libro prontuario de Hidráulica de José Roldan para caudales de 20 a 200 l/min:

Tabla 17. Velocidad tuberías de succión

Viscosidad en cSt	200	150	100	50	30	20
Velocidad de aspiración en m/s	0,5	0,6	0,75	1,10	1,40	1,60

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Tabla 18. Velocidad Tuberías de impulsión

Presiones en bar en la tubería de impulsión	10	25	50	100	200	En tramos cortos o de poco funcionamiento
Velocidades en m/s	2,5	3	4	5	6	7 a 10

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Tabla 19. Velocidad Tuberías de retorno

En las tuberías de retorno utilizar 2 a 3 m/s para viscosidad de 20 a 200 cSt.

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Tener en cuenta que, dado que el caudal de la máquina está entre 7 y 14 l/min, el libro indica que las velocidades pueden ser más bajas, pero se tomarán las velocidades críticas que indican las tablas ya que la máquina se diseña con los factores críticos, es decir que más pueden hacerla llegar a fallar para que la falla tenga menos probabilidades de que suceda.

5.3.6.1 Para el sistema de corte:

Conociendo el caudal de corte:

$$Q_b = 14,47 \text{ l/min} = 2,41 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Manguera de succión necesaria en el sistema de corte:

Según la tabla **Velocidad** Tuberías de succión la máquina con una viscosidad baja tendrá una Velocidad de succión V_s de 1,6 m/s.

Según el libro como principio de los fluidos:

$$Q = V * A \text{ y } A = \frac{Q}{V}$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal de corte}$$
$$A = \text{Área de la manguera}$$

Reemplazando:

$$A = \frac{2,41 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{1,6 \text{ m/s}} = 1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$
$$\varnothing_s = \sqrt{\frac{1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,01384 \text{ m} = 14 \text{ mm}$$

Manguera de impulsión necesaria para el corte:

Según la tabla Velocidad Tuberías de impulsión la velocidad crítica a 150 bar es de 5 m/s

$$A = \frac{2,41 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{5 \text{ m/s}} = 4,824 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$
$$\varnothing i = \sqrt{\frac{4,824 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,007837 \text{ m} = 7,83 \text{ mm}$$

Manguera de retorno necesaria para el corte:

Según la tabla Velocidad Tuberías de retorno, la velocidad crítica para una viscosidad baja (AW46 con 46 cst) es de 3 m/s

$$A = \frac{2,41 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{3 \text{ m/s}} = 8,033 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$
$$\varnothing r = \sqrt{\frac{8,033 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,01011 \text{ m} = 10,11 \text{ mm}$$

5.3.6.2 Para el sistema de doblez:

Conociendo el caudal de doblez:

$$Q_b = 7,65 \text{ l/min} = 1,275 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Manguera de succión necesaria en el sistema de doblez:

La velocidad crítica V_{ic} para la succión seguirá siendo 1,6 m/s debido a que el aceite es el mismo en toda la máquina, por lo tanto:

$$A = \frac{1,275 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{1,6 \text{ m/s}} = 7,9687 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$
$$\varnothing s = \sqrt{\frac{7,9687 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,01007 \text{ m} = 10,07 \text{ mm}$$

Manguera de impulsión necesaria para el doblez:

La velocidad crítica V_{ic} para la impulsión seguirá siendo 5 m/s debido a que la presión también está en el mismo rango, por lo tanto:

$$A = \frac{1,275 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{5 \text{ m/s}} = 2,55 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\varnothing i = \sqrt{\frac{2,55 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,00569 \text{ m} = 5,69 \text{ mm}$$

Manguera de retorno necesaria para el doblez:

La velocidad crítica V_c para el retorno seguirá siendo de 3 m/s debido a que la viscosidad es baja

$$A = \frac{1,275 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{3 \text{ m/s}} = 4,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\varnothing r = \sqrt{\frac{4,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,007356 \text{ m} = 7,35 \text{ mm}$$

5.3.7 Cálculo de las pérdidas de carga. Para determinar las pérdidas de carga en la tubería hay dos métodos según el libro "Prontuario de Hidráulica industrial de José Roldan", por medio de la fórmula cálculo de pérdidas de carga en la tubería y por medio de la gráfica del Ábaco para determinar la pérdida de carga en una tubería.

Para hallar las pérdidas de carga usaremos el método de la gráfica del Ábaco ya que podemos hallar más parámetros fácilmente con el hecho de trazar líneas y es un método menos convencional y diferente.

hay que tener en cuenta que se debe calcular una pérdida de carga por cada uno de los tramos de cada sistema, dado que parámetros como el diámetro y presiones en cada tramo de tubería cambian.

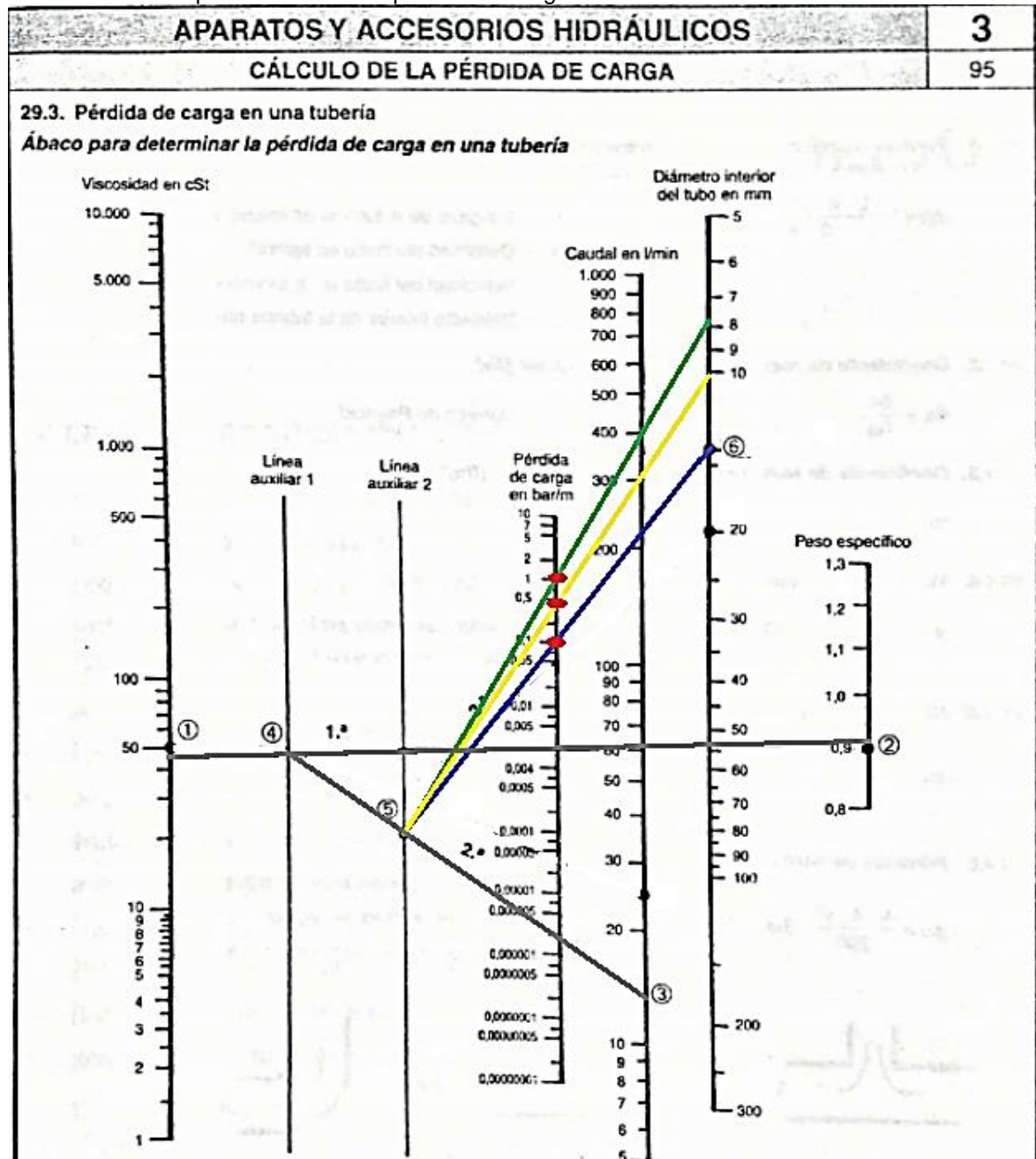
Para determinar las pérdidas de carga por medio de la gráfica del Ábaco se deben conocer los siguientes parámetros:

1. Viscosidad en cst (46cst)
2. Peso específico del aceite hidráulico en g/cm³ (0,91 g/cm³)
3. Caudal en l/min (14,47 l/min en corte y 7,67 l/min en doblez)
4. Línea Auxiliar 1
5. Línea Auxiliar 2
6. Diámetro interior del tubo en mm (depende el tramo)

Trazando los anteriores puntos sobre la gráfica del Ábaco podemos hallar la pérdida de carga en cada tramo de cada tubería como se muestra a continuación:

5.3.7.1 Pérdida de carga en los ductos de corte

Gráfica 1. Ábaco para determinar la pérdida de carga en una tubería



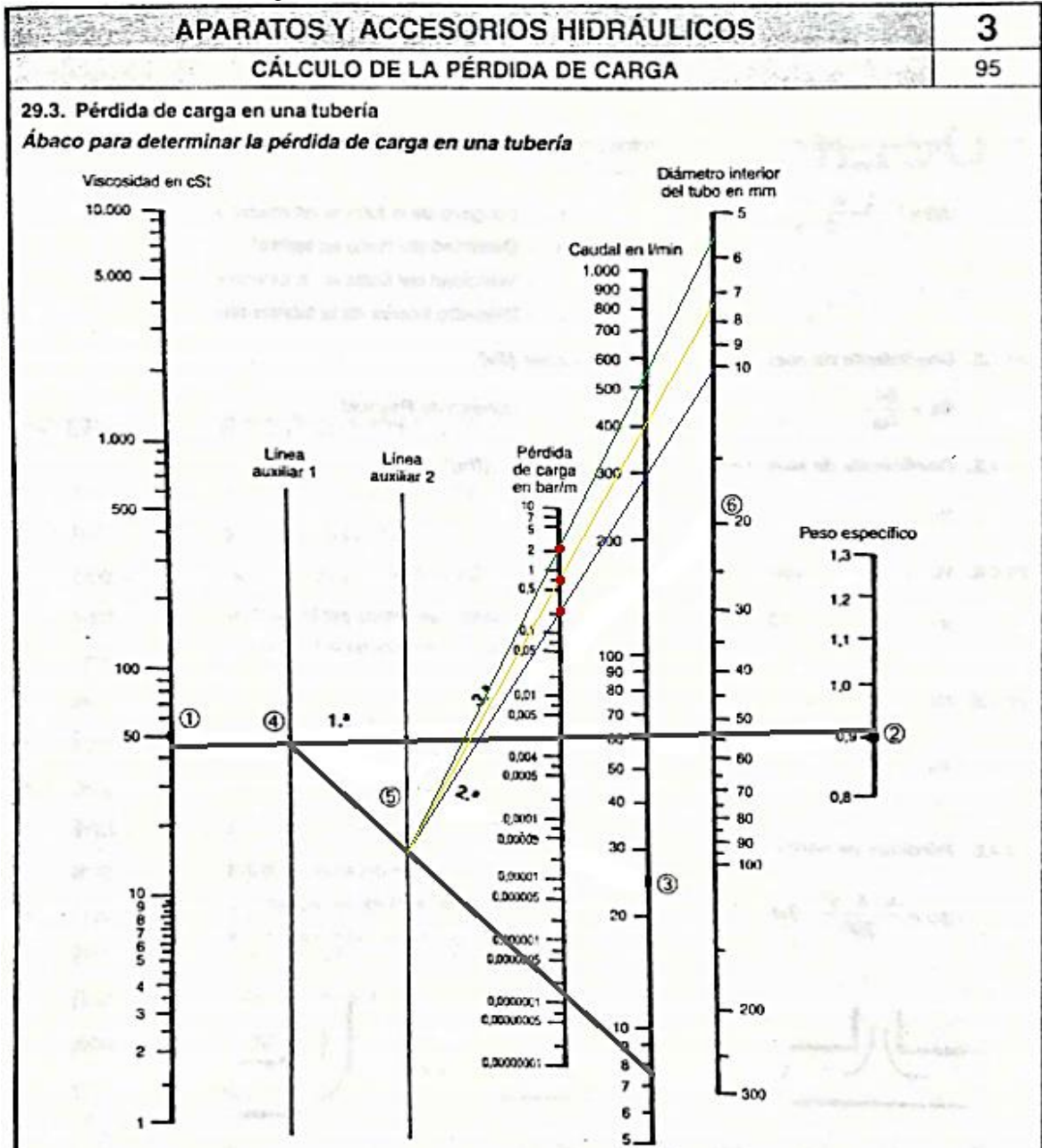
Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Según la gráfica anterior la pérdida de carga en los ductos de corte da como resultado 0,1 bar/m en succión 1 bar/m en el ducto de impulsión 0,52 bar/m en el ducto de retorno.

Sumando las pérdidas de presión en cada ducto son 1,62 bar/m.

5.3.7.2 Pérdida de carga en los ductos de doblez

Gráfica 2. Pérdida de carga en los ductos de doblez



Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

Según la gráfica anterior la pérdida de carga en los ductos de corte da como resultado 0,25 bar/m en succión 2 bar/m en el ducto de impulsión 0,75 bar/m en el ducto de retorno.

Sumando las pérdidas de presión en cada ducto son 3 bar/m.

5.4 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

Para diseñar el sistema eléctrico se comienza calculando la potencia que la bomba hidráulica le exige al motor eléctrico, tanto para doblar como para cortar las láminas como se aprecia a continuación:

5.4.1 Potencia necesaria del motor eléctrico. La potencia necesaria del motor eléctrico se calcula según la página 126 del libro “Prontuario de Hidráulica Industrial de José Roldán”

Ecuación 19. Potencia necesaria del motor eléctrico

$$P_m = \frac{P_b}{n_m * n_{vol}}$$

Fuente: ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4. p.126.

Donde

P_b = Potencia requerida por la bomba

n_m = Rendimiento mecánico recomendado 0,9

n_v = Rendimiento volumétrico recomendado 0,85

Reemplazando para el corte:

$$P_m = \frac{2,62 \text{ KW}}{0,9 * 0,85} = 3,42 \text{ KW}$$

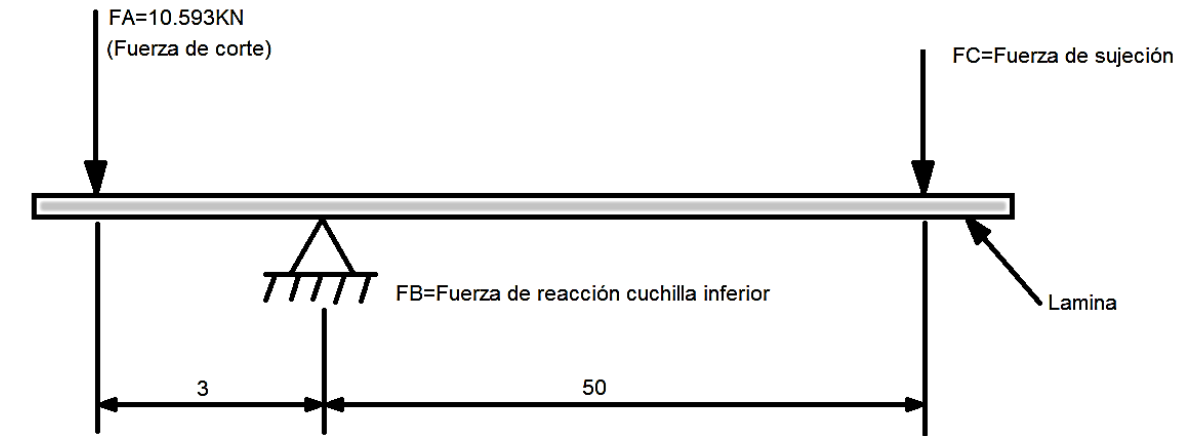
Reemplazando para el doblar:

$$P_m = \frac{1,63 \text{ KW}}{0,9 * 0,85} = 2,13 \text{ KW}$$

5.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA LÁMINA

Dado que según la ponderación del capítulo 4 el método más factible es el hidráulico con resortes para iniciar con el diseño se debe conocer primero la fuerza necesaria para sujetar la lámina y el sistema se mantenga estático. Claro está que este cálculo se realiza con parámetros críticos de la siguiente manera:

Ecuación 20. Diseño del sistema de sujeción de lamina



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned}\sum MB &= -F_A * -3\text{mm} - F_C * 50\text{mm} = 0 \\ F_C &= \frac{-F_A * -3\text{mm}}{50\text{mm}}\end{aligned}$$

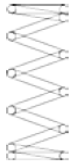
Dado que F_A es la fuerza de corte, es decir 10,593 KN entonces:

$$F_C = \frac{-10,593 \text{ KN} * -3\text{mm}}{50\text{mm}} = 0,6355 \text{ KN} = 635,5 \text{ N} = 64,85 \text{ Kg}$$

Con lo anterior definimos que la fuerza necesaria para sujetar la lámina crítica son 64, 85 Kg. Teniendo este valor continuamos con la selección de los muelles de sujeción diseñando la sujeción con 6 muelles de sujeción para que la fuerza se distribuya bien. Las características del muelle lo indica la tabla 19 "Catálogo Olds Fer 2015 Tablas de Muelles a compresión".

Tabla 20. Características del muelle

3 MUELLES COMPRESIÓN



MUELLES COMPRESIÓN					ALAMBRE DE ACERO FOSFATADO EN 10270 - 1 SH - PH							ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo	Espiras Útiles	Paso	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	Bloque	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	Bloque
40,00	3,50	500	40,0	12,50	27681	SS	0,0820	10,246	375,00	29,079	145,25	27682	SS	0,0771	9,644	375,00	27,369	145,25
40,00	4,00	45	3,0	15,00	27683	CL	1,9433	21,862	33,75	52,469	18,00	27684	CM	1,8290	20,576	33,75	49,383	18,00
40,00	4,00	50	3,0	16,67	27685	CL	1,9433	24,291	37,50	62,186	18,00	27686	CM	1,8290	22,862	37,50	58,528	18,00
40,00	4,00	55	3,5	15,71	27687	CL	1,6657	22,903	41,25	58,299	20,00	27688	CM	1,5677	21,556	41,25	54,870	20,00
40,00	4,00	60	3,5	17,14	27689	CL	1,6657	24,985	45,00	66,627	20,00	27690	CM	1,5677	23,516	45,00	62,708	20,00
40,00	4,00	65	4,0	16,25	27691	CL	1,4575	23,684	48,75	62,671	22,00	27692	CM	1,3717	22,291	48,75	58,985	22,00
40,00	4,00	70	4,0	17,50	27693	CL	1,4575	25,506	52,50	69,959	22,00	27694	CM	1,3717	24,005	52,50	65,844	22,00
40,00	4,00	75	4,5	16,67	27695	CL	1,2955	24,291	56,25	66,072	24,00	27696	CM	1,2193	22,862	56,25	62,186	24,00
40,00	4,00	80	5,0	16,00	27697	CL	1,1660	23,320	60,00	62,963	26,00	27698	CN	1,0974	21,948	60,00	59,259	26,00
40,00	4,00	90	6,0	15,00	27699	CL	0,9717	21,862	67,50	58,299	30,00	27700	CN	0,9145	20,576	67,50	54,870	30,00
40,00	4,00	95	7,0	13,57	27701	CL	0,8328	19,780	71,25	50,803	34,00	27702	CO	0,7839	18,617	71,25	47,815	34,00
40,00	4,00	100	8,0	12,50	27703	CL	0,7287	18,218	75,00	45,182	38,00	27704	CO	0,6859	17,147	75,00	42,524	38,00
40,00	4,00	500	35,0	14,29	27705	SS	0,1666	20,821	375,00	58,965	146,00	27706	SS	0,1568	19,596	375,00	55,497	146,00

Fuente: Catalogo Olds Fer. Muelles a compresión.2015

Tabla 21. Muelles a compresión de acero inoxidable

ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	Bloque
27682	SS	0,0771	9,644	375,00	27,369	145,25
27684	CM	1,8290	20,576	33,75	49,383	18,00
27686	CM	1,8290	22,862	37,50	58,528	18,00
27688	CM	1,5677	21,556	41,25	54,870	20,00
27690	CM	1,5677	23,516	45,00	62,708	20,00
27692	CM	1,3717	22,291	48,75	58,985	22,00
27694	CM	1,3717	24,005	52,50	65,844	22,00
27696	CM	1,2193	22,862	56,25	62,186	24,00
27698	CN	1,0974	21,948	60,00	59,259	26,00
27700	CN	0,9145	20,576	67,50	54,870	30,00
27702	CO	0,7839	18,617	71,25	47,815	34,00
27704	CO	0,6859	17,147	75,00	42,524	38,00
27706	SS	0,1568	19,596	375,00	55,497	146,00

Fuente: Catalogo Olds Fer. Muelles a compresión.2015

El material del muelle más conveniente para la máquina es el acero inoxidable dado que es más durable y la fuerza necesaria en Decanewton es de 635,58 N= 63,5 DaN.

Para la sujeción por 6 resortes cada resorte estará soportando una fuerza de aproximadamente 11 DaN al 25% de su capacidad. Este porcentaje es el recomendado en el catálogo para que el resorte no pierda sus propiedades tan rápidamente. De acuerdo a esto el resorte normalizado más conveniente debido a sus medidas y capacidad es el de 20,556 DaN a 25% de su capacidad con 40 mm

de diámetro exterior y 55mm de largo con 3,5 espiras útiles, hilo de 4 mm y paso de 15,71 mm.

5.5.1 Actuador en el sistema de sujeción. Para la sujeción el actuador hidráulico requerido será el más pequeño dado que la fuerza es mucho menor frente a las fuerzas requeridas para el corte y doblado de láminas.

Es decir que el actuador requerido según la **Tabla 21**. Neumatica-Hidraulica Beco S.A. Cilindros Hidráulicos Industriales MDT Norma ISO 6020/2 - DIN 24554 será de 25 mm de émbolo y 12 mm de vástago.

$$P = \frac{F}{A} = \frac{635,58 \text{ N}}{4,9 \text{ cm}^2} = \frac{64,85 \text{ Kg}}{4,9 \text{ cm}^2} = 13,21 \text{ bar}$$

Se observa que la presión calculada con el émbolo más pequeño es mucho menor que 160 bar que es la que puede alcanzar a cubrir el émbolo.

Tabla 22. Cilindros hidráulicos industriales según la norma ISO 6020"

NEUMÁTICA - HIDRÁULICA BECO, S.A.											
Cilindros Hidráulicos Industriales MDT Norma ISO 6020/2 - DIN 24554											
Características											
Norma	DIN 24554 – ISO 6020/2										
Tipo de construcción	Tirantes / Brida										
Presión nominal	160 bars.										
Presión de prueba	240 bars.										
Posición de montaje	S/pedido										
Temperatura ambiente	-20°C + 80°C con juntas tipo R/A										
Temperatura de fluido	-20°C + 80°C con juntas tipo R/A										
Fluido	Aceite mineral										
Viscosidad	12... 90mm ² /s										
Filtración	Según NAS 1683										
Tipo de estanqueidad	Ver código para pedido										
Ø Camisa/Pistón	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	
Ø Vástago	12/18	14/22	18/28	22/36	28/45	36/56	45/70	56/90	70/110	90/140	
Velocidad máxima tipo R(m/s)	0,5			0,4			0,25				
Velocidad máxima tipo A(m/s)	1							0,7			
Longitud de amortiguación	Z	20	20	27	28	28	30	32	32	40	45
	W	20	20	27	28	28	30	32	32	40	58
Carrera mínima (mm)	s/amortiguación	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	c/amortiguación	45	45	60	65	65	70	70	70	85	100
Carrera máx. (mm) tirantes		250	300	400	500	600	700	800	1000	1100	1250
Carrera máx. (mm) brida		-	-	-	2000	3000	3000	3000	3000	4500	5000
Tolerancia de carrera		CETOP RP 78 H									

Fuente: Neumática hidráulica Beco s.a. Norma Iso 6020.

5.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE MANDO

El sistema de mando es un circuito electrohidráulico que se energiza con un conmutador o interruptor con enclavamiento el cual también hace las veces de paro de emergencia, después de este interruptor se conecta un selector de tres posiciones el cual permite elegir la operación a realizar, seguido por una serie de pulsadores que controlan los solenoides de las válvulas direccionales, el movimiento del herramental solo se mantendrá mientras se mantenga presionado el pulsador correspondiente.

En el circuito se han agregado sensores de final de carrera a fin de asegurar que la cuchilla superior y el sistema de sujeción se eleven a una posición segura para no interferir cuando sea seleccionado el proceso de doblado.

En el capítulo 8 se presenta el manual de operación donde se podrá encontrar más información sobre el uso del sistema de mando.

Figura 18. Sistema de mando.

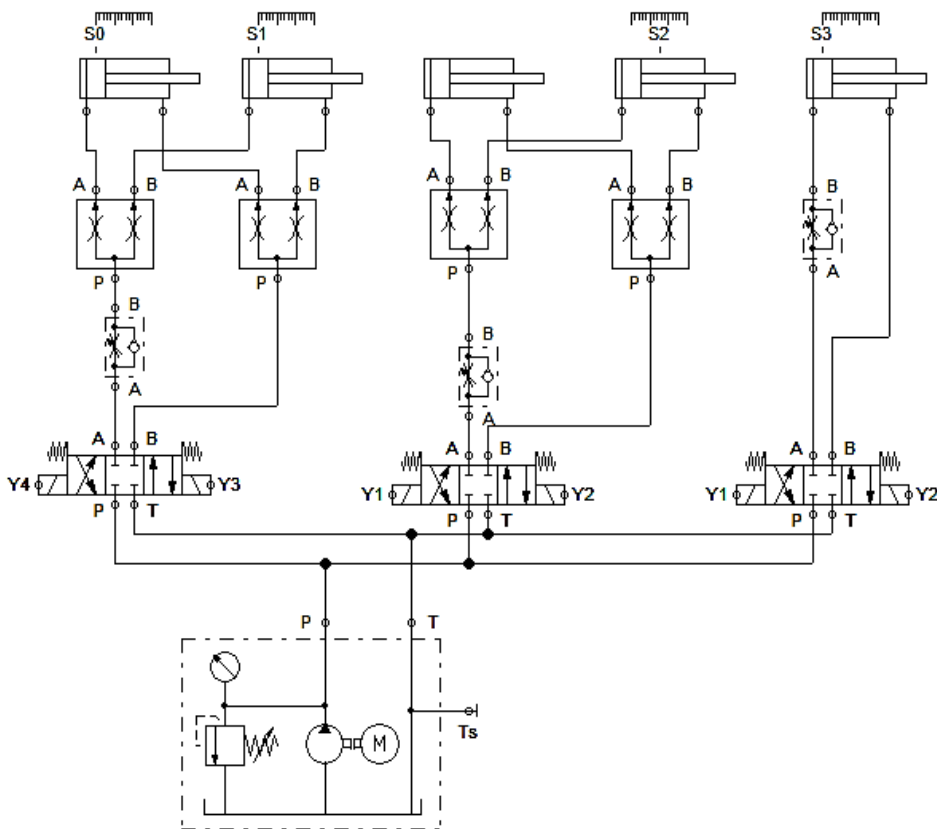
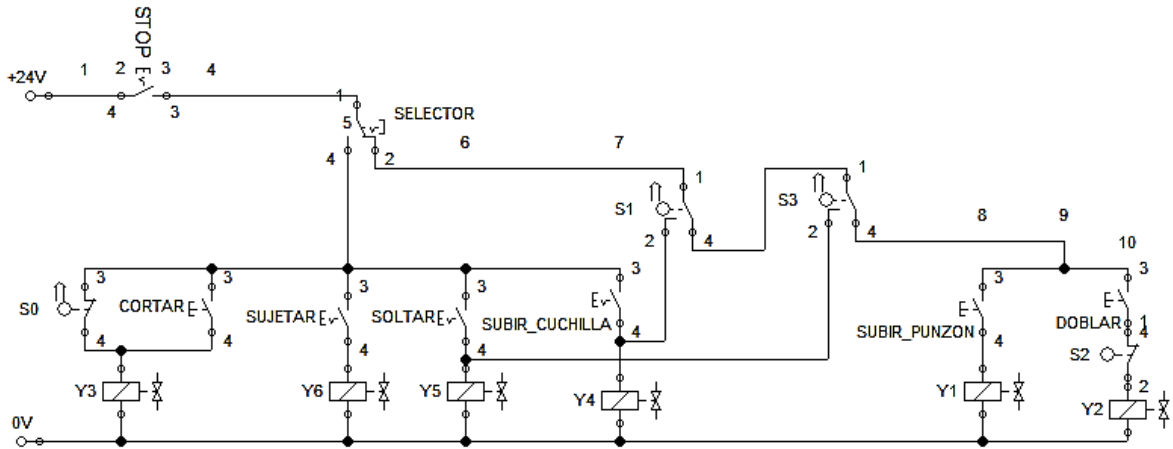
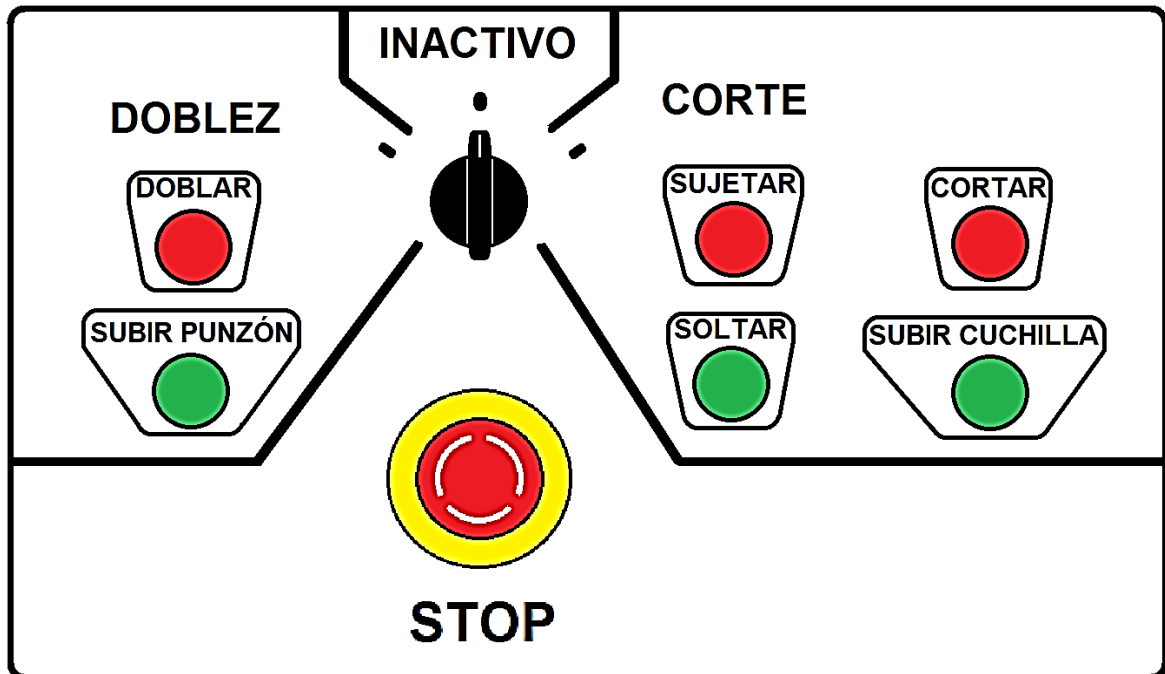


Figura 19. Continuación del sistema de mando.



Fuente: elaboración propia

Figura 20. Tablero sistema de mando.



Fuente: elaboración propia

Esta configuración del tablero solo contiene interruptores eléctricos, razón por la cual resulta compacto y se facilita fijarlo en múltiples posiciones, también se buscó que fuera fácil de entender por ello cada función está rotulada y le corresponde un interruptor otra particularidad es que los interruptores que generan un movimiento ascendente de algún elemento tiene un color verde mientras que los interruptores que generan un movimiento descendente de algún elemento son

interruptores de color rojo exceptuando el interruptor rotulado “STOP” el cual detiene cualquier movimiento.

El funcionamiento de la máquina se describe más detalladamente en el capítulo 8.

5.7 DISEÑO DE SOLDADURAS

Primero se elige el proceso de soldadura manual con electrodo revestido SMAW ya que es capaz de producir resultados satisfactorios y es un proceso de soldadura muy común.

La resistencia del material de aporte de la soldadura debe ser parecida al metal de base, conociendo esta última (50kips) se elige un electrodo E70 según la recomendación del autor Mc Cormac “los electrodos E70 se usan para aceros con F_y de entre 36 a 60kips”.

La resistencia de una soldadura depende del metal involucrado y el área de la soldadura según

Ecuación 21. Resistencia de soldadura

$$Rn = F_{nBM}A_{BM}$$

Para el metal de base.

$$Rn = F_{nw}A_{we}$$

Para el metal de aporte en la soldadura.

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2.p.489.

Donde

R_n = Resistencia de diseño de la soldadura.

F_{nBM} = El esfuerzo nominal del material base

F_{nw} = El esfuerzo nominal de la soldadura

A_{BM} = Área efectiva del metal base

A_{we} = Área efectiva de la soldadura

Cuando se analiza esta ecuación bajo el método LRFD solo se agrega un término a la ecuación quedando como.

Ecuación 22. Resistencia a la soldadura bajo el método LRFD

$$\phi Rn = \phi F_{nw}A_{we}$$

para la soldadura.

$$\phi Rn = \phi F_y A_{BM}$$

para el metal de base

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.489.

Donde

$\phi = 0.9$ para metal de base y 0.75 para la soldadura

Rn = Resistencia de diseño de la soldadura.

F_y = Esfuerzo de fluencia

F_{nw} = El esfuerzo nominal de la soldadura

A_{BM} = Área efectiva del metal base

A_{we} = Área efectiva de la soldadura

En el anexo 3 se encuentran los datos que deben usar en esta ecuación dependiendo el tipo de soldadura y el esfuerzo al que está sometido.

Otro dato importante a tener en cuenta es que un filete con 45 grados tiene un grosor de garganta de 0.707 multiplicado el ancho de la soldadura.

Para las soldaduras de la tubería cuadrada el ancho mínimo de la soldadura será de $\frac{1}{8}$ de pulgada o 3mm según la tabla 22.

Tabla 23. Tamaños mínimos para las soldaduras de filete

TABLA 14.2 Tamaños mínimos para las soldaduras de filete.

Espesor del material de la parte unida más delgada, plg (mm)	Tamaño mínimo de las soldaduras de filete, ^[u] plg (mm)
Hasta $\frac{1}{4}$ (6) inclusive	$\frac{1}{8}$ (3)
Mayor de $\frac{1}{4}$ (6) hasta $\frac{1}{2}$ (13)	$\frac{3}{16}$ (5)
Mayor de $\frac{1}{2}$ (13) hasta $\frac{3}{4}$ (19)	$\frac{1}{4}$ (6)
Mayor de $\frac{3}{4}$ (19)	$\frac{5}{16}$ (8)

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.489.

La soldadura de la placa de guía del dado, la soldadura del sistema de claro móvil y del cabezal, además de cualquier otra soldadura que recorra el ancho de la máquina y que use un cordón a cada lado del elemento a unir, su resistencia de diseño será.

$$Longitud = 1000\text{mm} \times \frac{1\text{in}}{25.4} = 39.37\text{in}$$

$$\phi Rn = (0.75) \times (0.6 \times 70\text{Kips}) \times (0.707 \times 0.125\text{in} \times 39.37\text{in})$$

$$\phi Rn = 109.598\text{Klb}$$

La resistencia de la placa de guía del dado.

$$\phi Rn = (0.9) \times (50\text{Kips}) \times (0.707 \times 0.125\text{in} \times 39.37\text{in})$$

$$\phi Rn = 156.569\text{Klb}$$

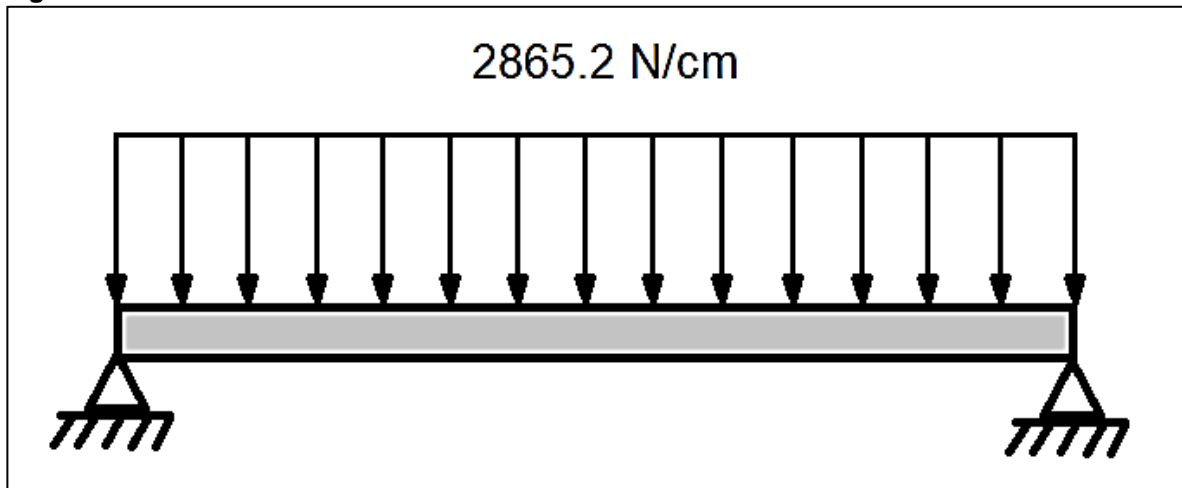
5.8 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Para iniciar el diseño detallado de la estructura se analizan los elementos del sistema que generan cargas que son principalmente los cilindros hidráulicos y luego se analiza la ubicación de estas cargas y cómo estas últimas generan esfuerzos, momentos, flexiones, etc. En los diferentes subsistemas y piezas de la máquina.

los cilindros mueven los herramientales que doblan o cortan la lámina, la carga que se necesita generar para completar el proceso depende directamente de la lámina a trabajar.

Analizando el proceso de doblado se puede deducir que hay una condición crítica, consistente en la máxima carga de doblado la cual es generada por la fuerza de avance en los cilindros que es 143260 N, como se puede deducir de la ecuación de doblado y apreciar en la figura 20 esta es una carga uniformemente distribuida.

Figura 21. Diseño de la estructura



Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.489.

Para el cálculo de la otra viga que compone la mesa y que soporta las fuerzas generadas en el proceso de corte. Se tiene en cuenta que la carga es puntual, que inicia en un extremo y se desplaza al otro extremo pero que su magnitud máxima es 10,593 kN así que es evidente que no iguala la carga de la viga en el sistema de doblado así que el sistema de corte usará una viga igual a la del sistema de doblado ya que no se necesita material extra con otras dimensiones y se gozará de uniformidad en el diseño.

5.9 DISEÑO DE LA MESA

Para hacer una selección preliminar de la viga se tendrá en cuenta el parámetro de deflexión con la cual se hallará el momento de inercia I, propio del perfil.

Ecuación 23. Deflexión máxima

$$y = \frac{5wL^4}{384EI}$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.310

Donde

y = Deflexión máxima

w = Carga distribuida

L = Longitud del claro

E = módulo de elasticidad del material

I = Momento de inercia de la sección

La deflexión máxima no tiene valores específicos, ya que se deja al buen juicio del diseñador, aunque el autor para maquinaria delicada o que necesite precisión, recomienda limitar este valor a un rango entre 1/1500 a 1/2000 de la longitud del claro.

Si para este caso consideramos 50cm/2000 tenemos una deflexión máxima de 0.025cm que despejando el momento de inercia de la sección.

$$I = \frac{5(2865.2N/cm)(50cm)^4}{384 \times (20000000N/cm^2)(0.025cm)}$$
$$I = 466.34cm^4$$

A simple vista es notorio que es un momento de inercia muy alto que solo lo poseen elementos estructurales de grandes dimensiones por lo cual lo más factible es usar una armadura en vez de una gruesa viga simple.

5.10 DISEÑO DE LA ARMADURA

Para reducir el momento de inercia se decide colocar un nodo de la armadura en la mitad del claro. Si se consideran los nodos como apoyos, el claro queda dividido en dos, por lo cual un primer paso para el análisis es determinar si la deflexión para una viga que ocupe la mitad del claro o espacio entre nodos es aceptable para usar un perfil de tamaño razonable.

$$I = \frac{5(2865.2N/cm)(25cm)^4}{384 \times (20000000N/cm^2)(0.025cm)}$$

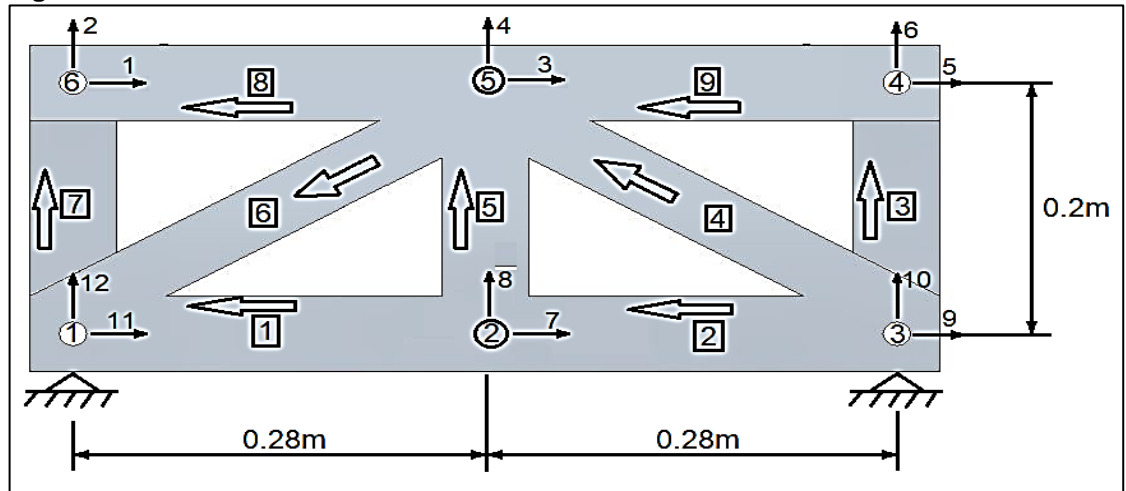
$$I = 29.15cm^4$$

Ahora el momento de inercia tiene un valor mucho más bajo, lo que permite usar perfiles estructurales con sección más pequeña y se hace posible hacer una elección preliminar del perfil estructural a usar como PTEC 60mm x 60mm x 3mm del anexo 2 una tubería estructural de sección cuadrada.

El siguiente paso es determinar que la configuración de la armadura no presente un desplazamiento excesivo en el nodo que divide el claro en dos.

Se considera que la maquina esta empotrada al piso, por lo cual se limitan los movimientos en el eje x en los apoyos, en la figura 21 se han numerado los nodos con un número dentro un circulo de igual manera se han numerado los elementos o barras con un número dentro de un cuadro. El análisis se realizó por el método matricial del libro análisis estructural de Hibbeler ahora se necesita definir un extremo cercano y lejano de los elementos, las flechas gruesas indican el extremo lejano en la punta y el extremo cercano en la cola. Las reacciones y cargas en los nodos se representan con dos flechas numeradas una para el eje x y otra para el eje y. Hay que considerar que los elementos como vigas pasan a ser barras ya que no existen en el análisis de una armadura, es un hecho notorio que la distribución de cargas en cualquier armadura siempre es puntual y se encuentra ubicada en los nodos de la misma, entonces la carga va concentrada en los nodos 6, 5 y 4 y que estas cargas son -35815N en la flecha "2", -71630N en la flecha "4" y -35815N en la flecha "6" respectivamente. Además, el eje de coordenadas tiene su origen en el nodo 1.

Figura 22. Método matricial



Fuente: elaboración propia

Los cosenos directores.

Ecuación 24. Cosenos directores

$$\begin{aligned} \lambda_x &= \frac{xf - xn}{L} \\ \lambda_y &= \frac{yf - yn}{L} \end{aligned}$$

Fuente: HIBBELER, Russell Charles. Análisis Estructural. 8 ed. Naucalpan de Juárez.: Pearson Educación, 2012.

Donde

λ = Coseno director

xf = Coordenada lejana en el eje x

xn = Coordenada cercana en el eje x

yf = Coordenada lejana en el eje y

yn = Coordenada cercana en el eje y

La matriz de rigidez de cada elemento.

Ecuación 25. Matriz de rigidez de cada elemento

$$K_e = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} \lambda_x^2 & \lambda_x \lambda_y & -\lambda_x^2 & -\lambda_x \lambda_y \\ \lambda_x \lambda_y & \lambda_y^2 & -\lambda_x \lambda_y & -\lambda_y^2 \\ -\lambda_x^2 & -\lambda_x \lambda_y & \lambda_x^2 & \lambda_x \lambda_y \\ -\lambda_x \lambda_y & -\lambda_y^2 & \lambda_x \lambda_y & \lambda_y^2 \end{bmatrix}$$

Fuente: HIBBELER, Russell Charles. Análisis Estructural. 8 ed. Naucalpan de Juárez.: Pearson Educación, 2012.

Donde

K_e = Rigidez del elemento

A = Área del elemento

E = Modulo de elasticidad

L = Longitud del elemento

Elemento 1

Longitud 0.28m

Coordenadas: $X_f=0$, $X_n=28$, $Y_f=0$, $Y_n=0$

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0 - 28}{0.28} = -1$$
$$\lambda_y = \frac{0 - 0}{0.28} = 0$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 7 & 8 & 11 & 12 \\ 3.5714 & 0 & -3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -3.5714 & 0 & 3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} 7 \\ 8 \\ 11 \\ 12 \end{matrix}$$

Elemento 2

Longitud 0.28m

Coordenadas: $X_f=0.28$, $X_n=0.56$, $Y_f=0$, $Y_n=0$

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0.28 - 0.56}{0.28} = -1$$
$$\lambda_y = \frac{0 - 0}{0.28} = 0$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 9 & 10 & 7 & 8 \\ 3.5714 & 0 & -3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -3.5714 & 0 & 3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} 9 \\ 10 \\ 7 \\ 8 \end{matrix}$$

Elemento 3

Longitud 0.2m

Coordenadas: $X_f=0.56$, $X_n=0.56$, $Y_f=0.2$, $Y_n=0$

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0.56 - 0.56}{0.2} = 0$$
$$\lambda_y = \frac{0.2 - 0}{0.2} = 1$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 9 & 10 & 5 & 6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 5 & 0 & -5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -5 & 0 & 5 \end{bmatrix} \begin{matrix} 9 \\ 10 \\ 5 \\ 6 \end{matrix}$$

Elemento 4

Longitud 0.344m

Coordenadas: $X_f=0.28$, $X_n=0.56$, $Y_f=0.2$, $Y_n=0$

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0.28 - 0.56}{0.344} = -0.8137$$

$$\lambda_y = \frac{0.2 - 0}{0.344} = 0.5812$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 9 & 10 & 3 & 4 \\ 1.9243 & -1.3745 & -1.9243 & 1.3745 \\ -1.3745 & 0.9818 & 1.3745 & -0.9818 \\ -1.9243 & 1.3745 & 1.9243 & -1.3745 \\ 1.3745 & -0.9818 & -1.3745 & 0.9818 \end{bmatrix} \begin{matrix} 9 \\ 10 \\ 3 \\ 4 \end{matrix}$$

Elemento 5

Longitud 0.2m

Coordenadas: $X_f=0.28$, $X_n=0.28$, $Y_f=0.2$, $Y_n=0$

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0.28 - 0.28}{0.2} = 0$$

$$\lambda_y = \frac{0.2 - 0}{0.2} = 1$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 7 & 8 & 3 & 4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 5 & 0 & -5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -5 & 0 & 5 \end{bmatrix} \begin{matrix} 7 \\ 8 \\ 3 \\ 4 \end{matrix}$$

Elemento 6

Longitud 0.344m

Coordenadas: $X_f=0$, $X_n=0.28$, $Y_f=0$, $Y_n=0.2$

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0 - 0.28}{0.344} = -0.8137$$

$$\lambda_y = \frac{0 - 0.2}{0.344} = -0.5812$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 3 & 4 & 11 & 12 \\ 1.9243 & 1.3745 & -1.9243 & -1.3745 \\ 1.3745 & 0.9818 & -1.3745 & -0.9818 \\ -1.9243 & -1.3745 & 1.9243 & 1.3745 \\ -1.3745 & -0.9818 & 1.3745 & 0.9818 \end{bmatrix} \begin{matrix} 3 \\ 4 \\ 11 \\ 12 \end{matrix}$$

Elemento 7

Longitud 0.2m

Coordenadas: $X_f=0$, $X_n=0$, $Y_f=0.2$, $Y_n=0$

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0 - 0}{0.2} = 0$$

$$\lambda_y = \frac{0.2 - 0}{0.2} = 1$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 11 & 12 & 1 & 2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 5 & 0 & -5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -5 & 0 & 5 \end{bmatrix} \begin{matrix} 11 \\ 12 \\ 1 \\ 2 \end{matrix}$$

Elemento 8

Longitud 0.28m

Coordenadas: Xf=0, Xn=0.28, Yf=0.2, Yn= 0.2

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0 - 0.28}{0.28} = -1$$

$$\lambda_y = \frac{0.2 - 0.2}{0.28} = 0$$

$$AE \begin{bmatrix} 3 & 4 & 1 & 2 \\ 3.5714 & 0 & -3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -3.5714 & 0 & 3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} 3 \\ 4 \\ 1 \\ 2 \end{matrix}$$

Elemento 9

Longitud 0.28m

Coordenadas: Xf=0.28, Xn=0.56, Yf=0.2, Yn=0.2

Cosenos directores.

$$\lambda_x = \frac{0.28 - 0.56}{0.28} = -1$$

$$\lambda_y = \frac{0.2 - 0.2}{0.28} = 0$$

Matriz de rigidez del elemento

$$AE \begin{bmatrix} 5 & 6 & 3 & 4 \\ 3.5714 & 0 & -3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3.5714 & 0 & 3.5714 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} 5 \\ 6 \\ 3 \\ 4 \end{matrix}$$

Matriz de rigidez de la armadura. Se compone del traslado de los valores de las matrices de rigidez de cada elemento a una matriz 12 x 12 para este caso en particular.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
3.5714	0	-3.5714	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
0	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-5	2
-3.5714	0	10.9915	0	-3.5714	0	0	0	-1.9243	1.3745	-1.9243	-1.3745	3
0	0	0	6.9636	0	0	0	-5	1.3745	-0.9818	-1.3745	-0.9818	4
0	0	-3.5714	0	3.5714	0	0	0	0	0	0	0	5
0	0	0	0	0	5	0	0	0	-5	0	0	6
0	0	0	0	0	0	7.1428	0	-3.5714	0	-3.5714	0	7
0	0	0	-5	0	0	0	5	0	0	0	0	8
0	0	-1.9243	1.3745	0	0	-3.5714	0	5.4957	5.4957	0	0	9
0	0	1.3745	-0.9818	0	-5	0	0	-1.3745	-1.3745	0	0	10
0	0	-1.9243	-1.3745	0	0	-3.5714	0	0	0	5.4957	1.3745	11
0	-5	-1.3745	-0.9818	0	0	0	0	0	0	1.3745	5.9818	12

A continuación, se aplica la ecuación

Ecuación 26. Cargas y reacciones

$$Q = KD$$

Fuente: HIBBELER, Russell Charles. Análisis Estructural. 8 ed. Naucalpan de Juárez.: Pearson Educación, 2012.

Donde.

Q = cargas y reacciones

K = rigidez de la armadura

D = desplazamientos

Ya que los valores se presentan de forma matricial la ecuación cambia.

Ecuación 27. Cambio forma matricial de la ecuación

$$\begin{bmatrix} Q_k \\ \dots \\ Q_u \end{bmatrix} = AE \begin{bmatrix} K_{11} & : & K_{12} \\ \dots & & \dots \\ K_{21} & : & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_u \\ \dots \\ D_k \end{bmatrix}$$

Fuente: HIBBELER, Russell Charles. Análisis Estructural. 8 ed. Naucalpan de Juárez.: Pearson Educación, 2012.

Donde

Q_k = Cargas conocidas

Q_u = Cargas desconocidas

A = Área de los elementos

E = Modulo de elasticidad del material

D_u = Desplazamientos desconocidos

D_k = Desplazamientos conocidos

La matriz de rigidez queda dividida en cuatro partes y se hace necesario en este paso multiplicarla en su totalidad por el módulo de elasticidad y el área de los elementos antes de hallar Qu y Du.

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -35815 \\ 0 \\ -71630 \\ 0 \\ -35815 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ Q9 \\ Q10 \\ Q11 \\ Q12 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 472142857 & 0 & -472142857 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 661000000 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -661000000 \\ 472142857 & 0 & 1453089062 & 0 & -472142857 & 0 & 0 & 0 & -25441674 & 181715481 & -25441674 & -181715481 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 92059354 & 0 & 0 & 0 & 0 & -661000000 & 181715481 & 129796772 & -181715481 & -129796772 \\ 0 & 0 & -472142857 & 0 & 472142857 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 661000000 & 0 & 0 & 0 & 661000000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 944285714.3 & 0 & -472142857 & 0 & -472142857 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -661000000 & 0 & 0 & 0 & 661000000 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & -25441674 & 181715481 & 0 & 0 & -472142857 & 0 & -726544531 & -181715481 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 181715481 & -129796772 & 0 & -661000000 & 0 & 0 & -181715481 & 790796772 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -25441674 & -181715481 & 0 & 0 & -472142857 & 0 & 0 & 0 & 726544531 & 181715481 & 0 \\ 0 & -661000000 & -181715481 & -129796772 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 181715481 & 790796772 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D1 \\ D2 \\ D3 \\ D4 \\ D5 \\ D6 \\ D7 \\ D8 \\ \dots \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Se hallan los desplazamientos despejando la matriz Du, multiplicando la matriz inversa K11 por la matriz Qk.

$$\begin{bmatrix} D1 \\ D2 \\ D3 \\ D4 \\ D5 \\ D6 \\ D7 \\ D8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4.08 \times 10^{-9} & 0 & 1.96 \times 10^{-9} & 0 & 1.96 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.51 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.96 \times 10^{-9} & 0 & 1.96 \times 10^{-9} & 0 & 1.96 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3.85 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 3.85 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.96 \times 10^{-9} & 0 & 1.96 \times 10^{-9} & 0 & 4.08 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.51 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.51 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3.85 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 5.36 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -35815 \\ 0 \\ -71630 \\ 0 \\ -35815 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -5.42 \times 10^{-5} \\ 0 \\ -0.0002759 \\ 0 \\ -5.42 \times 10^{-5} \\ 0 \\ -0.0002759 \end{bmatrix}$$

Se hallan las reacciones despejando la matriz Qu, multiplicando la matriz K21 por la matriz Du anteriormente hallada.

$$\begin{bmatrix} Q9 \\ Q10 \\ Q11 \\ Q12 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -25441674 & 181715481 & 0 & 0 & -472142857 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 181715481 & -129796772 & 0 & -661000000 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -25441674 & -181715481 & 0 & 0 & -472142857 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -661000000 & -181715481 & -129796772 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -5.41 \times 10^{-5} \\ -0.0002759 \\ -5.41 \times 10^{-5} \\ 0 \\ -0.0002759 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -50141 \\ 71630 \\ 50141 \\ 71630 \end{bmatrix}$$

La fuerza interna se calcula solo en los elementos 1, 3, 4, 5 y 9 ya que la armadura es simétrica y los elementos restantes tendrán fuerzas iguales a estos. La fuerza interna en estos elementos se determina utilizando los cosenos directores y los desplazamientos de los nodos

Ecuación 28. Fuerza interna utilizando los cosenos directores y los desplazamientos de los nodos

$$q = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} -\lambda x & -\lambda y & \lambda x & \lambda y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} DNx \\ DNy \\ DFx \\ DFy \end{bmatrix}$$

Fuente: HIBBELER, Russell Charles. Análisis Estructural. 8 ed. Naucalpan de Juárez.: Pearson Educación, 2012.

Donde

q = Fuerza interna en el elemento

A = Área del elemento

E = Modulo de elasticidad del material

L = Longitud del elemento

DNx = Desplazamiento en el eje x del nodo cercano

DNy = Desplazamiento en el eje y del nodo cercano

DFx = Desplazamiento en el eje x del nodo lejano

DFy = Desplazamiento en el eje y del nodo lejano

Fuerza interna en el elemento 1

$$q = [472142857.1] \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -0.000275931 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$q = 0N$

Fuerza interna en el elemento 3

$$q = [661000000] \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -5.41 \times 10^{-5} \end{bmatrix}$$

$q = -35815N$

Fuerza interna en el elemento 4

$$q = [384198446] \begin{bmatrix} 0.8137 & -0.5812 & -0.8137 & 0.5812 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -5.41 \times 10^{-5} \\ 0 \\ -0.0002759 \end{bmatrix}$$

$q = -49518.79N$

Fuerza interna en el elemento 5

$$q = [661000000] \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -0.0002759 \\ 0 \\ -0.0002759 \end{bmatrix}$$

$q = 0N$

Fuerza interna en el elemento 9

$$q = [472142857.1][1 \ 0 \ -1 \ 0] \begin{bmatrix} 0 \\ -5.41 \times 10^{-5} \\ 0 \\ -0.0002759 \end{bmatrix}$$

$$q = 0N$$

Las fuerzas internas en los elementos de la armadura son a compresión siendo la máxima fuerza de 49518.8N en el elemento más largo, así que el otro elemento a compresión no esta tan crítico, el análisis se realizará por el método de pandeo flexional.

Se establece si la barra 4 es una columna larga o corta para lo cual se considera que sus extremos están articulados como es la situación en barras de una armadura, según la figura 22 el factor de longitud efectiva K es igual a 1.

Figura 23. Valores aproximados de la longitud efectiva K

Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K.						
Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.143.

El radio de giro para una sección

Ecuación 29. Radio de giro para una sección

$$r = \sqrt{\frac{\text{Momento de inercia}}{\text{Area}}}$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.143.

Reemplazando con los valores del anexo 2.

$$r = \sqrt{\frac{35.16 \text{ cm}^4}{6.61 \text{ cm}^2}}$$
$$r = 2.3 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación 30.

Ecuación 30. Esfuerzo de pandeo crítico elástico

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

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.149.

Donde.

F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico

E = Módulo de elasticidad del material

K = Factor de longitud efectiva

L = Longitud del elemento

r = radio de giro mínimo del elemento

$$F_e = \frac{\pi^2 (2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2)}{\left(\frac{1 \times 0.344 \text{ m}}{0.02306 \text{ m}}\right)^2}$$
$$F_e = 8870160166 \text{ N/m}^2$$

Ahora

$$\frac{F_y}{F_e} = \frac{344737900 \text{ N/m}^2}{8870160166 \text{ N/m}^2} = 0.0388649$$

Como la fracción F_y/F_e es menor que 2.25 se determina que es una columna corta se aplica la ecuación.

$$F_{cr} = \left(0.658 \frac{F_y}{F_e}\right) F_y$$
$$F_{cr} = (0.658^{0.0388649}) (344737900 \text{ N/m}^2)$$
$$F_{cr} = 339175441.5 \text{ N/m}^2$$

La resistencia de diseño será.

Ecuación 31. Resistencia de diseño

$$Rd = \phi Ag Fcr$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.150.

$$Rd = (0.9) Ag (339175441.5 N/m^2)$$
$$Rd = 201775.47 N/m^2$$

Esta resistencia de diseño es aproximadamente 4 veces mayor a lo que el elemento requiere.

5.10.1 Soldaduras de la armadura. Para las soldaduras de la armadura se considera una unión en todo el perímetro de este.

$$Longitud = \frac{60mm \times 4lados}{25.4mm} = 9.44in$$

$$\phi Rn = (0.75)(0.6 \times 70Kips)(0.707 \times 0.125in \times 9.44in)$$
$$\phi Rn = 26.279Klb$$
$$\phi Rn = 116894.82N$$

La resistencia de la tubería o metal base en el área soldada será.

$$\phi Rn = (0.9)(50Kips)(0.707 \times 0.125in \times 9.44in)$$
$$\phi Rn = 37.5417Klb$$
$$\phi Rn = 166993.8N$$

5.11 DISEÑO DE MIEMBROS A TENSIÓN

La carga a tensión de cada elemento en el sistema de doblez se define por la fuerza máxima de los cilindros 143.26KN que es repartida en 4 elementos a tensión.

$$carga \ a \ tension \ en \ cada \ elemento = \frac{143.26KN}{4} = 35.815KN$$

Una vez se tiene estos datos se elige el método LRFD para calcular estos elementos, Primero se inicia por determinar la carga de diseño según la ecuación 32.

Ecuación 32. Carga de diseño

$$U = 1.2D + 1.6L + 0.5(L \text{ o } S \text{ o } R)$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.53.

Donde

U = Carga de diseño

D = Carga muerta

L = Carga viva

S = Carga de nieve

R = Carga debida a lluvia

Una consideración importante es que no existen cargas muertas a tensión.

$$Pu = 1.2(0) + 1.6(35.815) = 57.304KN$$

el siguiente paso es determinar el área necesaria para soportar la carga de diseño. se usará la ecuación 33.

Ecuación 33. Área Gross mínima requerida

$$Ag \text{ minima requerida} = Pu \phi_t Fy$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.53.

Donde

Ag mínima requerida = Área Gross mínima requerida

Pu = Carga de diseño a tensión

ϕ_t = Factor de resistencia

Fy = Esfuerzo de fluencia del material

Del anexo 2 tenemos a Fy = 50 ksi = 344.74Mpa para tubería cuadrada.

$$Ag \text{ minima requerida} = (57.304)(0.9)(344.74Mpa) \\ Ag \text{ minima requerida} = 184.693mm^2$$

Por la disponibilidad de material se usa el mismo perfil estructural de la armadura el cual tiene un área Gross de 661mm^2 , pero hay que tener en cuenta los agujeros presentes en el elemento los cuales tienen un diámetro de 19mm.

$$\begin{aligned} \text{Area de agujeros} &= 19\text{mm} \times 3\text{mm} \times 2 \text{ agujeros} = 114\text{mm}^2 \\ \text{Ag del elemento} &= 661\text{mm}^2 - 114\text{mm}^2 = 547\text{mm}^2 \end{aligned}$$

El esfuerzo Von Mises y el esfuerzo por tensión para un elemento cuyo esfuerzo principal es a tensión simple son iguales y el factor de seguridad N es el esfuerzo de fluencia S_y sobre el esfuerzo por tensión σ .

$$N = \frac{344.74\text{Mpa}}{\left(\frac{57304\text{N}}{661\text{mm}^2}\right)}$$

$$N = 3.97$$

El área Gross o área neta a tensión del elemento de sección cuadrada es aproximadamente 3 veces mayor a el área Gross mínima requerida y su factor de seguridad es 3.97.

Para el elemento de sección redonda tenemos el área mínima en la rosca según la tabla 23, el área de esfuerzo a tracción en una rosca M27 es 459.41mm^2 .

Tabla 24. Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO

Tabla 11-2 Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO						
Datos calculados con las ecuaciones 11.1; véase la referencia 4 para mayor información						
Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. Un Enfoque Integrado. 4 ed. México.: Pearson Educación, 2011. ISBN 978-013-612-370-5.

Y se tiene ese valor en cuenta ya que en una unión roscada el libro Diseño de Máquinas 4ta edición del autor Robert L. Norton cita a R.E. Peterson, Stress-Concentration Factors, John Wiley & Sons: Nueva York, p. 253, 1974. El cual sugiere que “el 65% de fallas en pernos ocurren en la cuerda de la cara de la tuerca” siempre y cuando la longitud mínima de la tuerca sea adecuada, luego el autor recomienda que la tuerca sea mayor o igual a 0.6 veces el diámetro de la rosca es decir mayor a 16.2mm condición que cumple una tuerca métrica normalizada con 22mm. Para verificar esto, se revisa el esfuerzo cortante en los filetes de la rosca de la barra, cabe aclarar que se diseña con acero AISI 4140 para proteger la rosca de la barra haciéndola más resistente que la rosca de la tuerca y porque es un acero comercial.

Ecuación 34. Área de corte por barrido de una cuerda

$$A_s = d r w i p$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. Un Enfoque Integrado. 4 ed. México.: Pearson Educación, 2011. ISBN 978-013-612-370-5. p.253

Donde

A_s = Área de corte por barrido de una cuerda

d_r = Diámetro menor

w_i = Porcentaje del paso ocupado en el diámetro menor

p = Paso de la rosca

El valor de w_i está en la tabla 24,

Tabla 25. Factores de área para áreas de cortantes de barrido en las cuerdas

Tabla 11-5

Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas

Tipo de cuerda	w_i (menor)	w_o (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Reforzada	0.90	0.83

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. Un Enfoque Integrado. 4 ed. México.: Pearson Educación, 2011. ISBN 978-013-612-370-5. p.253

reemplazando y multiplicando por el número de cuerdas en una tuerca M27 estándar.

$$A_s = 23.32mm \times 0.8 \times 3mm \times \left(\frac{22mm}{3mm}\right)$$
$$A_s = 1289.42mm^2$$

Ahora el esfuerzo cortante por barrido de la cuerda τ_s se define por la fracción carga de diseño P_u sobre área de corte por barrido A_s

$$\tau_s = \frac{57304N}{1289.42mm^2}$$
$$\tau_s = 44.44 mm^2$$

Corroborando con el método LRFD, la resistencia de diseño para barras roscadas sometidas a tensión se hace utilizando el diámetro externo y el esfuerzo último con la ecuación 35.

Ecuación 35. Resistencia de diseño

$$R_n = 0.75 UTS A_D$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.115.

Donde

R_n = Resistencia de diseño

UTS = Resistencia última a la tensión

A_D = Área total con el mayor diámetro

Reemplazando valores.

$$R_n = 0.75 \times 655 \text{Mpa} \times (\pi \times 13.5^2)$$
$$R_n = 281267.77 \text{N}$$

El factor de seguridad utiliza el esfuerzo de fluencia mínimo del anexo 2.

$$N = \frac{421 \text{Mpa}}{\left(\frac{57304 \text{N}}{459.4 \text{mm}^2} \right)}$$
$$N = 3.37$$

Este elemento tiene un factor de seguridad de 3.37 congruente con el factor de seguridad del otro elemento a tensión y cumple con los parámetros de diseño LRFD.

El último parámetro a tener en cuenta es la relación de esbeltez.

Ecuación 36. Relación de esbeltez

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{L}{r}$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.104.

Donde

L = Longitud del elemento

r = Radio de giro mínimo

En la página 104 del capítulo 4 del libro de Mc Cormac para elementos a tensión el autor recomienda un máximo de 300. En este caso para el elemento de sección transversal cuadrada la longitud es 902mm.

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{902 \text{mm}}{23 \text{mm}}$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = 39.22$$

Y para el elemento de sección transversal redonda se toma un radio de giro mínimo de 0.25 multiplicado por el diámetro, se toma el diámetro externo ya que este ocupa la mayor parte de la longitud del elemento y una longitud de 734mm.

$$r = 0.25 \times 27\text{mm} = 6.75\text{mm}$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{734\text{mm}}{6.75\text{mm}}$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = 108.74$$

Para los dos casos se respeta el parámetro de esbeltez anteriormente establecido

5.12 PASADORES DE LA ARMADURA

Se diseña en base a la fuerza interna de la barra 4 que produce una reacción en el nodo, esa fuerza es 49518.79N.

Ecuación 37. Esfuerzo cortante promedio de la sección

$$\tau_{prom} = \frac{F}{A}$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.104.

Donde.

τ_{prom} = esfuerzo cortante promedio en la sección

F = fuerza aplicada al pasador

A = área del pasador

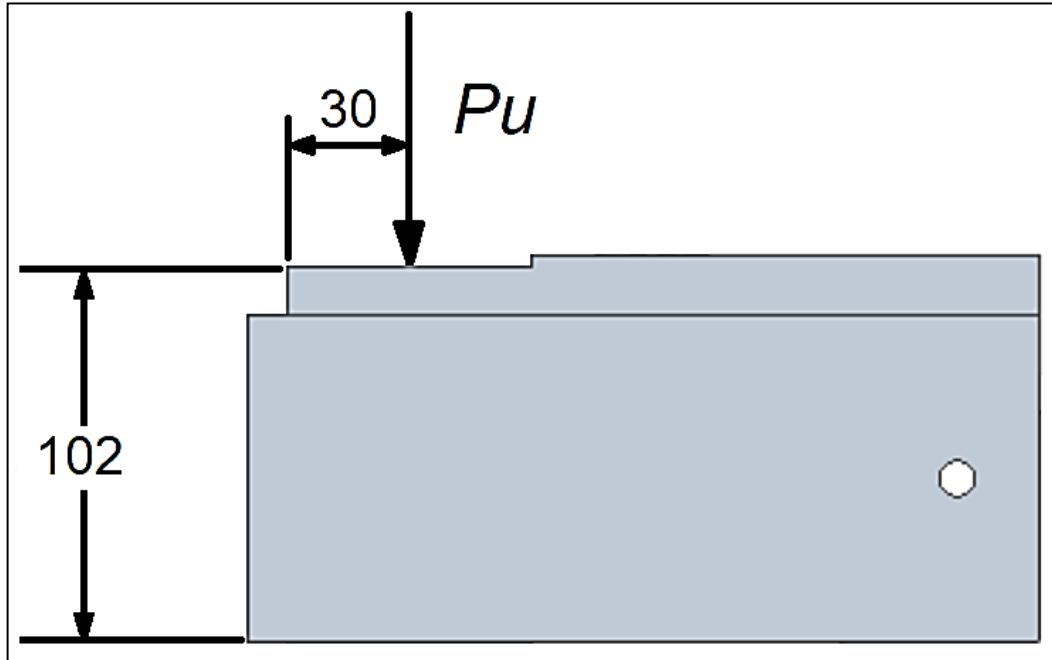
Reemplazando y aplicando factor de seguridad a la carga.

$$\tau_{prom} = \frac{49518.79\text{N} \times 3}{\frac{(19\text{mm})^2}{4} \pi}$$
$$\tau_{prom} = 523.95\text{N/mm}^2$$

5.13 DISEÑO DE SOLDADURA EN MÉNSULAS

La soldadura de la ménsula está sometida a esfuerzos de cortante y flexión por lo que se usa el procedimiento descrito en el capítulo 14.19 del Mc Cormac.

Figura 24. Diseño de soldadura en ménsulas



Fuente: elaboración propia

Para ello establecemos la carga de diseño P_u en base a la carga viva que será igual a la mitad de la carga máxima generada por los cilindros y una carga muerta igual al peso de los elementos más pesados siendo estos los del sistema de claro móvil.

$$\text{Peso de los elementos} = \text{Areas} \times \text{Longitud} \times \text{Densidad}$$

$$\text{Areas} = [(1.2 \times 4.2) + (1.2 \times 10.2) + (3.8 \times 1.2) + (2.5 \times 3.5) + (1.2 \times 6.5)] \text{cm}^2$$

$$\text{Areas} = 38.39 \text{cm}^2$$

Cabe aclarar que estas áreas componen los dos elementos principales del sistema de claro móvil. Suponiendo una densidad del acero de 7.9 g/cm^3 .

$$\text{Peso de los elementos} = 38.39 \text{cm}^2 \times 51 \text{cm} \times 7.9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \times \frac{1 \text{Kg}}{1000 \text{g}} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\text{Peso de los elementos} = 151.73 \text{N}$$

La carga de diseño.

$$P_u = 1.2(151.73 \text{N}) + 1.6(71630 \text{N})$$

$$P_u = 11470.076 \text{N}$$

Para hallar la fuerza resultante F_r se calculan las fuerzas verticales y de flexión con las siguientes ecuaciones.

Ecuación 38. Fuerzas verticales y de flexión

$$F_v = \frac{Pu}{A}$$
$$F_b = \frac{Mc}{I}$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2. p.104

Donde

F_v = Esfuerzo vertical o esfuerzo cortante

F_b = Esfuerzo de flexión

Pu = Carga de diseño

A = Área de la soldadura

M = Momento producido por Pu

C = Distancia perpendicular al eje neutro

I = momento de inercia de la soldadura

Después se calcula el tamaño requerido de la soldadura.

Ecuación 39. Tamaño requerido de la soldadura

$$\text{Tamaño requerido de la soldadura} = \frac{F_r}{\phi(\text{espesor de garganta})(0.6F_{EXX})}$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2.

Para hallar el momento de inercia se aplica el teorema de Steiner. Primero hallando el centro de gravedad de la figura con la ecuación.

Ecuación 40. Momento de inercia

$$X_{cg}(\sum A_i) = \sum (A_i X_i)$$
$$Y_{cg}(\sum A_i) = \sum (A_i Y_i)$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2.

Esta ecuación entrega las coordenadas X y Y del centro de gravedad usando las áreas que componen la figura y su ubicación desde el origen hasta el centro de gravedad de esa figura.

El momento de inercia que se usa para el cálculo es el I_x , Aplicando el teorema de Steiner este será.

Ecuación 41. Momento de inercia aplicando el teorema de Steiner

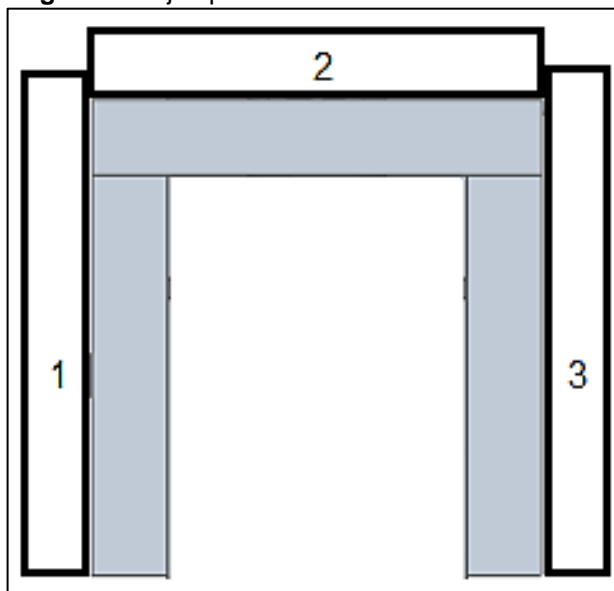
$$I_x = \sum(I_{ox} + AY^2)$$

Fuente: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2.

Esta ecuación es la sumatoria de I_{ox} , momentos de inercia en el eje x, sumado al área de la figura multiplicada por el cuadrado de la distancia perpendicular al centro de gravedad del área a estudiar.

En soldadura y por facilidad de cálculo se asume una soldadura de 1cm de ancho, en la figura 24 se pueden apreciar las figuras que componen la soldadura.

Figura 25. Ejemplo soldadura



Fuente: elaboración propia

$$X_{cg} = \frac{(10.2cm \times 1cm)(0.5cm) + (7.8cm \times 1cm)(4.9cm) + (10.2cm \times 1cm)(9.3cm)}{(10.2cm \times 1cm) + (7.8cm \times 1cm) + (10.2cm \times 1cm)}$$

$$X_{cg} = 4.9cm$$

$$Y_{cg} = \frac{(10.2cm \times 1cm)(5.1cm) + (7.8cm \times 1cm)(10.7cm) + (10.2cm \times 1cm)(5.1cm)}{(10.2cm \times 1cm) + (7.8cm \times 1cm) + (10.2cm \times 1cm)}$$

$$Y_{cg} = 6.65cm$$

$I_{ox} + AY^2$ de cada figura.

$$Ix1 = 112.939cm^4$$

$$Ix2 = 128.589cm^4$$

$$Ix3 = 112.939cm^4$$

Sumando estos valores $I_x=354.467cm^4$.

$$F_v = \frac{11470.076N}{(2cm \times 10.2cm) + (7.8cm \times 1cm)}$$

$$F_v = 406.74N/cm^2$$

$$F_b = \frac{(11470.076N \times 3cm)(4.55cm)}{354.467cm^4}$$

$$F_b = 441.695N/cm^2$$

$$Fr = \sqrt{(441.695N/cm^2)^2 + (406.74N/cm^2)^2}$$

$$Fr = 600.422N/cm^2$$

El tamaño requerido de soldadura será.

$$= \frac{600.422N/cm^2}{(0.75)(0.707 \times 1cm)(0.6 \times 70Ksi \times \frac{689.47N/cm^2}{Ksi})}$$

$$Tamaño\ requerido\ de\ la\ soldadura = 0.04cm$$

Este tamaño indica que una soldadura con el tamaño mínimo de 3mm con electrodos E70 y proceso SMAW es suficiente para soportar las cargas generadas por los cilindros.

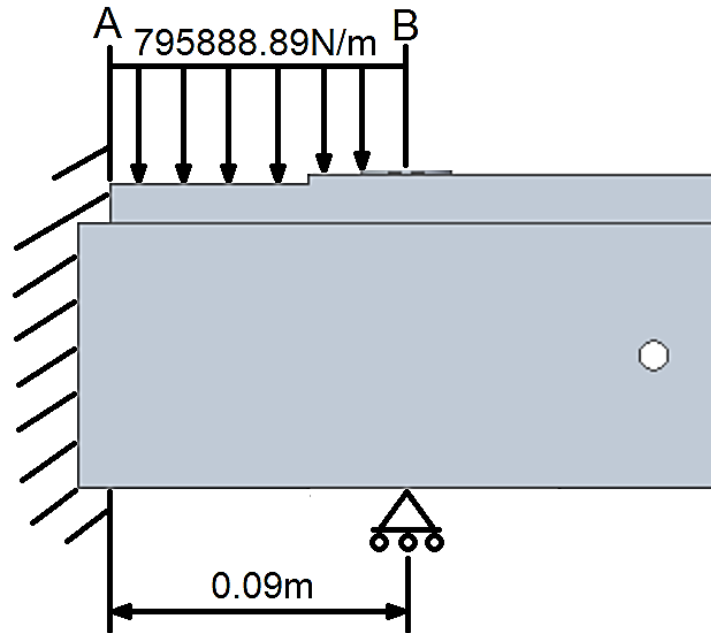
5.14 DISEÑO DE MÉNSULAS

Las cargas más fuertes se producen en el sistema de doblez. Cada ménsula soporta carga como una viga y considerando que la carga que le transfiera el perfil de la armadura se distribuye uniformemente en los primeros 90 milímetros de la ménsula, entre los apoyos A y B figura 25 y sin considerar las cargas que se presenten después de los 90 milímetros, la carga distribuida será.

$$w = \frac{\text{carga}}{\text{longitud de la mensula}} = \frac{71630N}{0.09m}$$

$$w = 795888.89N/m$$

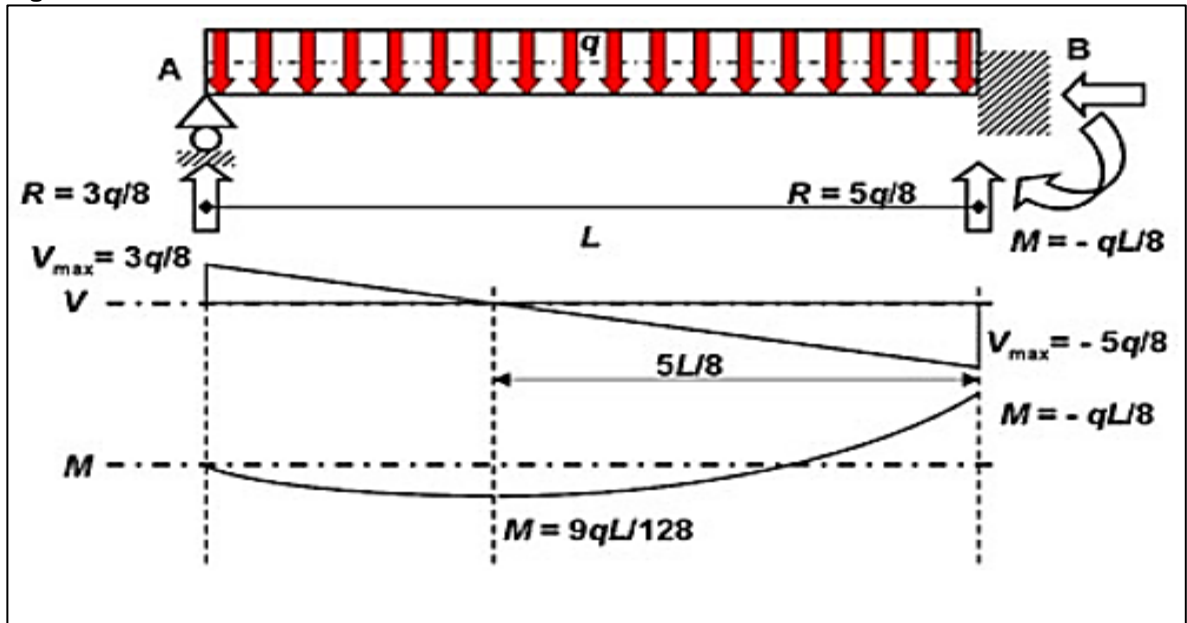
Figura 26. Diseño de ménsulas



Fuente: elaboración propia

Este elemento está soldado en uno de sus extremos por lo cual es una viga estáticamente indeterminada. Este caso se puede evaluar mediante la siguiente tabla que corresponde a la hipótesis de carga para una viga con empotramiento y rodillo con carga uniformemente distribuida.

Figura 27. Diseño de ménsulas



Fuente: VERA EYES ALEX. Calculo de vigas empotradas. {En línea} {02 octubre de 2018} disponible en: (<http://verareyesa.blogspot.com/p/evap5.html>).

Para verificar los resultados de figura 26, reacciones en los apoyos se usa el método de la superposición descrito en el libro mecánica de materiales de Beer and Jonhston quinta edición cap. 9.8.

El autor nos dice que esta viga puede considerarse como dos vigas una en voladizo con una carga uniformemente distribuida y otra con carga ascendente en el extremo B. La superposición se aplica tomando las ecuaciones de la deflexión para ambas vigas y considerando que las cargas contrarrestan la deflexión en el extremo B.

Ecuación 42. Reacciones en los apoyos

$$\begin{aligned}
 &= \frac{wL^4}{8EI} \\
 &= \frac{R_B L^3}{3EI}
 \end{aligned}$$

Fuente: BEER, Ferdinand P. *et al* JOHNSTON JR, E. Russell, *et al* DEWOLF, John T. *et al* MAZUREK, David F. Mecánica de Materiales. 5 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2010.p.560.

Contrarrestando ambas deflexiones.

$$\frac{wL^4}{8EI} + \frac{R_B L^3}{3EI} = 0$$

Despejando el R_B valor de interés.

$$R_B = \frac{3}{8}wL$$

A continuación, el autor realiza sumatoria momentos en A y sumatoria de fuerzas en el eje Y donde halla la reacción en A y el momento en A, los cuales son.

$$R_A = \frac{5}{8}wL$$
$$M_A = \frac{1}{8}wL^2$$

Aplicando estas ecuaciones a la ménsula.

$$R_B = \frac{3}{8} \times 795888.89N/m \times 0.09m$$

$$R_B = 26861.25N$$

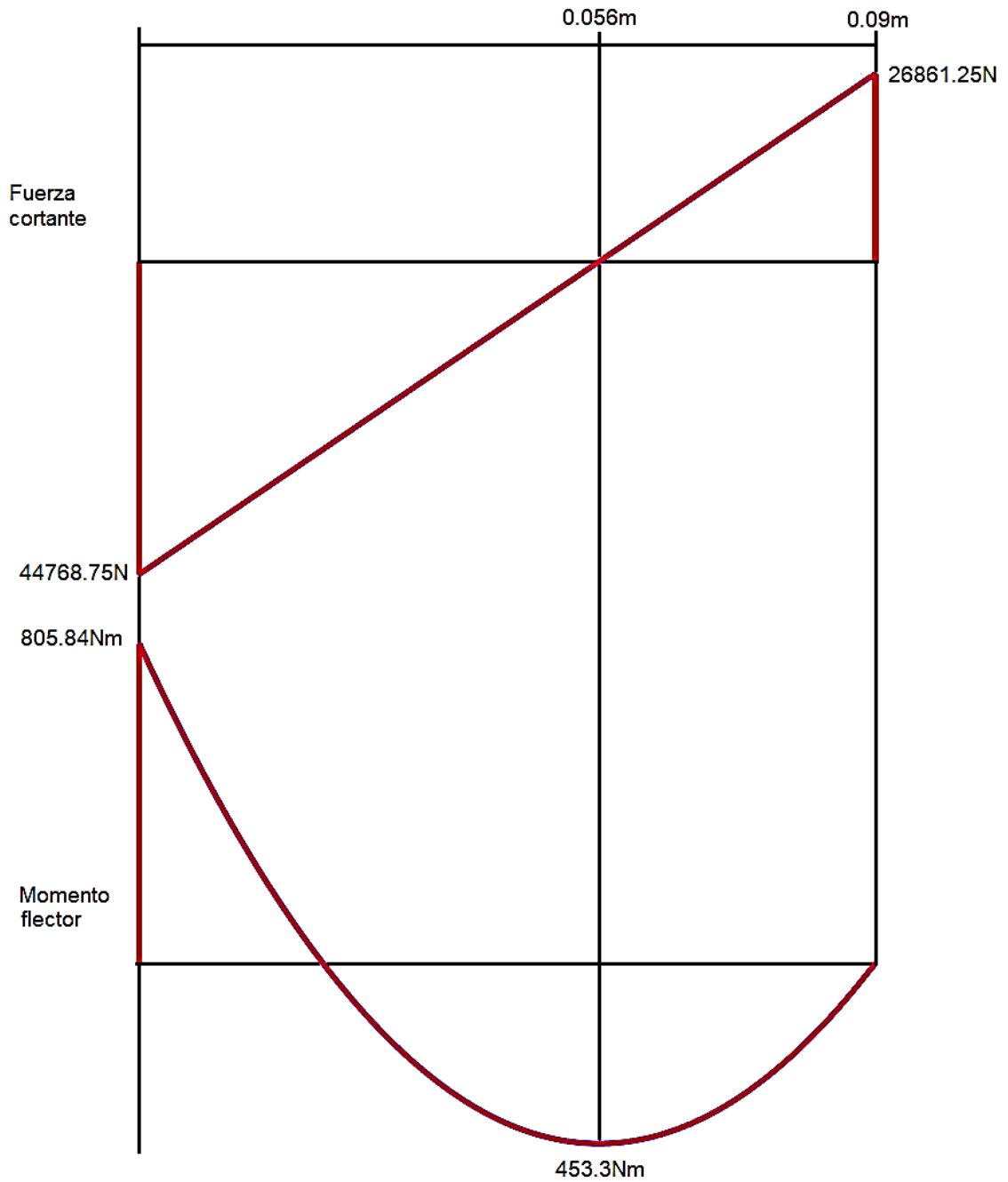
$$R_A = \frac{5}{8} \times 795888.89N/m \times 0.09m$$

$$R_A = 44768.75N$$

$$M_A = \frac{1}{8} \times 795888.89N/m \times (0.09m)^2$$

$$M_A = 805.84Nm$$

Figura 28. Diseño seguro de esfuerzo admisible



Fuente: BEER, Ferdinand P. *et al* JOHNSTON JR, E. Russell, *et al* DEWOLF, John T. *et al* MAZUREK, David F. Mecánica de Materiales. 5 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2010.p.560.

Los autores Beer and Johnston sugieren que un diseño seguro debe cumplir con que el esfuerzo permisible sea menor o igual al esfuerzo ultimo esta condición es proporcional a el factor de seguridad.

Ecuación 43. Factor de seguridad

$$\text{Factor de seguridad} = F.S. = \frac{\text{esfuerzo ultimo (UTS) ó esfuerzo de fluencia}}{\text{esfuerzo permisible}}$$

Fuente: BEER, Ferdinand P. *et al* JOHNSTON JR, E. Russell, *et al* DEWOLF, John T. *et al* MAZUREK, David F. Mecánica de Materiales. 5 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2010.p.560.

El momento máximo que produce el esfuerzo máximo en la viga es el momento en el punto A, la distancia entre el eje neutro y la fibra que sufre ese esfuerzo o distancia C es 3.8324cm reemplazando estos valores.

Ecuación 44. Esfuerzo permisible

$$\text{esfuerzo permisible} = \sigma_m = \frac{|M|_{max}C}{I}$$

Fuente: BEER, Ferdinand P. *et al* JOHNSTON JR, E. Russell, *et al* DEWOLF, John T. *et al* MAZUREK, David F. Mecánica de Materiales. 5 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2010.p.560.

Donde

σ_m = Esfuerzo normal

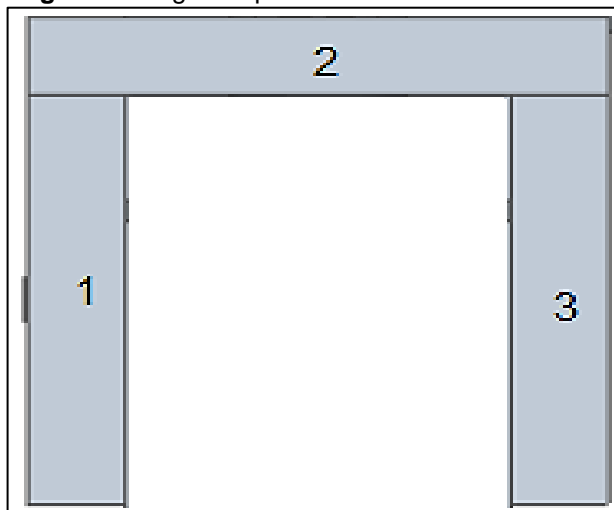
M = Momento máximo

C = Distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada sometida al esfuerzo

I = Momento de inercia de la sección

En la figura 28 se listan las figuras que forman la sección.

Figura 29. Figuras que forman la sección



Fuente: elaboración propia

Momento de inercia de la sección.

$$Y_{cg} = \frac{(0.5\text{cm} \times 9\text{cm})(4.5\text{cm}) + (1\text{cm} \times 7.8\text{cm})(9.6\text{cm}) + (0.5\text{cm} \times 9\text{cm})(4.5\text{cm})}{(0.5\text{cm} \times 9\text{cm}) + (1\text{cm} \times 7.8\text{cm}) + (0.5\text{cm} \times 9\text{cm})}$$

$$Y_{cg} = 6.86\text{cm}$$

$I_{ox} + AY^2$ de cada figura.

$$I_{x1} = 55.433\text{cm}^4$$

$$I_{x2} = 55.013\text{cm}^4$$

$$I_{x3} = 55.433\text{cm}^4$$

Sumando estos valores $I_x = 165.879\text{cm}^4$.

El esfuerzo permisible.

$$\text{esfuerzo permisible} = \sigma_m = \frac{|805.84\text{Nm}| \times 0.038324 \text{ m}}{165.879\text{cm}^4 \times \frac{\text{m}^4}{100000000\text{cm}^4}}$$

$$\text{esfuerzo permisible} = \sigma_m = 18617795\text{N/m}^2$$

Factor de seguridad.

$$\text{Factor de seguridad} = F.S. = \frac{3.4474 \times 10^8}{18617795\text{N/m}^2}$$

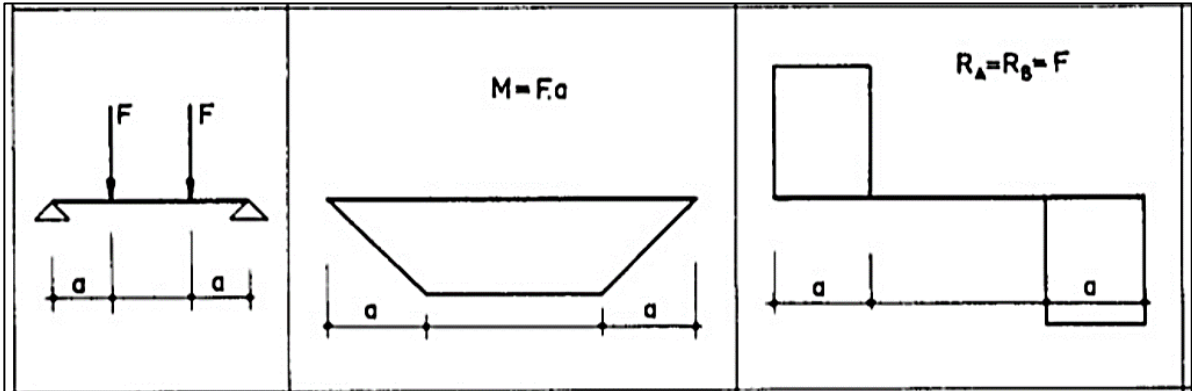
$$\text{Factor de seguridad} = 18.5$$

Esta pieza se diseñó con material previamente usado por lo cual tiene un factor de seguridad bastante alto así la resistencia de la pieza no es problema y para una máquina que solo se construye una vez y teniendo en cuenta el tamaño de la pieza no hay un aumento significativo en costos de material.

5.15 DISEÑO DE CABEZAL DE CORTE

La viga en cuestión está sujeta con un pasador en cada extremo y tiene dos cargas generada por los cilindros de corte, cada carga es la mitad de la fuerza de corte es decir 5296.5N, este caso se puede resolver mediante la hipótesis de carga presentada en la figura 29.

Figura 30. Hipótesis de carga



Fuente: RUIZ FABIAN. Formulario de vigas con distintas hipótesis. {En línea} {02 octubre de 2018} disponible en: (<https://www.slideshare.net/FabianRuiz5/formulario-de-vigas-con-distintas-hipotesis-de-carga>).

Para este caso las medidas y cargas son.

$$R_A = R_B = 5296.5N$$

$$M_{max} = 5296.5N \times 7.5cm$$

$$M_{max} = 39723.75Ncm$$

Se aplica el teorema de Steiner para hallar el momento de inercia de la sección. Entonces el centro de gravedad.

$$Y_{cg} = \frac{(7.5cm^2)(6.75cm) + (1.62cm^2)(3cm) + (1.62cm^2)(3cm) + (1.8cm^2)(0.15cm) + (1.8cm^2)(5.85cm)}{(7.5cm^2) + (1.62cm^2) + (1.62cm^2) + (1.8cm^2) + (1.8cm^2)}$$

$$Y_{cg} = 4.961cm$$

$I_{ox} + AY^2$ de cada figura.

$$Ix1 = 25.4cm^4$$

$$Ix2 = 0.99cm^4$$

$$Ix3 = 10.17cm^4$$

$$Ix4 = 10.17cm^4$$

$$Ix5 = 39.12cm^4$$

El momento de inercia es $85.86cm^4$.

Para saber si la viga es satisfactoria especialmente en la zona donde se ubican los agujeros de los vástagos, se revisa su resistencia por el método de momentos.

Para analizar el momento máximo en el patín a tensión se compara el esfuerzo en el área neta de la sección y el esfuerzo en la zona donde están las perforaciones mediante la ecuación 45.

Ecuación 45. Factor de seguridad

$$\frac{F_u A_{fn}}{Y_t F_y A_{fg}}$$

FUENTE: MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2.p.272.

Donde

F_u = Esfuerzo ultimo

A_{fn} = Área neta a después de restar agujeros

Y_t = Coeficiente de reducción de agujeros (1 si $F_y/F_u \leq 0.8$ o 1.1 si $F_y/F_u > 0.8$)

F_y = Esfuerzo de fluencia

A_{fg} = Área total a tensión sin perforaciones

Los valores del coeficiente de reducción de agujeros.

$$\frac{F_y}{F_u} = \frac{50Ksi}{62Ksi} = 0.8064$$

$$Y_t = 1.1$$

El área A_{fg} es el área arriba del eje neutro Y_{cg} es decir $9.7432cm^2$ y el área que se debe restar por causa de los agujeros es $5.58cm^2$, entonces A_{fn} es $4.1632 cm^2$.

Reemplazando

$$F_u A_{fn} = (42747N/cm^2)(4.1632cm^2) = 177965.24N$$

$$Y_t F_y A_{fg} = (1.1)(34474N/cm^2)(9.7432cm^2) = 369476.61N$$

Comparando estos valores $177965.24N < 369476.61N$, en este caso se aplica la resistencia nominal a flexión M_n , en donde S_x es el módulo elástico de la sección.

$$M_n = \frac{F_u A_{fn}}{A_{fg}} S_x$$

Reemplazando.

$$M_n = \frac{177965.24N}{9.7432cm^2} \times \frac{85.86cm^4}{2.5387cm} = 617731.951 Ncm$$

Aplicando el factor de resistencia

$$\phi M_n = (0.9)(617731.951 Ncm)$$

$$\phi M_n = 555958.75 Ncm$$

La resistencia nominal a flexión LRFD es mayor a el momento máximo en la viga por ello es satisfactoria.

5.16 DISEÑO DE CABEZAL DE DOBLEZ

La viga en el cabezal de doblez tiene las mismas condiciones que la viga del cabezal de corte lo que cambia son las distancias y las cargas además que el grueso del patín a tensión tiene un grosor mínimo de acuerdo a las dimensiones del cilindro. Las cuales se presentan en la figura 29.

$$\begin{aligned}R_A &= R_B = 71630N \\M_{max} &= 71630N \times 12.05cm \\M_{max} &= 863141.5Ncm\end{aligned}$$

Se aplica el teorema de Steiner para hallar el momento de inercia de la sección. Entonces el centro de gravedad.

$$Y_{cg} = \frac{(24cm^2)(6.75cm) + (1.62cm^2)(3cm) + (1.62cm^2)(3cm) + (1.8cm^2)(0.15cm) + (1.8cm^2)(5.85cm)}{(24cm^2) + (1.62cm^2) + (1.62cm^2) + (1.8cm^2) + (1.8cm^2)}$$
$$Y_{cg} = 6.113cm$$

$I_{ox} + AY^2$ de cada figura.

$$\begin{aligned}Ix1 &= 26.88cm^4 \\Ix2 &= 0.32cm^4 \\Ix3 &= 19.63cm^4 \\Ix4 &= 19.63cm^4 \\Ix5 &= 60.83cm^4\end{aligned}$$

El momento de inercia es $127.311cm^4$.

El esfuerzo en el área neta de la sección y el esfuerzo en la zona donde están las perforaciones.

$$\begin{aligned}F_u A_{fn} &= (42747N/cm^2)(9.1522cm^2) = 391233.18N \\Y_t F_y A_{fg} &= (1.1)(34474N/cm^2)(25.55cm^2) = 968978.82N\end{aligned}$$

Comparando estos valores $391233.18N < 968978.82N$, en este caso se aplica la resistencia nominal a flexión M_n .

$$M_n = \frac{391233.18N}{25.55cm^2} \times \frac{127.311cm^4}{1.8871cm} = 1032915.59 Ncm$$

Aplicando el factor de resistencia

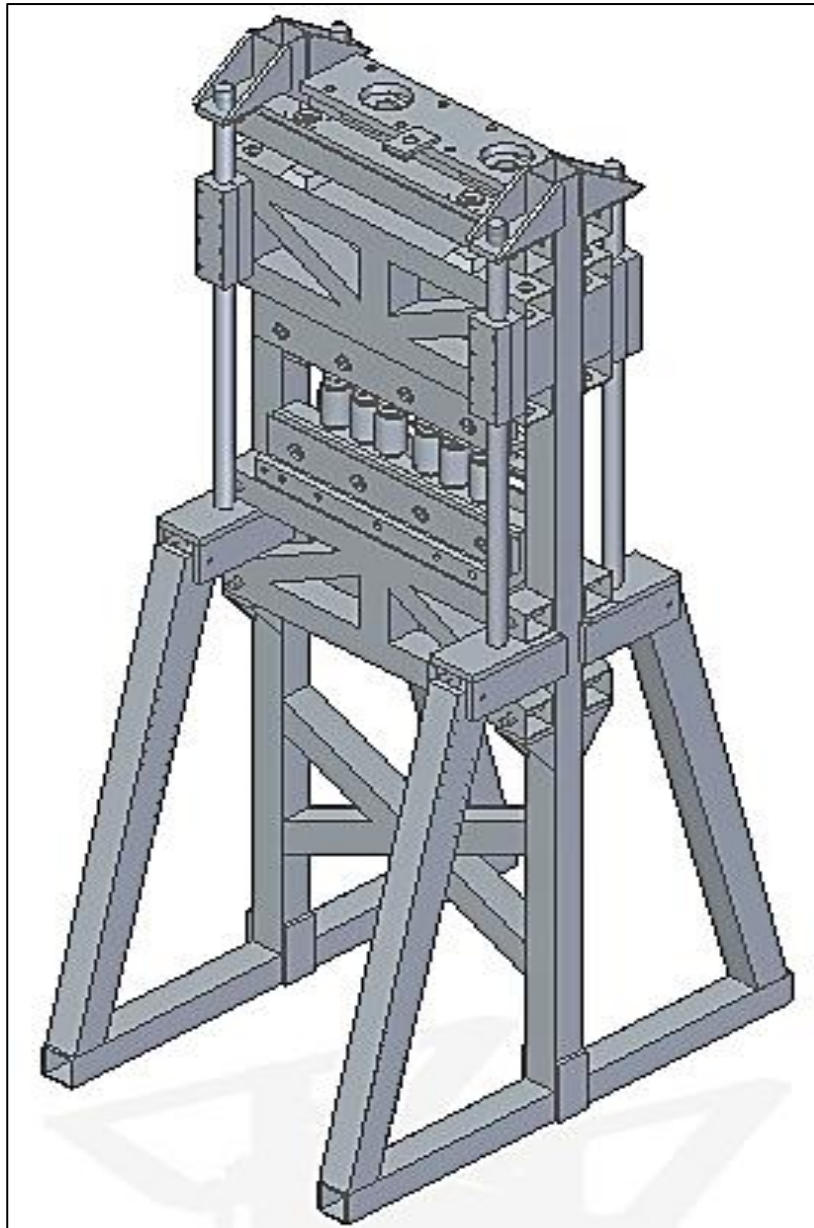
$$\begin{aligned}\phi M_n &= (0.9)(1032915.59 \text{ Ncm}) \\ \phi M_n &= 929624.03 \text{ Ncm}\end{aligned}$$

La resistencia nominal a flexión LRFD es mayor a el momento máximo en la viga por ello es satisfactoria.

6. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA MÁQUINA MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

Para realizar el análisis estructural primero se diseñó y se le otorgaron medidas a la máquina. Posteriormente se hizo el esquema de la misma en el software de solid edge. La figura 30 muestra la estructura de la máquina.

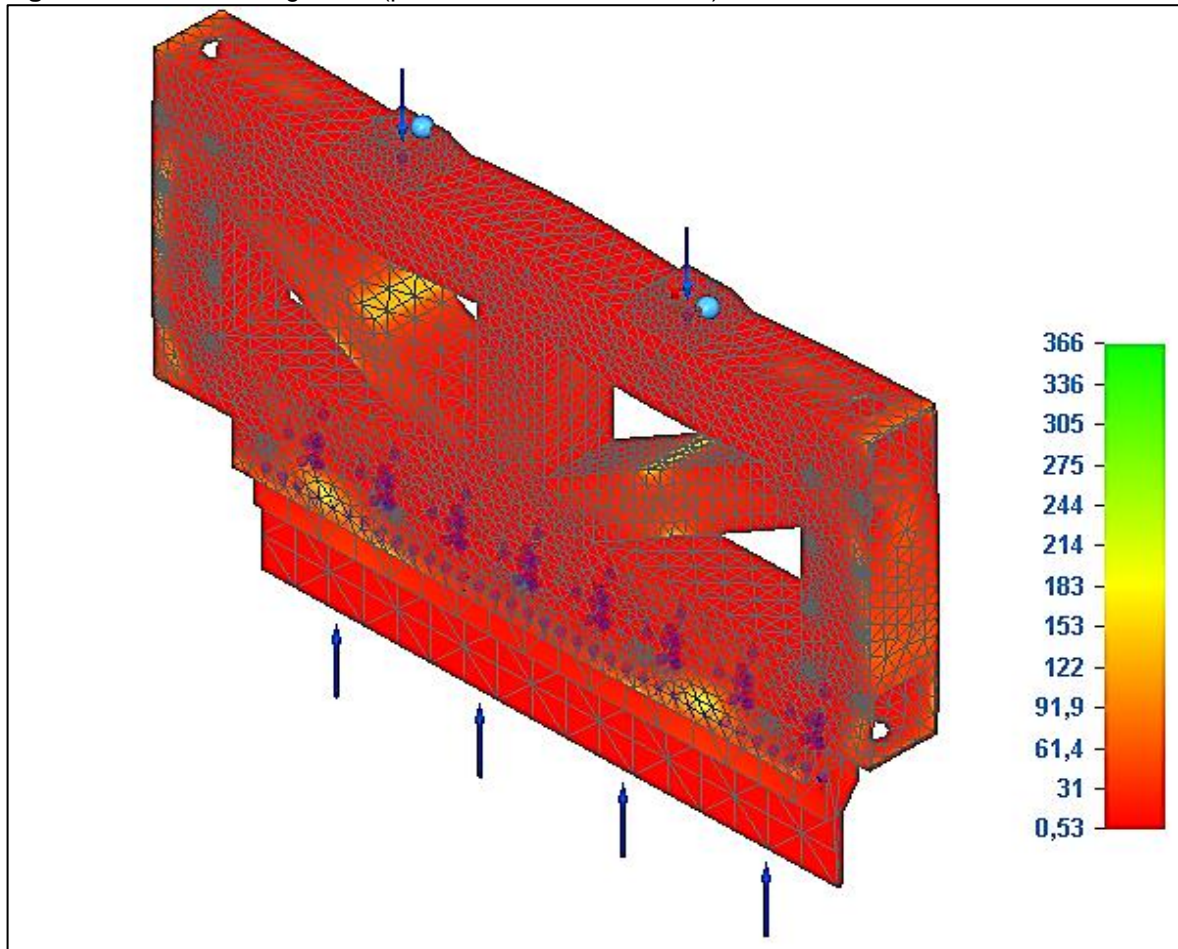
Figura 31. Estructura de la cizalla dobladora de láminas metálicas



Fuente: elaboración propia

6.1 FACTOR DE SEGURIDAD (PUNZÓN DE DOBLEZ - CORTINA)

Figura 32. Factor de seguridad (punzón de doblez – cortina)



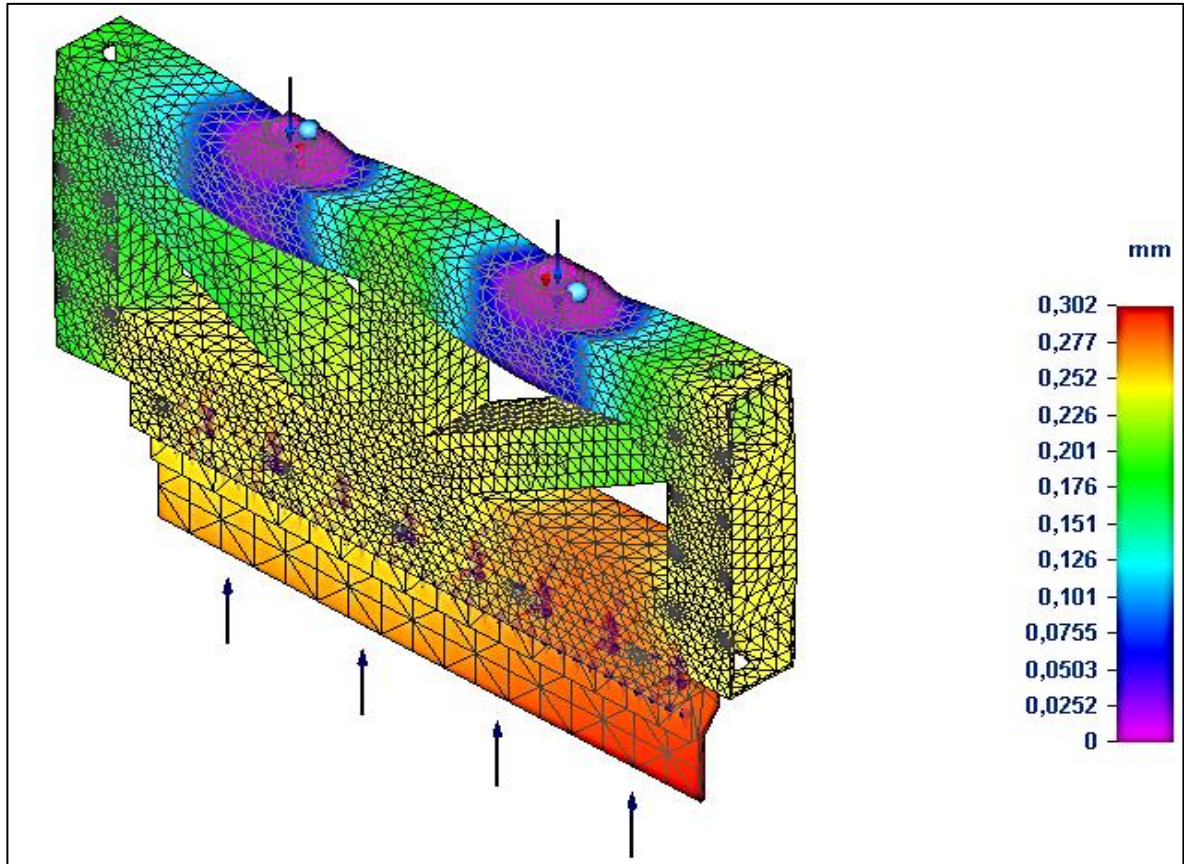
Fuente: elaboración propia

Tomando la cortina de doblez como figura crítica se observa que el factor de seguridad de esta parte de la estructura de la máquina tiene en algunas partes puntos muy críticos con un factor de seguridad considerablemente elevado y en otras todo lo contrario, lo que quiere decir que en términos de elementos finitos el factor está bastante variable y esto puede llegar a involucrar una reestructuración de la máquina.

Se observa que hay una gran diferencia entre 0,53 que es el mínimo y 366 que es el máximo tope que llega a alcanzar y que esta pieza se mantiene en un rango de factores de seguridad bajos exceptuando algunos puntos. En conclusión, habrá que reevaluar si mantener esa cantidad de material y hacer pruebas a la máquina antes de su funcionamiento.

6.2 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL (PUNZÓN DE DOBLEZ - CORTINA)

Figura 33. Desplazamiento nodal, traslación total (punzón de doblez - cortina)



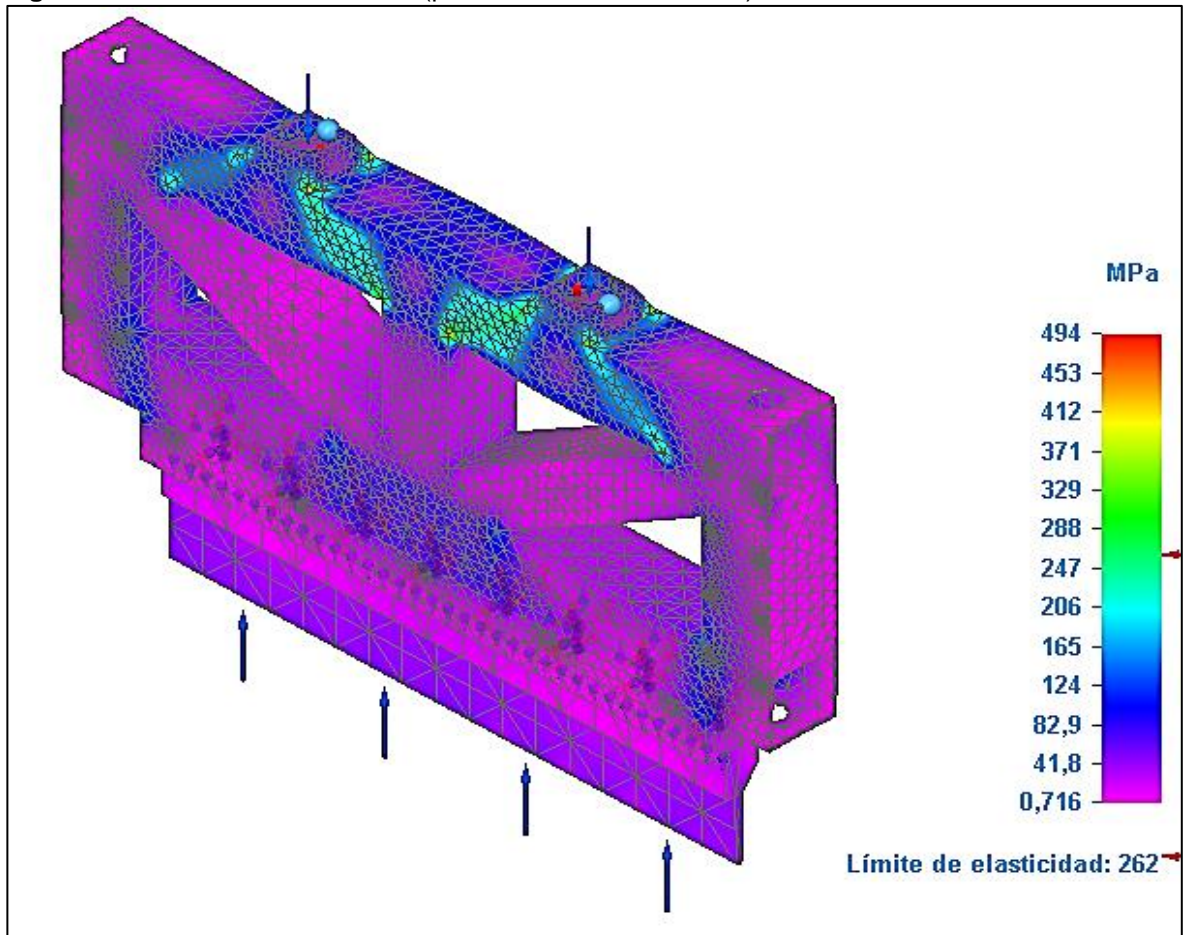
Fuente: elaboración propia

Se observa en la imagen anterior que el mayor desplazamiento se encuentra en el punzón, pero este desplazamiento no llega ni siquiera al medio milímetro en relación con la fuerza de 13 toneladas que está soportando la estructura. Los desplazamientos medios y bajos se encuentran concentrados en la parte donde la estructura está fija y el actuador ejerce la fuerza.

En conclusión, el desplazamiento llega a ser muy bajo y no afecta como tal la funcionalidad de la máquina ni al material ni al estudiante y docente que la manipule.

6.3 TENSIÓN DE VON MISES (PUNZÓN DE DOBLEZ - CORTINA)

Figura 34. Tensión de Von Mises (punzón de doblez - cortina)

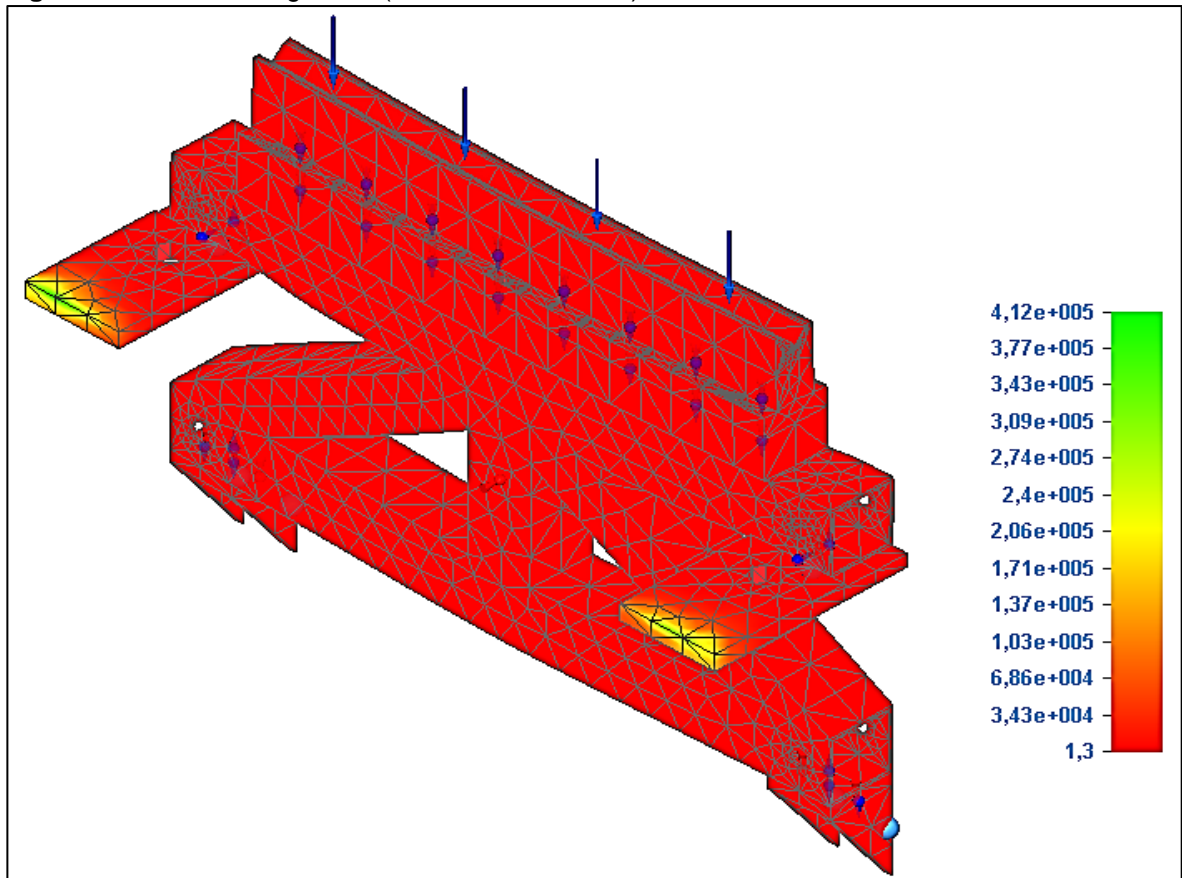


Fuente: elaboración propia

De la imagen anterior, se concluye que las tensiones en el material se concentran mucho más en donde se encuentran los actuadores hidráulicos, ejerciendo la fuerza y se extienden hacia la parte más débil de la viga; de forma diagonal descendente, de aquí se deduce que podría causar desgastes en el material con el tiempo de uso y en los mantenimientos, habrá que hacer énfasis en estos puntos por medio de tintas penetrantes u algún otro método de ensayo no destructivo; ya que una falla de esta magnitud puede llegar a ocasionar cualquier tipo de afectaciones e integridad a los estudiantes.

6.4 FACTOR DE SEGURIDAD (ARMADURA DE DOBLEZ)

Figura 35. Factor de seguridad (Armadura de doblez)



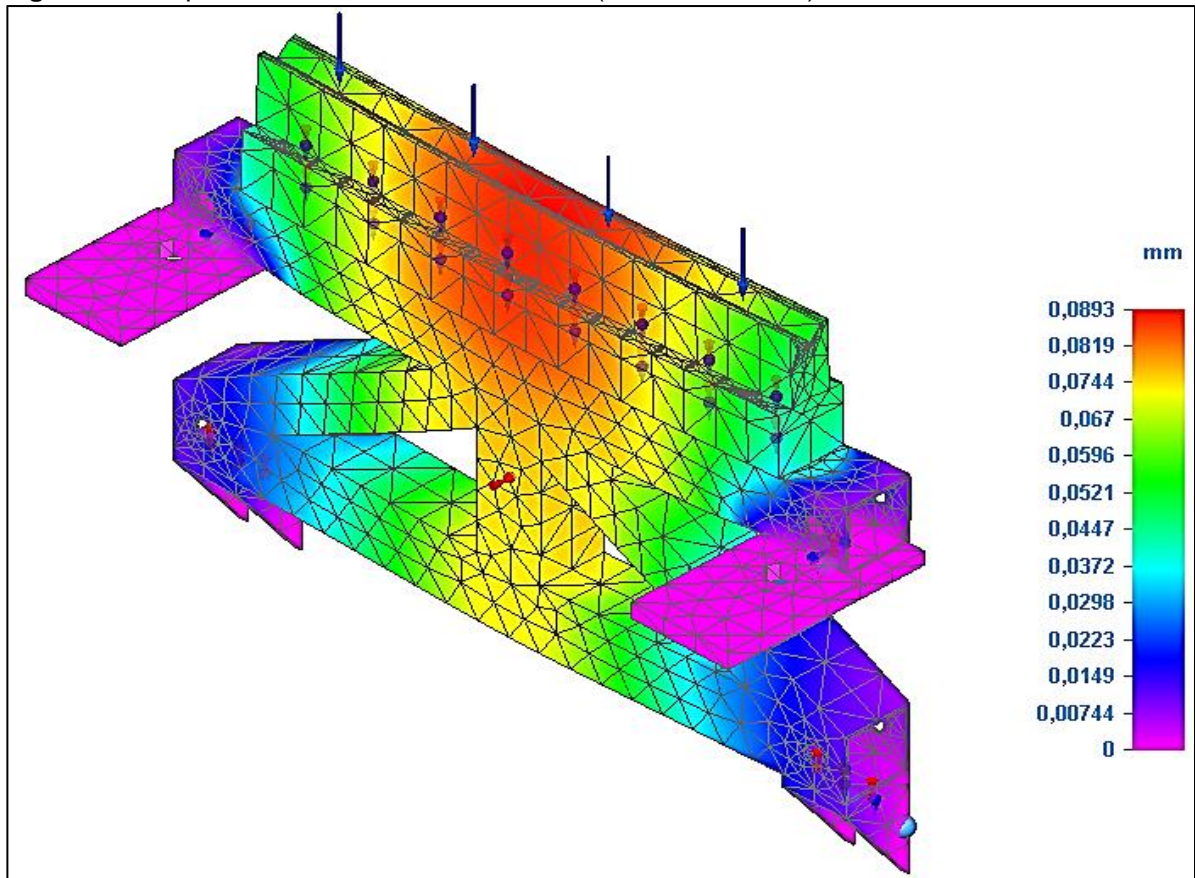
Fuente: elaboración propia

De la anterior imagen que comprende la armadura y dado de doblez como otro punto estructural crítico de la máquina se concluye que el factor de seguridad se encuentra dentro de rangos comunes y elevados, esto debido a que la máquina se encuentra altamente restringida en sus grados de libertad y las piezas usadas son macizas, además de la distribución de las vigas en la armadura, las cuales fueron pensadas para que soporte grandes cargas de más de 10 toneladas ya que la mayor carga de la máquina recae en esta pieza.

En conclusión, las piezas fueron bien elegidas y la armadura muy bien diseñada ya que la armadura muestra un factor de seguridad elevado por lo que no causa problemas a futuro y el mantenimiento de este puede ser más prolongado, haciendo énfasis en toda la superficie de la máquina la cual se encuentra en el lado bajo del indicador.

6.5 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL (ARMADURA DOBLEZ)

Figura 36. Desplazamiento nodal, traslación total (Armadura doblez)

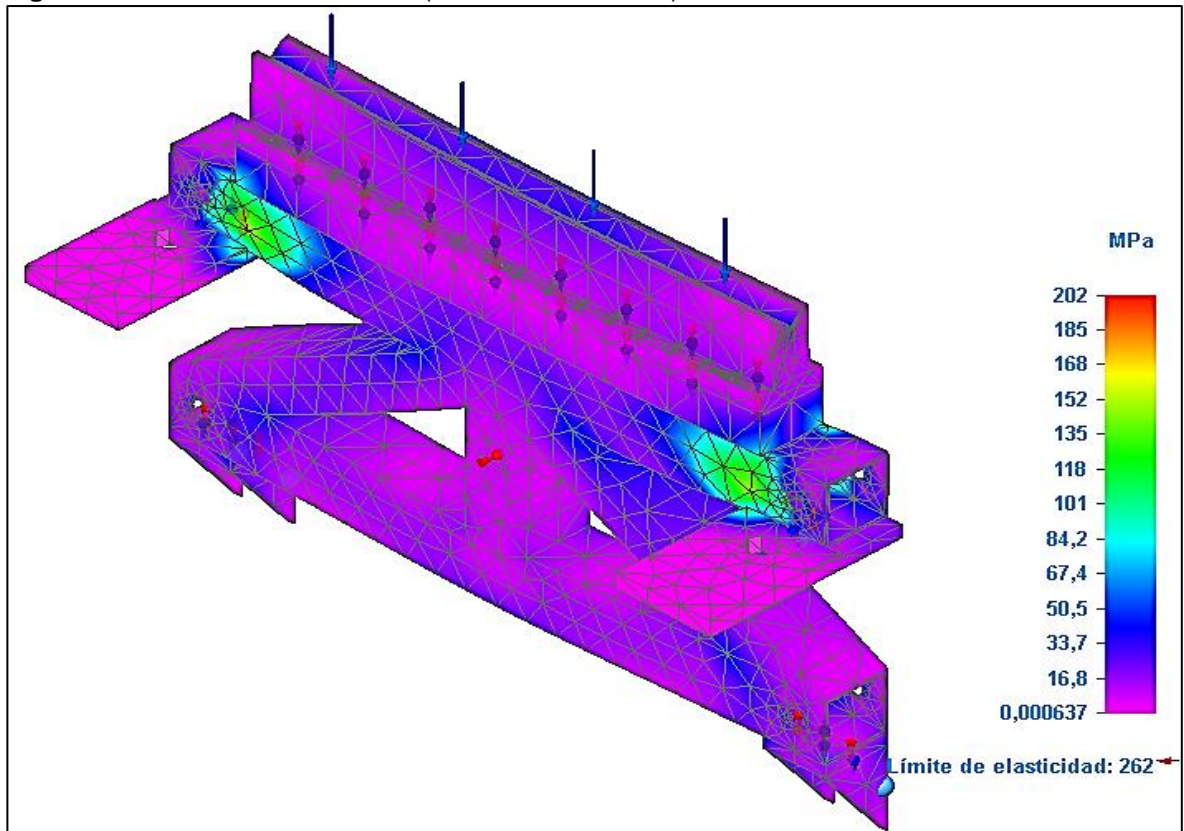


Fuente: elaboración propia

De la anterior imagen se concluye que el punto donde hay más desplazamiento es a la mitad de la viga, esto debido a que allí se concentra la mayor magnitud de fuerza de toda la máquina en general, soportando una carga de aproximadamente 13 toneladas y media. Como se observa el desplazamiento que llega a haber es despreciable llegando ni siquiera a ser 0,1 mm frente a la gran magnitud de fuerza concentrada en la zona.

6.6 TENSIÓN DE VON MISSES (ARMADURA DE DOBLEZ)

Figura 37. Tensión de Von Mises (Armadura de doblez)



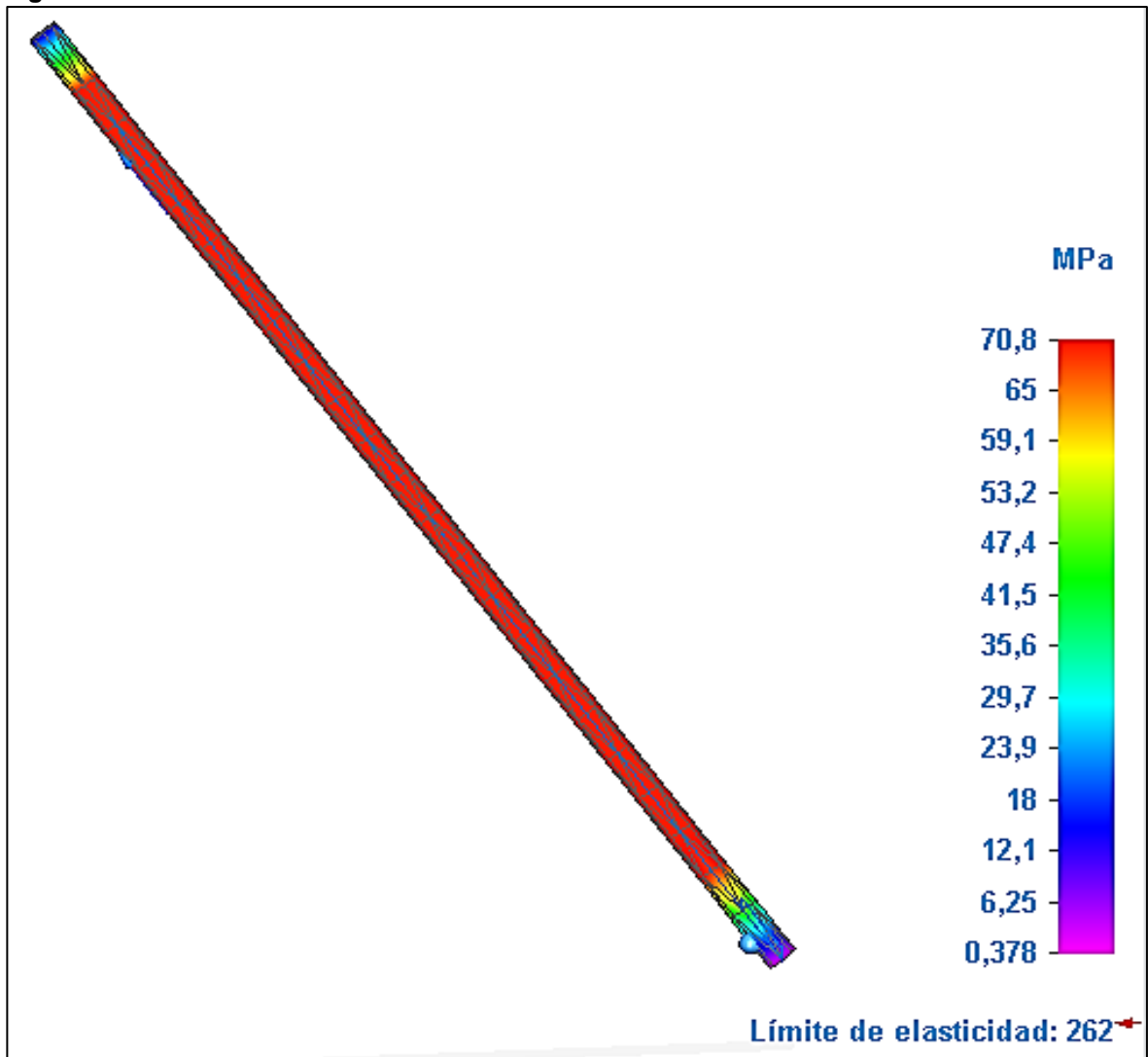
Fuente: elaboración propia

En dicha imagen, podemos observar que los esfuerzos estructurales más elevados se encuentran dónde está el borde del dado de doblez, ya que allí recae el mayor apoyo de la fuerza y llega a debilitar la estructura hueca de la armadura.

De allí que es importante estar haciendo revisiones periódicas de la zona en verde claro ya que con el uso se puede estar agrietando el material.

6.7 TENSIÓN DE VON MISSES VARILLA GUIA A TENSIÓN

Figura 38. Tensión de Von Misses Varilla Guía a tensión

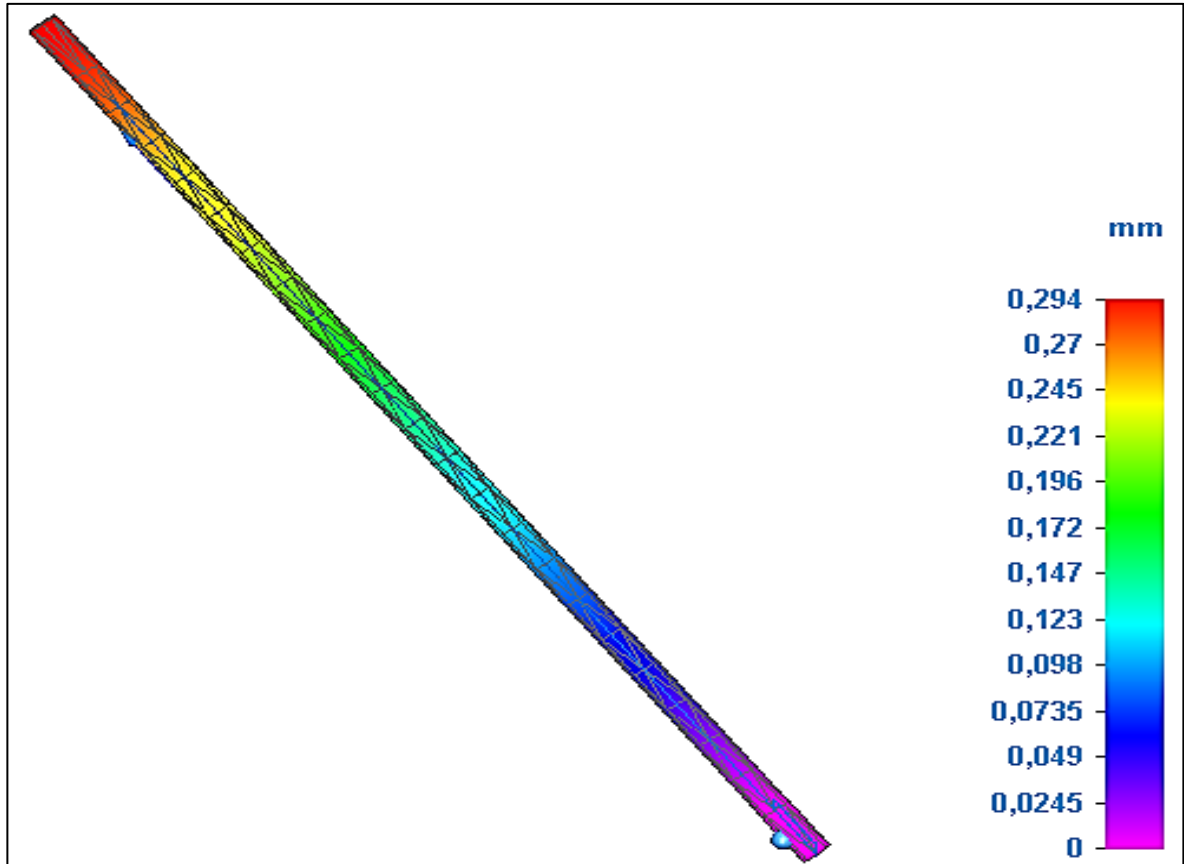


Fuente: elaboración propia

En la varilla guía se presenta la mayor tracción de los elementos móviles, pero esta como se observa no llega a los 80 MPa, lo cual es menos susceptible a fallas ya que toda la pieza es maciza llegando a la conclusión de que son menos críticos los esfuerzos que en la armadura o cortina y por lo tanto una pieza que se va a desgastar menos con el uso a pesar de ser la que soporta gran parte de la tracción de la máquina.

6.8 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL VARILLA GUIA A TENSIÓN

Figura 39. Desplazamiento nodal, traslación total Varilla Guía a tensión

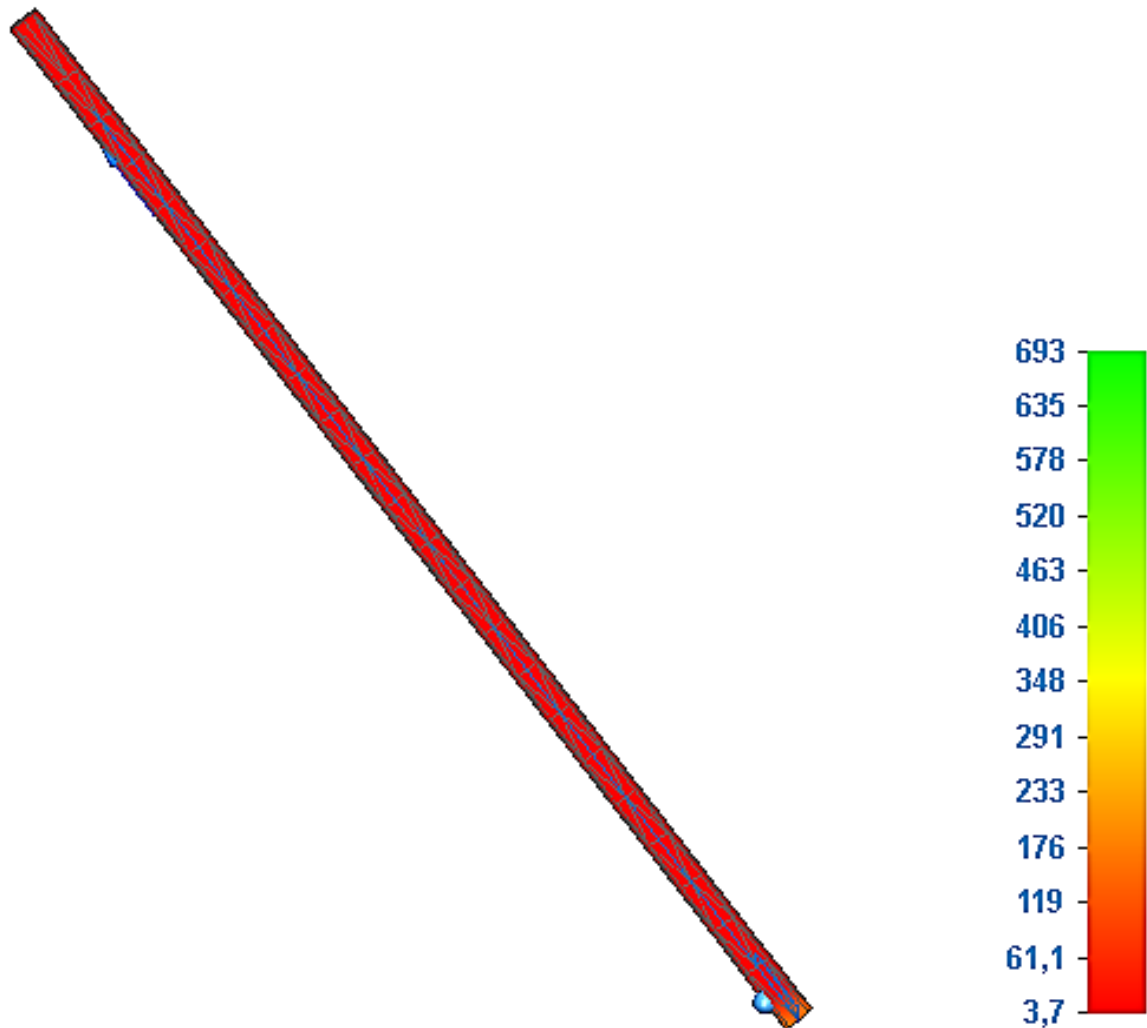


Fuente: elaboración propia

El desplazamiento en la varilla guía suele ser más elevado ya que comprende una mayor longitud y está sometida a diversos torques que no son muy elevados pero que como se observa en la imagen anterior alcanzan a comprometer casi medio milímetro de desplazamiento en la varilla, en especial en uno de los extremos ya que allí hay fuerzas elevadas al estar la máquina cortando o doblando el material, generando en esos momentos cargas de toneladas, recordando que la máquina es diseñada y simulada bajo los estándares más críticos con los que se puede llegar a encontrar en su vida útil.

6.9 FACTOR DE SEGURIDAD VARILLA GUIA A TENSION

Figura 40. Factor de seguridad Varilla Guía a tensión

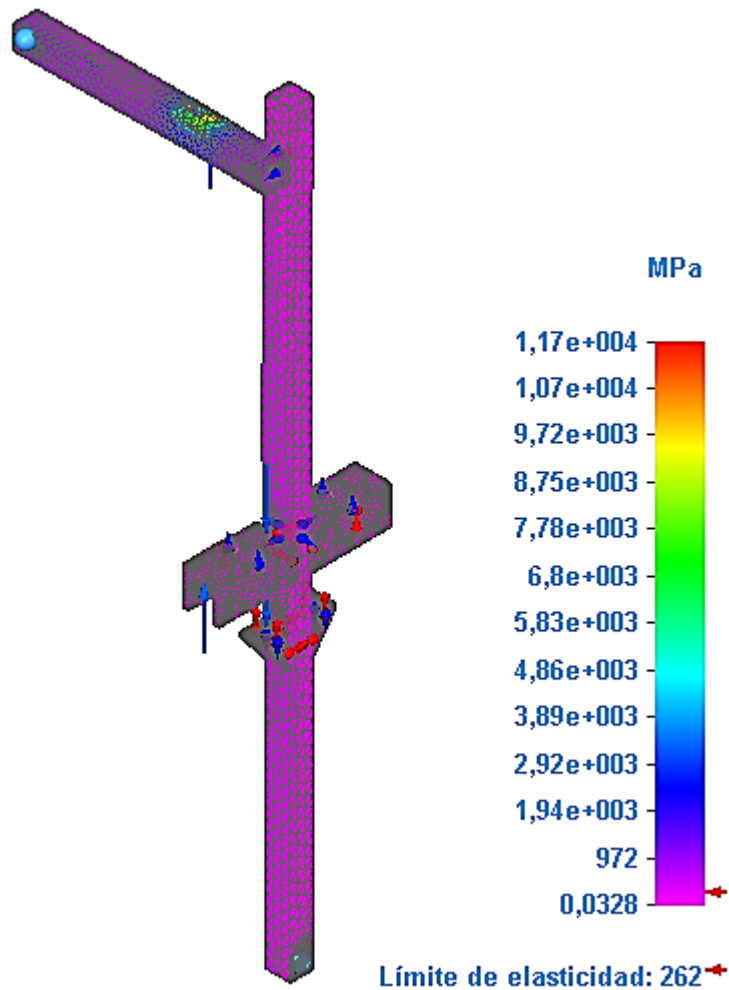


Fuente: elaboración propia

La varilla guía comprende un factor de seguridad que está dentro del rango seguro, por arriba de 3,7 se considera que la pieza o máquina puede llegar a estar incluso a sobredimensiones, razón que es válida en una máquina donde las piezas metálicas no son las que incurren mucho en costos y la seguridad ante los que la operan debe ser alta debido a que se está manipulando un tema serio con la hidráulica y de alto tonelaje que puede causar cualquier accidente grave. Estos resultados también debido a que la varilla guía es una pieza maciza.

6.10 TENSIÓN DE VON MISES COLUMNA PRINCIPAL

Figura 41. Tensión de Von Misses Columna principal

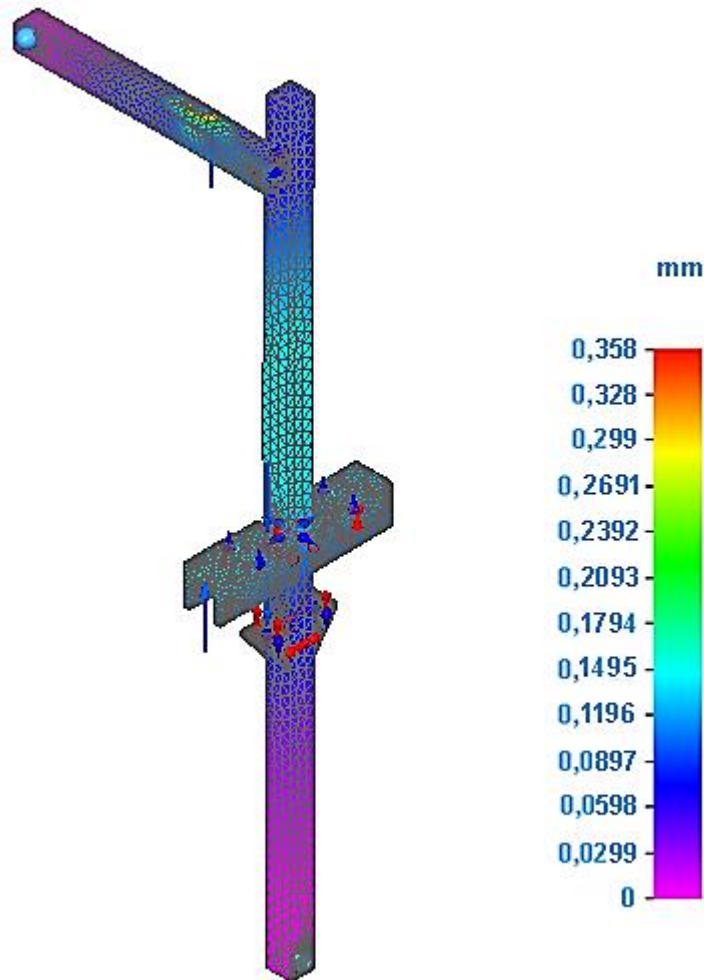


Fuente: elaboración propia

Según lo anterior gran parte de la varilla está sometida a esfuerzos bajos que no perjudican a la estructura a pesar de estar sometida a una carga de aproximadamente 5 toneladas en su trabajo crítico, esto debido a que la columna al igual que la gran mayoría de piezas de la máquina se diseñaron con acero estructural ASTM A500. En la imagen anterior se puede observar una tensión uniforme a lo largo de toda la columna ya que en ella hay poco o casi nada de torque como para que los esfuerzos sean más evidentes en unas zonas que en otras.

6.11 DESPLAZAMIENTO NODAL, TRASLACIÓN TOTAL COLUMNA PRINCIPAL

Figura 42. Desplazamiento nodal, traslación total Columna Principal



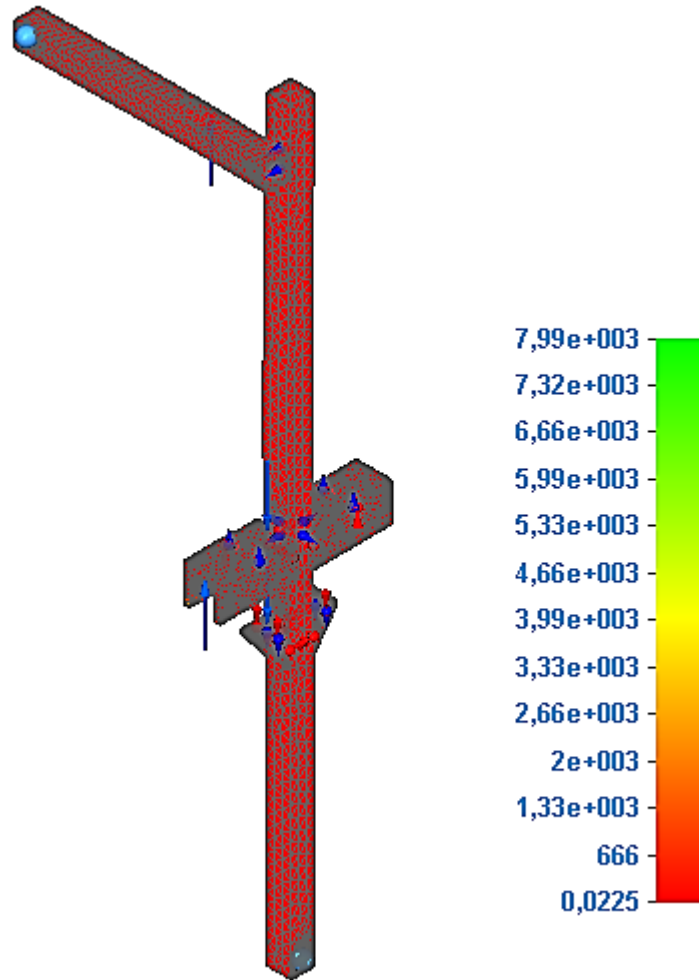
Fuente: elaboración propia

Es evidente que la estructura tiene un desplazamiento mayor a medida que se extiende de la base hacia la parte superior de la máquina, esto se debe en gran parte a que allí no tiene de donde apoyarse por lo tanto los esfuerzos que hay en ella tienen más posibilidad de causar un desplazamiento nodal en estas zonas.

Lo que se aprecia gráficamente en las zonas moradas es que podría llegar a desplazarse bastantes milímetros de no estar la fijación, así que se concluye que el diseño y la selección de los materiales es viable y no afecta el funcionamiento de la máquina.

6.12 FACTOR DE SEGURIDAD COLUMNA PRINCIPAL

Figura 43. Factor de seguridad Columna principal



Fuente: elaboración propia

Como se aprecia en la imagen anterior, el factor de seguridad de la columna tiene un gran margen de oscilación, observamos una columna uniforme, la cual tiene un rango de oscilación que varía constantemente, por ello observamos que deben estar delimitadas algunas zonas que requieren un factor de seguridad inferior. En caso tal habría que hacer un ensayo destructivo con el mismo acero AISI 4140 al momento que se tome la decisión de fabricarla y comprobar si está soportaría tales esfuerzos o de lo contrario; ubicar un acero más duro que en el de diseño.

7. DISEÑO FUNCIONAL

La función principal de la máquina es arrojar valores de presión en su sistema para doblar y cortar diferentes tipos de metales de tal forma que los estudiantes observen y comparen las características de dureza y límites de fluencia de las láminas que usan de ensayo en la máquina.

7.1. DISEÑO DE LAS GUÍAS DE LA PRÁCTICA EN EL LABORATORIO

7.1.1 Practica No. 1

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
		FO-10-PR-EF-020
	FACULTAD DE INGENIERÍAS	Versión 0
	GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO	Octubre 2018
PROGRAMA: INGENIERÍA MECÁNICA		DEPARTAMENTO: INGENIERÍA APLICADA
NOMBRE ASIGNATURA: PROCESOS I		CÓDIGO: 3455
PRÁCTICA No. 1		NOMBRE DE LA PRÁCTICA: MEDICIÓN DE PRESIÓN Y CÁLCULO DE FUERZA NECESARIA PARA DOBLAR LÁMINAS METÁLICAS

DOBLADORA

INTRODUCCIÓN

Constituye una dobladora una máquina que bajo la acción de un elemento móvil tiene la capacidad de deformar un material.

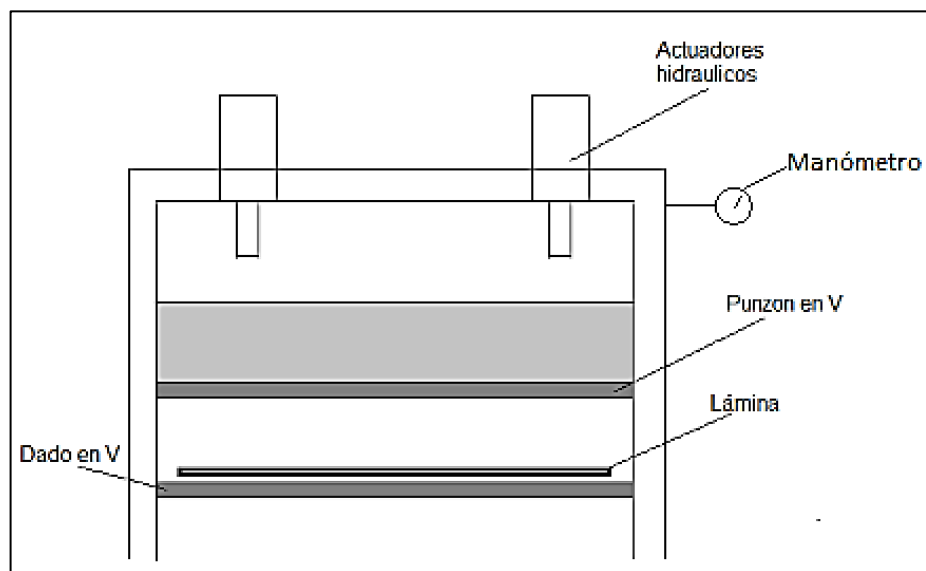
Para este caso se utiliza una máquina dobladora que se compone principalmente de un par de actuadores hidráulicos en la parte superior los cuales mediante accionamiento electrohidráulico descienden verticalmente un punzón que somete la lámina contra un dado en forma de V.

Durante el doblado un manómetro registra la presión en el sistema hidráulico de la máquina.

MATERIALES

Lámina metálica de acero estructural astm a500
Calibrador
Escuadra o regla
Guantes de cuero

MARCO CONCEPTUAL



Fuente: elaboración propia

En la imagen anterior se muestra la dobladora de láminas metálicas. En ella se observan los actuadores hidráulicos, los cuales ejercen un movimiento descendente al punzón hasta que este se posiciona sobre la lámina a doblar.

Posteriormente se presiona el botón de doblado y los actuadores ejercen una fuerza sobre la lámina hasta doblarla en su totalidad.

En el momento en el que los actuadores ejercen la fuerza de doblado el manómetro registra una presión (P) que los estudiantes deberán usar para calcular la fuerza de doblado (F) que se requiere para doblar diferentes láminas y con esta fuerza hallar el esfuerzo de fluencia del material y finalmente compararlo con datos teóricos.

Tener en cuenta que los actuadores de doblado tienen un émbolo de 80 mm de cabeza y la fórmula básica que relaciona presión es:

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

Para hallar la fuerza de doblado de la lámina tener presente la siguiente fórmula :

$$F = \frac{KYLT^2}{W}$$

Donde:

F = Fuerza máxima de doblado

K = Factor de matrices (Tomar 1.3 para matrices en V)

Y = Esfuerzo de fluencia del material

L = Longitud de doblado (Longitud a lo largo del doblado de la lámina)

T = Espesor de la lámina a doblar

W = Abertura de la matriz

PROCEDIMIENTO

Medición de la lámina

Tome el calibrador y mida el espesor de la lámina y con una regla o con el mismo calibrador el largo transversal en el cual realizará el doblado de la lámina.

Posicionamiento de la lámina

Para iniciar el grupo de estudiantes debe guardar una distancia de mínimo un metro mientras la máquina esté energizada y todos deben portar sus elementos de seguridad.

Doblado de la lámina

Con supervisión del docente, el estudiante debe energizar la máquina presionando el switch de encendido y luego posicionar la lámina sobre el dado con los guantes puestos. Una vez posicionada la lámina posicionar el selector en función de doblado. El punzón bajará y se posiciona justo encima de la lámina.

Posteriormente oprimir el botón de doblar y la máquina proseguirá a doblarla. Mientras la máquina está doblando la lámina observar con detenimiento el manómetro el cual indicará la presión necesaria para el doblado en el sistema.

Uso de los datos

Teniendo las medidas de la lámina y la presión necesaria para doblarla proceder a calcular la fuerza a partir de la presión dada por el manómetro y posteriormente de esta forma despejar el esfuerzo de fluencia del metal doblado.

La fuerza que se debe hallar para reemplazar en la fórmula anterior es la de Fuerza de avance en el actuador hidráulico.

$$F_{\text{avance}} = \text{Área actuador} \cdot \text{Presión del manómetro} \cdot \text{Eficiencia}$$

Tener en cuenta la eficiencia como 0,95 y el diámetro del actuador como 80 mm para el doblado.

7.1.2 Practica No.2

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	FACULTAD DE INGENIERÍAS	FO-10-PR-EF-020
	GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO	Versión 0
PROGRAMA: INGENIERÍA MECÁNICA		DEPARTAMENTO: INGENIERÍA APLICADA
NOMBRE ASIGNATURA: PROCESOS I		CÓDIGO: 3455
PRÁCTICA No. 2		NOMBRE DE LA PRÁCTICA: MEDICIÓN DE PRESIÓN Y CÁLCULO DE FUERZA NECESARIA PARA CORTAR LÁMINAS METÁLICAS

INTRODUCCIÓN

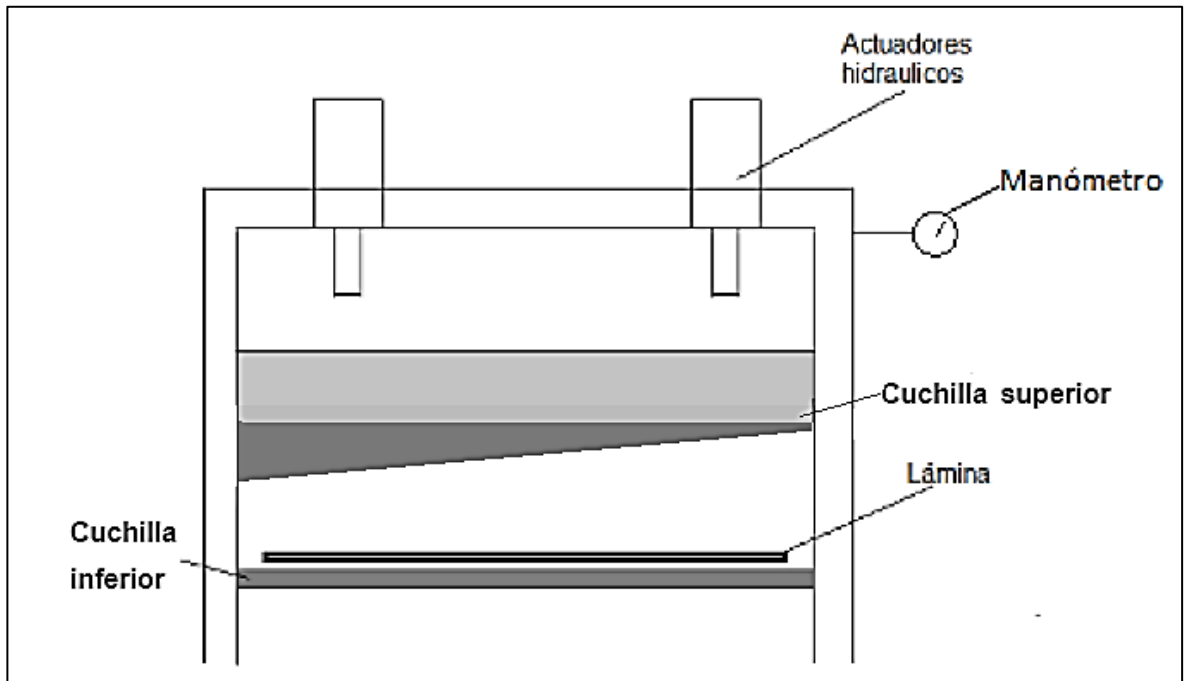
Constituye una cizalla dos cuchillas que en posición paralela y bajo la acción de una fuerza se movilizan y causan la cizalladura de una lámina.

Para esta práctica se utiliza una cizalla hidráulica industrial que se compone de un par de actuadores en la parte superior que descienden mediante accionamiento electrohidráulico una cuchilla superior que somete la lámina a una tensión transversal puntual que llega a ser tan alta que la desprende dos partes.

MATERIALES

Lámina metálica de acero estructural astm a500
Calibrador de galgas
Escuadra o regla
Guantes de cuero

MARCO CONCEPTUAL



Fuente: elaboración propia

En la imagen anterior se observa la guillotina hidráulica para láminas metálicas.

En ella se observan los actuadores hidráulicos, los cuales ejercen un movimiento descendente a la cuchilla hasta que este se posiciona sobre la lámina a doblar. Posteriormente se presiona el botón de corte y los actuadores ejercen una fuerza puntual sobre la lámina hasta vencer la resistencia al corte del material.

En el momento en el que los actuadores ejercen la fuerza de corte el manómetro registra una presión (P) que los estudiantes deberán usar para calcular la fuerza de corte (F_c) que se requiere para cortar diferentes láminas y con esta fuerza hallar la resistencia al corte del material y finalmente compararlo con datos teóricos. Tener en cuenta que los actuadores de corte tienen un émbolo de 32 mm y la fórmula básica que relaciona presión es:

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

Para hallar la fuerza de corte de la lámina tener presente la siguiente fórmula:

$$F_c = k * h * s' * S$$

$$s' = \frac{h}{\tan\theta}$$

Donde

F_c = Fuerza de corte

k = Coeficiente de penetración 0,03 y 0,5 (mayor posible)

h = Espesor de la lámina

s'

= Relación entre el espesor de la lámina y la tangente del ángulo de la cuchilla

S = Resistencia al cizallamiento

Advertencias: Antes de proceder a realizar alguna maniobra en la máquina el estudiante debe tener los guantes puestos y todos deben estar a mínimo un metro de distancia de la máquina, el único que puede estar cerca de ella es el profesor acompañando al estudiante que le ayude en la operación.

Toda persona que opere la máquina debe estar capacitada y conocer de su funcionamiento al 100%, de lo contrario no debe operar ni por sí solo ni acompañado bajo ninguna circunstancia.

Durante el tiempo que esté energizada la máquina se debe tener mucha precaución ya que la máquina hace un corte en aproximadamente 3,84 segundos.

PROCEDIMIENTO

Medición de la lámina

Se debe elegir una de las láminas que el laboratorio disponga para el laboratorio o de lo contrario si la universidad no tiene disponibles deben ser traídas por los mismos estudiantes, cuidando de todo filo o rebaba que pueda afectar contra la integridad del estudiante.

Para medir la lámina se utiliza un calibrador pie de rey, la lámina debe contener entre 1 mm como mínimo y 3,78 mm de espesor máximo.

Alistamiento del equipo

Una vez seleccionada la lámina se debe tener en cuenta las condiciones del claro variable, ya que el espaciamiento del claro no puede ser mayor a la mitad del grosor de la lámina.

Una vez posicionado el claro la operación comienza seleccionando una persona para sostener la lámina y otra para manejar el sistema de mando (Profesor, estudiante) por seguridad de los usuarios. Las dos personas deben estar muy pendientes y seleccionar en el selector la opción de corte.

Uso de datos

Posteriormente la cizalla desciende y el manómetro arroja la presión necesaria en el sistema para cortar la lámina.

La fuerza que se debe hallar para reemplazar en la fórmula anterior es la de

Fuerza de avance en el actuador.

$$F_{\text{avance}} = \text{Área actuador} * \text{Presión del manómetro} * \text{Eficiencia}$$

Tener en cuenta la eficiencia como 0,95 y el diámetro del actuador como 32mm para el corte.

8. MANUALES DE LA MAQUINA

8.1 MANUAL DE OPERACION

Para el uso adecuado de la máquina se deben seguir las siguientes indicaciones durante todo el proceso de manipulación de la máquina:

1. Antes de iniciar cualquier proceso se debe realizar una inspección visual del estado general de la máquina.
2. La máquina solamente la debe manipular una persona a la vez.
3. Todos los que estén en el laboratorio deben usar los elementos de protección personal como gafas de seguridad, guantes de carnaza y botas con punta de acero durante todo el proceso.



Fuente: ALPHA ASESORIAS Y CONSULTORIA EPP {en línea} disponible en:
<https://www.alpha-sgst.com.co/elementos-proteccion-personal-epp/>

4. Las personas que no estén manipulando la máquina deben permanecer mínimo a un metro de distancia de esta.
5. Nunca se deben introducir las manos en las partes móviles ni en la trayectoria de las cuchillas o del punzón. Únicamente se deben manipular los elementos móviles cuando se hace mantenimiento.

Para comenzar a trabajar la máquina se debe verificar que esté conectada.

El circuito inicia con un interruptor obturador como parada de emergencia de la máquina ubicado en el sistema de mando en la parte lateral de la máquina en ese momento la bomba hidráulica comenzará a funcionar.

Para que el sistema de mando adquiera energía se comienza seleccionando la posición de un selector de 3 posiciones, las opciones que presenta este último son doblez, corte e inactivo.

En la opción inactivo el sistema de mando se encuentra sin energía por lo tanto los interruptores no activan las válvulas direccionales y no es posible ningún movimiento de los cilindros hidráulicos.

Al seleccionar la opción doblez se hará posible usar los interruptores pertenecientes a doblez y se podrá observar como los herramientales de corte y sujeción se elevan automáticamente.

Al seleccionar la opción corte se hará posible usar los interruptores pertenecientes a corte y se podrá observar como los herramientales de corte y sujeción descienden a una posición intermedia.

Para realizar un doblez se debe posicionar de forma manual la lámina a doblar a continuación se mantiene presionado el botón marcado como “DOBLAR”, una vez terminado el doblez se debe mantener presionado el botón marcado como “SUBIR PUNZÓN” para liberar la lámina. Es importante estar atento en este paso ya que la lámina doblada puede tender a girar en diferentes direcciones.

Para realizar un corte se debe posicionar de forma manual la lámina a cortar luego se presiona el botón marcado como “SUJETAR” siempre y cuando la lámina tenga un largo suficiente para poder ser presionada por alguno de los resortes de sujeción. El siguiente paso es mantener presionado el botón marcado como “CORTAR” para que la cuchilla comience a descender, es posible que la lámina cortada caiga de la mesa de la máquina. una vez terminado el corte se debe mantener presionado el botón marcado como “SUBIR CUCHILLA” y luego se mantiene presionado el botón marcado como “SOLTAR” momento en el cual es posible retirar la lámina.

La velocidad a la que la máquina realiza la operación se puede regular girando la perilla de la válvula reguladora de flujo.

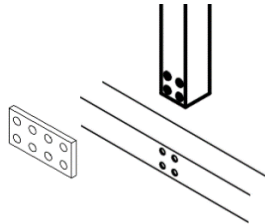
Para graduar la distancia del claro, siga estos pasos.

1. Ubique en el soporte de la cuchilla inferior los tres tornillos de graduación
2. Gire el tornillo central en sentido antihorario para aflojarlo.
3. Gire simultáneamente los tornillos de los extremos en sentido anti horario para aflojar el soporte de la cuchilla.
4. Adicione o reste galgas calibradas en el espacio entre el soporte de la cuchilla y el marco que lo soporta.
5. Gire simultáneamente los tornillos de los extremos en sentido horario para apretar el soporte de la cuchilla.

6. Gire el tornillo central en sentido horario para apretar el conjunto.
7. Mida la distancia entre cuchillas por medio de un calibrador pie de rey o con galgas de medición.

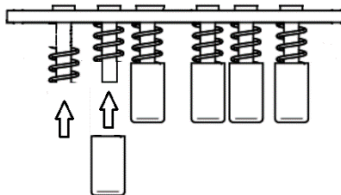
8.2 MANUAL DE ENSAMBLAJE

1. Para el ensamblaje de la máquina será necesaria una llave de copa de 41mm, una llave ajustable.
2. En el extremo de las columnas coloque los apoyos y luego con una llave de 17 mm o con una llave ajustable apriete los pernos de la base de las columnas y las ménsulas.



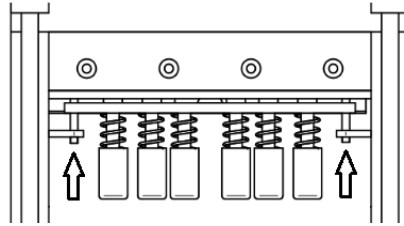
Fuente: elaboración propia

3. Coloque las columnas en posición vertical, posteriormente coloque el cabezal o vigas superiores con ayuda de 2 pasadores y fije las tuercas en los extremos de los pasadores con una llave de 27 mm o con una llave ajustable.
4. En las columnas coloque una de las dos armaduras de la mesa e introduzca los 4 pasadores, luego coloque la otra armadura de la mesa. Con una llave de 27mm o una llave ajustable apriete las 4 tuercas en los extremos de los pasadores.
5. Introduzca el tornillo de sujeción en el larguero de sujeción luego introduzca un resorte y asegure el conjunto con ayuda de una llave allen de 14mm.



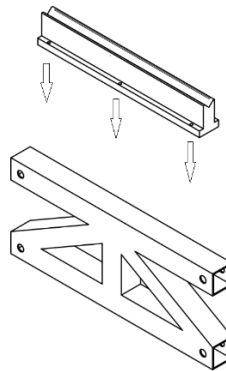
Fuente: elaboración propia

6. Coloque el larguero de sujeción entre las columnas y luego introduzca la barra guía termine este paso apretando la tuerca en el extremo de la barra guía.



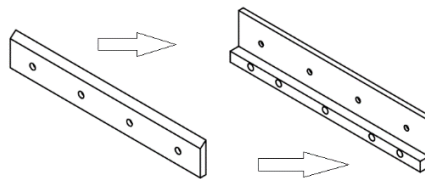
Fuente: elaboración propia

7. Posicione el cilindro de sujeción entre el cabezal de corte y el de doblez y apriete sus tornillos.
8. Posicione y asegure el dado de doblez con ayuda de una llave allen de 5mm.



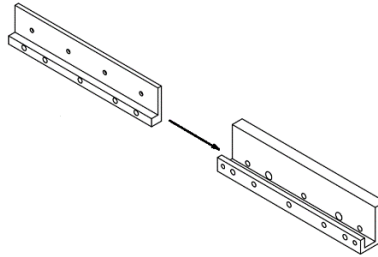
Fuente: elaboración propia

9. Coloque la cuchilla en el soporte de la cuchilla, con una llave allen de 10mm apriete todos los tornillos para unir estas partes.



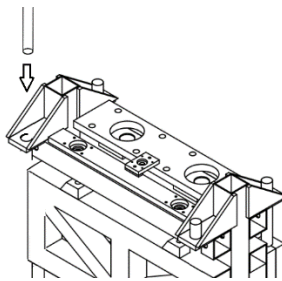
Fuente: elaboración propia

10. Coloque el soporte de la cuchilla en la mesa de corte e inserte los tornillos de graduación y los pasadores guía.



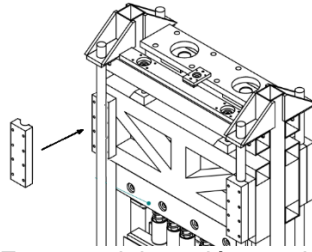
Fuente: elaboración propia

11. Con una llave de 10mm asegure los pasadores de los tornillos de graduación.
12. Con una llave ajustable asegure los pasadores guía.
13. Sobre las armaduras de la mesa coloque las cortinas de doblez y corte, preferiblemente con ayuda de una cuerda amarrarlas a la columna para evitar que caigan.
14. En las 4 barras de tensión coloque una tuerca en un extremo.
15. Introduzca las barras en los agujeros de las ménsulas superiores.



Fuente: elaboración propia

16. Coloque la tuerca en el otro extremo de las 4 barras de tensión y con la llave de copa de 41 mm apriete todas las tuercas en las barras.
17. Coloque el elemento que sujeta la cortina a la barra guía y con una llave allen de 5mm asegure los 8 tornillos en cada elemento.



Fuente: elaboración propia

18. Introduzca el vástago del respectivo cilindro en el agujero del cabezal y con una llave ajustable asegúrelo en la rosca de la cortina.
19. Con una llave allen de 5mm y de 14mm apriete los tornillos que sujetan los cilindros de corte y dobléz al cabezal o viga superior.
20. Coloque la cuchilla superior en la cortina, con una llave allen de 10mm apriete todos los tornillos para unir estas partes.
21. Coloque el elemento de sujeción del punzón de dobléz en la cortina de dobléz y con una llave M7 asegúrelo parcialmente, luego por un lateral introduzca el punzón y termine de apretar los tornillos.

9. EVALUACIÓN FINANCIERA

En este capítulo se evaluará la viabilidad del proyecto teniendo en cuenta los costos de fabricación y mano de obra comparándolo con adquirir una máquina existente en el mercado.

A continuación, se presenta inicialmente una tabla que contiene los costos para la fabricación de la máquina del proyecto a la fecha. Se debe tener en cuenta que estos costos financieramente tienen una variabilidad en el tiempo y pasados los años no serán los mismos.

Tabla 26. Costos fabricación de la máquina

Elemento	Precio por unidad	Cantidad	Total
Cilindro hidráulico de D80 mmx200 mm	2	\$951.228,00	\$1.902.456,00
Cilindro hidráulico de D32 mmx200 mm	2	\$390.888,00	\$781.776,00
Bomba de engranajes	1	\$568.242,00	\$568.242,00
Válvula de control de flujo	3	\$48.294,00	\$144.882,00
Electroválvula	3	\$366.894,00	\$1.100.682,00
Válvula divisora de flujo	2	\$39.145,00	\$78.290,00
Manguera por metro	6	\$12.800,00	\$76.800,00
Válvula limitadora de presión	1	\$54.476,00	\$54.476,00
Mano de obra y material	1	\$5.000.000,00	\$5.000.000,00
Tornillos M6X60	16	\$1.200,00	\$19.200,00
Tornillos M6X80	8	\$2.545,00	\$20.360,00
Tornillos M16X120	6	\$6.700,00	\$40.200,00
Tornillos M18x60	8	\$4.647,00	\$37.176,00
Anticorrosivo/ Gal	1	\$35.900,00	\$35.900,00
Tuerca M27	8	\$5.900,00	\$47.200,00
Manómetro Digital	2	\$597.700,00	\$1.195.400,00

Tabla 25. (Continuación)

Elemento	Precio por unidad	Cantidad	Total
Resortes	6	\$10.298,00	\$61.788,00
Aceite hidráulico/ Gal	11	\$107.725,00	\$1.184.975,00
Imprevistos 6%	1	\$0,06	\$740.988,18
Total materiales, mano de obra e imprevistos			\$13.090.791,18

Según lo consultado en diferentes talleres de mecánica industrial se tiene un tiempo aproximado de fabricación de 8 días hábiles siempre y cuando el trabajo sea realizado de dos a tres personas en turnos de 8 horas diarias

Tabla 27. Costos de ingeniería

Costos de ingeniería			
Costos de diseño H-H	1600	\$7.000,00	\$11.200.000,00
Total costos de ingeniería			\$11.200.000,00
Costo total del proyecto		\$24.290.791,18	

La construcción de esta máquina en el periodo actual es igual al costo total del proyecto, es decir \$24'290.791.

Cabe aclarar que este precio es válido mientras las cotizaciones se encuentren vigentes, ya que con la llegada de un nuevo año y los inconvenientes generados por la inflación todos los precios pueden llegar a cambiar.

Teniendo en cuenta que las cosas se deprecian en cierto periodo de tiempo, para la maquinaria el periodo de depreciación se considera a 10 años, estimando un valor de reventa de la máquina luego del periodo de depreciación de un 40% debido a la baja intensidad de trabajo.

$$\text{DLR} = \frac{\text{Costo base} - \text{Valor de salvamento}}{\text{Periodo de depreciación}}$$

$$\text{DLR} = \frac{24'290.791 - 9'716.316}{10 \text{ años}}$$

$$\text{DLR} = \$ 1'457.447$$

Lo anterior indica que se está perdiendo aproximadamente \$ 1'457.447 al año.

Debido a que el proyecto no brinda ingresos directos y se requieren para estimar su viabilidad, entonces se realiza una estimación teniendo en cuenta los ingresos de una cortadora más los de una dobladora y el tiempo de trabajo de la máquina.

A continuación, se presentan las cualidades para tener en cuenta entre una máquina común y la máquina del proyecto que intervienen en los ingresos de una máquina de producción.

Horas/mes aprox. de trabajo de una máquina industrial= $8 \text{ h} * 25 \text{ d} = 200 \text{ h/mes}$

Las máquinas en la industria no automatizadas doblan aproximadamente 1 lámina cada 15 segundos, estimando un costo de doblado de 1000 pesos según lo consultado para alguien particular que llegase a requerir un doblado, pero teniendo en cuenta que para una producción en masa como suelen trabajar estas máquinas este precio se reduce a aproximadamente 20 pesos, entonces la ganancia aproximada al mes de una máquina industrial es:

Ingresos/ mes maquina industrial= $\$20/15 \text{ s} * 200 \text{ h/mes} * 3600 \text{ s/h} = \$96000/\text{mes}$

Para la máquina del proyecto hay que tener en cuenta un aproximado de cuánto le cuesta a cada estudiante de la universidad una hora de clase en laboratorio teniendo en cuenta que 4 horas equivalen a 2 horas para la dobladora y 2 horas para la cortadora y que un estudiante en promedio a esa fecha consignará 6 millones de pesos el semestre. Al semestre un estudiante promedio toma 288 horas de clase en un margen de 18 créditos y 16 semanas de clase.

Entonces basado en lo anterior los ingresos que la máquina le otorga a la universidad son:

Ingresos al semestre por estudiante= $\$6\text{M}/288 \text{ horas} * \text{estudiante} * 4 \text{ horas}$

Ingresos al semestre por estudiante= $\$ 83.333/\text{estudiante}$

Teniendo en cuenta que cada curso comprende un promedio de 25 personas y 2 grupos la materia, es decir 50 estudiantes entonces la ganancia total de la máquina al semestre son:

Ingresos máquina /semestre= $\$83.333/\text{estudiante} * 50 \text{ estudiantes}$

Ingresos máquina /semestre= $\$ 4'166.600$

Dividiendo \$ 4'166.600 como ganancias al semestre entre 6 meses nos da una ganancia final de la máquina de \$ 694.440/mes.

Este valor de ganancia al mes de la máquina nos representa el valor de ganancia neta necesario para proceder a realizar una estimación de indicador financiero del proyecto.

Ahora se sabe que en un año hay un ingreso aproximado a \$8'333.280 al cual se le resta los costos variables referentes al material procesado y costos de mantenimiento ambos estimados en \$2'000.000 aplicando una TIO bastante conservadora de 5%.

$$VPN = -24290791 + 6'333.280(1+0.05) + 6'333.280(1+0.05)^2 + 6'333.280(1+0.05)^3 + 6'333.280(1+0.05)^4 + 6'333.280(1+0.05)^5$$

$$\mathbf{VPN = \$3'911.178}$$

Para este proyecto en un periodo de 5 años se encuentra un VPN positivo.

10. ANÁLISIS AMBIENTAL

El análisis ambiental está basado en el impacto al medio ambiente que causa la máquina al ser fabricada y utilizada.

Para la fabricación de la máquina se utiliza materia prima que en su mayoría viene siendo acero además de otros materiales sólidos como el caucho en los empaques de algunos elementos hidráulicos y en las mangueras.

El componente que más presenta riesgo de causar daños ambientales en especial a nivel del agua es el aceite hidráulico utilizado en la máquina, sin embargo, este componente no se estará renovando frecuentemente a menos que presente residuos sólidos que afecten el funcionamiento de la máquina.

El pilar fundamental del análisis ambiental es determinar el ciclo de vida de los elementos que conforman la máquina y el proceso de funcionamiento. Para la fabricación hay una cantidad de material y para el uso de esta otro diferente.

10.1 MATERIAL Y ENERGÍA PARA LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA

Para efectuar un análisis adecuado se inicia por observar detenidamente qué material entra en la fabricación de la máquina como materia prima y de ese material cual termina siendo parte de la máquina y cual es convertido en desecho. En el caso del acero habrá desechos mínimos durante el corte de las vigas y en el caso del aceite la cantidad que se usará es la necesaria para llenar el tanque hasta el punto especificado en el diseño detallado.

10.2 GASTO DE MATERIA PRIMA EN LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA

En las siguientes tablas se observa la cantidad de material útil y desperdiciado en acero para realizar la máquina.

Tabla 28. Cantidad de material útil y desperdiciado (1)

Pieza	Cantidad de elementos	Medida estandar (m)	Medida necesaria (m)
Viga para base	2	1	0,94
Viga para apoyos	4	1	0,94
Viga para columna	2	2	1,89
Vigas de soporte	6	1	0,63
Armaduras	2	2	1,93
Cortinas	2	2,5	2,45

Tabla 29. Cantidad de material útil y desperdiciado (2)

Pieza	Medida sobrante (m)	Volumen util (m ³)	Volumen de desperdicio (m ³)
Viga para base	0,12	6,4E-04	8,2E-05
Viga para apoyos	0,26	6,4E-04	1,8E-04
Viga para columna	0,23	1,3E-03	1,5E-04
Vigas de soporte	2,22	4,3E-04	1,5E-03
Armaduras	0,14	1,3E-03	9,6E-05
Cortinas	0,10	1,7E-03	6,8E-05

Tabla 30. Cantidad de material útil y desperdiciado (3)

Pieza	Densidad del acero (kg/m ³)	Peso Util (Kg)	Peso de desperdicio (kg)
Viga para base	7850	5,05	0,64
Viga para apoyos		5,02	1,40
Viga para columna		10,13	1,21
Vigas de soporte		3,38	11,92
Armaduras		10,36	0,75
Cortinas		13,16	0,54
Total			47,10

En las tablas 27 a 29 se observa que la cantidad de acero sobrante que no se usará para fines en la construcción de la máquina son aproximadamente 16,46 kg.

Este acero sobrante se debe clasificar según las especificaciones que se dan más adelante para que posteriormente pueda ser reutilizado

10.3 GASTO DE MATERIA PRIMA EN EL USO DE LA MÁQUINA

Durante el proceso dado que se usarán láminas de diferentes tamaños que pueden ser incluso sobrantes de otras es imposible dar una cifra exacta de qué tanto material se gastará, pero si es aconsejable reducir la cantidad de retazos que ya no se pueden utilizar mediante la clasificación según su tamaño y el recorte de las láminas en forma rectangular para que sea posible el uso nuevamente de los retazos.

El metal sobrante durante la fabricación de la máquina y los sobrantes de láminas metálicas en las prácticas de laboratorio se deben clasificar para que posteriormente se puedan reutilizar.

Por otro lado, durante el funcionamiento habrá un desgaste y ciertas pérdidas en el aceite hidráulico de la máquina que son prácticamente despreciables, pues con una debida limpieza y mantenimiento preventivo este aceite puede durar más de un año sin cambio.

10.4 CLASIFICACIÓN Y REUTILIZACIÓN DEL METAL

El reciclaje de los metales es fundamental para disminuir la contaminación, además de ser un medio rentable para los recicladores que no dejan pasar la oportunidad de reutilizar un elemento metálico y venderlo como chatarra. Esto deja claro que no es difícil deshacerse de los trozos de láminas que deja el uso de la cizalla dobladora. Pero sí es importante clasificar los trozos de láminas que no se pueden utilizar más, inclusive los más pequeños, ya que la reutilización de los metales tiene un proceso diferente por cada tipo de metal.

Para el proceso de reciclado del metal se deben llevar a cabo los siguientes pasos:

1. Se recogen y clasifican los diferentes metales en un recipiente color amarillo.
2. Las láminas comprimidas se meten en una trituradora.
3. Un enorme imán que se sitúa sobre el metal separa el acero del aluminio.
4. Los dos metales tendrán un recorrido diferente en su proceso de reciclaje.
5. El aluminio se funde y se moldea en lingotes.
6. Los lingotes de aluminio se funden y se pasan por rodillos para formar láminas finas, haciendo así latas nuevas.
7. En el caso de acero, por ejemplo, se utilizan ojalatas de conserva están formadas un 99% de acero, forrado en el interior con una fina capa de estaño evitando así la oxidación del material que contienen.
8. Se colocan estas latas en un cubo con agua sometiéndose a electricidad y sustancias químicas, la reacción obtenida es que el estaño flota separándolo del acero. Para continuar el proceso de reciclaje
9. El acero puro se lava e introduce en la fundidora para hacer lingotes.
10. Los lingotes de acero se funden y pasan por rodillos para así formar láminas finas en hojas delgadas para latas nuevas.

Las láminas de cobre son fundidas y se les mide la pureza mediante análisis químico. En caso de tener muchos otros componentes junto con óxido se separan mediante un proceso llamado electro refinación llevado a cabo en celdas electrolíticas y consiste en la aplicación de corriente eléctrica para disolver el cobre impuro.

Las láminas de aluminio a diferencia de las de acero pueden ser fundidas sin ningún proceso de separación de sus componentes y proseguir con el proceso de laminado o moldeado dependiendo la forma final del aluminio ya sea lingotes o láminas.

10.5 CLASIFICACIÓN Y REUTILIZACIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO

Para el manejo de este componente en la máquina se deben hacer cumplir todas las indicaciones de la resolución 1188 de 2003, la cual habla del uso de normas y procedimientos para la gestión de aceites usados en el distrito capital. Esta norma aplica a todas las personas que intervengan en el uso del aceite de la máquina ya sea de forma directa o indirecta y a quienes hacen su cambio y lo clasifican cuando este cumple su ciclo de vida.

El aceite debe ser manipulado según el Manual de normas y procedimientos para la gestión de aceites usados dado por el Ministerio de medio ambiente.

El aceite debe ser clasificado y de ninguna manera debe ser vertido a las cañerías o alcantarillas, se debe hacer uso de los elementos de protección personal indicados en el manual y la debida señalización en el sitio donde se encuentra la máquina, indicando que se encuentra una sustancia que contiene aditivos químicos y metales pesados como el plomo que en contacto excesivo con la piel puede ser nocivo para la salud.

Para indicar que en el sitio se encuentra aceite en uso el recipiente debe ser de color amarillo y si es usado el recipiente que lo contiene debe ser de color rojo y ambos deben tener una marcación permanente que indique que en el sitio se encuentra aceite hidráulico en uso o usado.

Debido al contacto que el operador de la máquina tendrá con el aceite hidráulico debe hacerse una buena limpieza de sus manos y cualquier parte de su piel que entró en contacto con el aceite hidráulico ya que aditivos químicos y metales pesados quedan en su piel e incluso pueden ser absorbidos a través del sudor o los alimentos que ingiere luego del laboratorio.

11. CONCLUSIONES

- La máquina realiza dos operaciones, razón por la cual se aprovecha de mejor manera el espacio, aunque por motivos de seguridad resultó imposible permitir realizar las dos operaciones simultáneamente.
- Esta máquina es económicamente factible considerando que su VPN es positivo y más allá de eso hay un aporte a la formación de los estudiantes de pregrado.
- El sistema de claro móvil está diseñado para ser lo más sencillo posible, así que su manipulación debe hacerse por alguien que esté familiarizado con la máquina.
- Según lo investigado al evaluar las máquinas existentes en el mercado no hay ninguna que realice las dos funciones y también sea empleada para un fin educativo.
- Llegar a construir la máquina para el laboratorio de la universidad brindará una situación didáctica en la cual se adquiere mucho conocimiento pero es inevitable afirmar que representa un alto riesgo para la integridad de una persona si llega a manipularla sin haber recibido una previa capacitación de su manejo y lo que puede llegar a causar si es mal manipulada.
- De las delimitaciones del proyecto surgen todas las especificaciones necesarias para la realización del mismo, si la máquina llega a ser construida se deben seguir todos los requerimientos técnicos y no se debe iniciar con su ensamblaje, proceso o fabricación bajo ningún otro criterio.
- Durante el montaje se vieron involucradas medidas directamente relacionadas con el diseño detallado de la máquina que de no cumplirse durante la fabricación pueden llegar a afectar directamente su funcionamiento.
- Ambientalmente hay un desperdicio de material de 17 kilogramos, en especial de acero el cual se puede nuevamente volver a ser reutilizado, sin embargo el aceite no hay que cambiarlo muy a menudo afortunadamente ya que es un elemento elevado en costo y que es altamente contaminante para el medio ambiente.

12.RECOMENDACIONES

- Si para la construcción de la máquina cizalladora y dobladora se utilizan las máquinas herramienta con que cuenta la universidad de América se logrará una reducción sustancial del costo de fabricación.
- Se recomienda instalar el tablero de mando en un armazón que no se una rígidamente a la máquina.
- El riesgo en la manipulación de la máquina es la mayor desventaja en la misma, por ello se recomienda durante la fabricación diseñar un sistema de seguridad que sea activado con el sistema de mando, sería un muy buen proyecto de grado posterior en caso de que llegase a ser fabricada.
- Al final del momento de la fabricación según el diálogo con diferentes metalúrgicos recomendaron hacerle pruebas a la máquina para verificar su correcto funcionamiento ya que las soldaduras no pueden estar sometidas a esfuerzos fuera de los calculados ni estar situadas en ningún otro lugar, de lo contrario si llega a no ser fabricada bajo los parámetros de este proyecto podría acontecer un desajuste total al momento de su uso.

BIBLIOGRAFIA

ABYPER. Cizallas Hidráulicas Tipo Caimán CAIM. {En línea} {25 agosto de 2018} disponible en: (<http://www.abyper.com.ar/abecom/Cizallas-Hidraulicas-Tipo-Caiman-CAIM>).

AMERICAN MACHINE TOOLS. Guillotinas Hidraulicas. {En línea} {23 Agosto de 2018} disponible en: (https://http://www.americanmachinetools.com/guillotinas_hidraulicas.htm).

BEER, Ferdinand P. *et al* JOHNSTON JR, E. Russell, *et al* DEWOLF, John T. *et al* MAZUREK, David F. Mecánica de Materiales. 5 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2010.

BLOGSPOT. Corte y punzonado. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (<http://de-duce-tu.blogspot.com/p/4corte-y-punzonado.html?m=1>).

BUDYNAS, Richard G. y NISBETT, J. Keith. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2008.

CATÁLOGO DE PRODUCTOS CIA. GENERAL DE ACEROS S.A. EE. UU..2012.

CATÁLOGO DE PRODUCTOS EUROPEO FRISACV. México. 2014.

DUBBEL, H. Manual del Constructor de Máquinas. 3ed. Barcelona.: Labor, S.A. 1977. ISBN 84-335-6316-5

GAS NATURAL FENOSA. Calibre de láminas metálicas. {En línea} {25 agosto de 2018} disponible en: (<https://es.slideshare.net/wilmersurf18/123386405-calibredelaminasmetalicas>).

GEILY MACHINERY GROUP. Máquina de corte tipo caimán. {En línea} {15 agosto de 2018} disponible en: (https://http://www.geilimachinery.com/products_info/Hydraulic-Crocodile-Shear-for-TMT-Bar-340105.html).

GROOVER, Mikell P. Fundamentos De Manufactura Moderna. 3 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2007.

HIBBELER, Russell Charles. Análisis Estructural. 8 ed. Naucalpan de Juárez.: Pearson Educación, 2012.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Referencias Bibliográficas. Contenido, Forma y Estructura. NTC 5613. Bogotá: ICONTEC, 2008.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de Tesis, Trabajos de Grado y Otros Trabajos de Investigación. NTC 1486. Bogotá: ICONTEC, 2008.

KALPAKJIAN, Serope y SCHMID, Steven R. Manufactura, Ingeniería y Tecnología. 5 ed. México.: Pearson Educación, 2008.

LOGAN MACHINERY. Manual Cizalla Hidráulica GH1060 .1764 N. Congress Ave. Suite 205 PMB#1503. West Palm Beach, FL 33409,2004.

LOGAN MACHINERY. Manual Cizalla Hidráulica PH1060 .1764 N. Congress Ave. Suite 205 PMB#1503. West Palm Beach, FL 33409,2004.

MC CORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen N. Diseño de Estructuras de Acero. 5 ed. México D.F.: Alfaomega, 2012. ISBN 978-607-707-559-2.

MAQUINARIA DIZHER. Guillotinas para Lamina. {En línea} {01 agosto de 2018} disponible en: (<https://www.guillotinasparalamina.com/index.html>).

NEUMÁTICA HIDRÁULICA BECO S.A. Norma Iso 6020.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. Un Enfoque Integrado. 4 ed. México.: Pearson Educación, 2011. ISBN 978-013-612-370-5.

PROTZMAN MARCOS. Blog de estática y resistencia de materiales. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (<http://lawebdelaula3.blogspot.com>).

UNRC. Oleohidráulica aplicada a sistemas móviles. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (http://sisinfo.unrc.edu.ar/repositorio/sial/programas/facu3/3_2015_346_1115710.pdf).

ROLDÁN, José. Prontuario de Hidráulica Industrial. España.: Paraninfo, 2001. ISBN 978-842-832-810-4

TORRES. STEPHANIE. Tipos de bombas. {En línea} {25 septiembre de 2018} disponible en: (<http://infmk2013astephanystorrestorres179.blogspot.com/2014/10/bombas-hidraulicas-de-desplazamiento.html>).

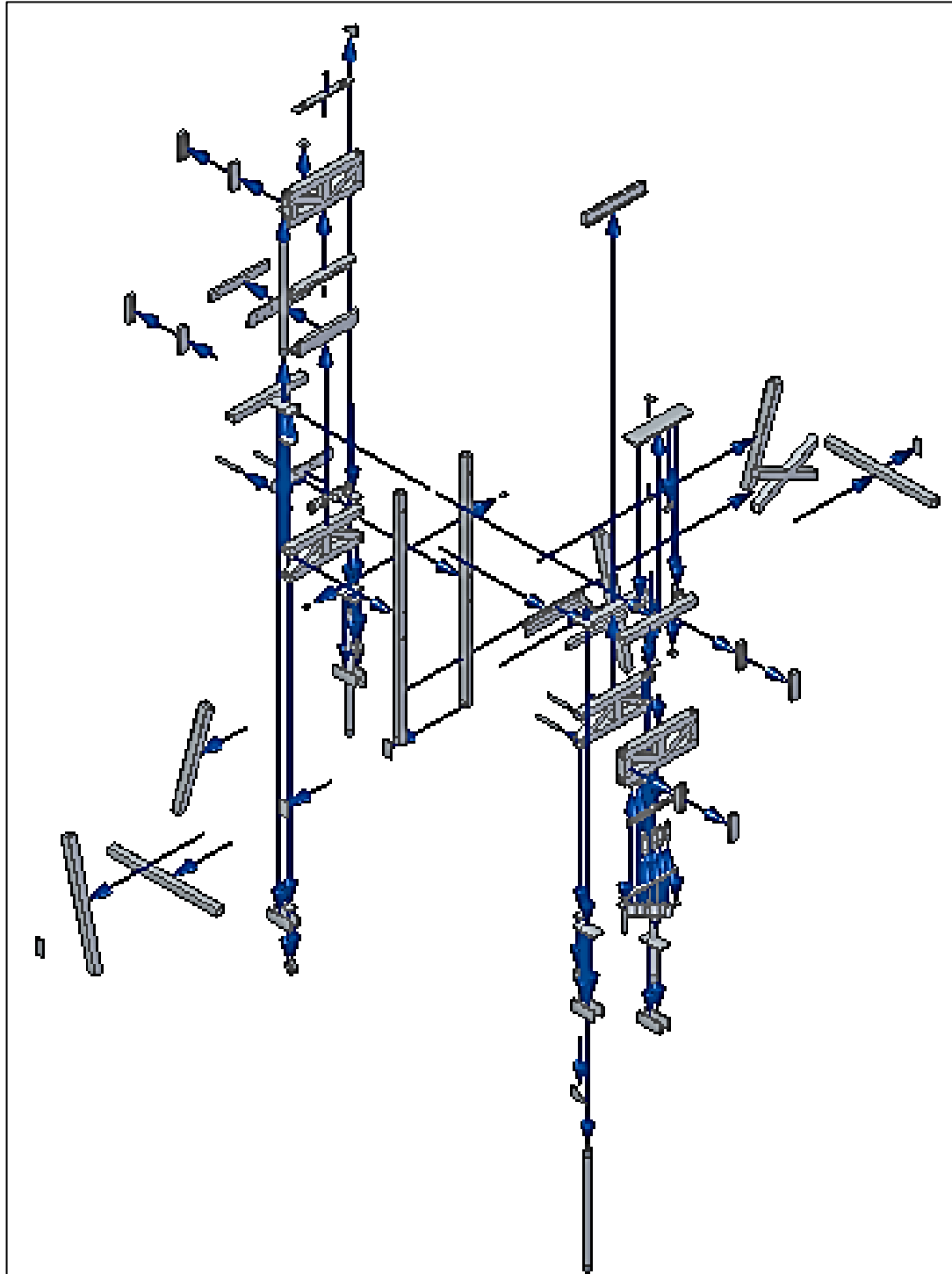
SARMIENTO, Enrique. Calculo y diseño de una cizalla mecánica compacta con capacidad para cortar planchas de acero hasta 3 mm de espesor x 1.25 m de longitud. Peru.1979.

VERA EYES ALEX. Calculo de vigas empotradas. {En línea} {02 octubre de 2018} disponible en: (<http://verareyesa.blogspot.com/p/evap5.html>).

ZEMAASKY YOUNG, SEARS. Fisica Universitaria. 6ta ed.

ANEXOS

**ANEXO A.
EXPLOSIONADO DE LA MAQUINA**



ANEXO B. PERFIL TUBULAR ESTRUCTURAL

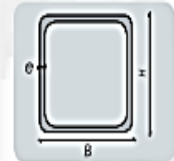
PTEC® (Perfil Tubular Estructural CORPACERO®) CARACTERÍSTICAS FÍSICAS Y MECÁNICAS

ELEMENTO	Composición química exigida por la Norma A500 Grado C para la Materia Prima
Carbono (C) máx	0,23
Manganeso (Mn) máx	1,35
Fósforo (P) máx	0,035
Azufre (S) máx	0,035

	Exigido por la Norma A500 Grado C (%) Circulares	Exigido por la Norma A500 Grado C (%) Cuadrados
Fy (ksi)	46	50
Fu (ksi)	62	62
Elongación (%) min.	21 (en 2")	21 (en 2")

PROPIEDADES PTEC® CUADRADA (A500 GRADO C) (Producido en Planta Bogotá)*

PERFIL	H (mm)	B (mm)	e nominal (mm)	Peso (kg/m)	Area (cm ²)	Ix = Iy (cm ⁴)	Sx = Sy (cm ³)	Zx (cm ³)	J (cm ⁴)
PTEC 26 mm x 26 mm x 2.0 mm	26	26	2,0	1,43	1,82	1,70	1,30	1,60	2,84
PTEC 26 mm x 26 mm x 2.5 mm	26	26	2,5	1,72	2,19	1,95	1,50	1,88	3,33
PTEC 26 mm x 26 mm x 3.0 mm	26	26	3,0	1,98	2,53	2,14	1,65	2,11	3,73
PTEC 30 mm x 30 mm x 2.0 mm	30	30	2,0	1,68	2,14	2,73	1,82	2,21	4,51
PTEC 30 mm x 30 mm x 2.5 mm	30	30	2,5	2,03	2,59	3,17	2,11	2,61	5,35
PTEC 30 mm x 30 mm x 3.0 mm	30	30	3,0	2,36	3,01	3,52	2,35	2,96	6,06
PTEC 40 mm x 40 mm x 2.0 mm	40	40	2,0	2,31	2,94	6,94	3,47	4,13	11,24
PTEC 40 mm x 40 mm x 2.5 mm	40	40	2,5	2,82	3,59	8,23	4,11	4,97	13,54
PTEC 40 mm x 40 mm x 3.0 mm	40	40	3,0	3,30	4,21	9,34	4,67	5,72	15,63
PTEC 50 mm x 50 mm x 2.0 mm	50	50	2,0	2,93	3,74	14,15	5,66	6,66	22,58
PTEC 50 mm x 50 mm x 2.5 mm	50	50	2,5	3,60	4,59	16,95	6,78	8,07	27,44
PTEC 50 mm x 50 mm x 3.0 mm	50	50	3,0	4,25	5,41	19,49	7,80	9,39	31,97
PTEC 60 mm x 60 mm x 2.0 mm	60	60	2,0	3,56	4,54	25,15	8,38	9,79	39,73
PTEC 60 mm x 60 mm x 2.5 mm	60	60	2,5	4,39	5,59	30,35	10,12	11,93	48,54
PTEC 60 mm x 60 mm x 3.0 mm	60	60	3,0	5,19	6,61	35,16	11,72	13,95	56,89
PTEC 70 mm x 70 mm x 2.0 mm	70	70	2,0	4,19	5,34	40,73	11,64	13,52	63,89
PTEC 70 mm x 70 mm x 2.5 mm	70	70	2,5	5,17	6,59	49,42	14,12	16,54	78,35
PTEC 70 mm x 70 mm x 3.0 mm	70	70	3,0	6,13	7,81	57,55	16,44	19,42	92,19
PTEC 90 mm x 90 mm x 2.0 mm	90	90	2,0	5,45	6,94	88,86	19,75	22,78	138,04
PTEC 90 mm x 90 mm x 2.5 mm	90	90	2,5	6,74	8,59	108,56	24,13	28,00	170,08
PTEC 90 mm x 90 mm x 3.0 mm	90	90	3,0	8,01	10,21	127,30	28,29	33,04	201,11



**ANEXO C.
RESISTENCIA DISPONIBLE DE LAS JUNTAS**

TABLA 14.1 Resistencia disponible de las juntas soldadas, klb/plg ² (MPa).					
Tipo y dirección de la carga en relación con el eje de la soldadura	Metal pertinente	ϕ y Ω	Resistencia nominal (F_{uBM} o F_{rw}) klb/plg ² (MPa)	Área efectiva (A_{BM} o A_{we}) plg ² (mm ²)	Nivel de resistencia requerido del metal de aportación ^{[a][b]}
SOLDADURAS DE RANURA CON PENETRACIÓN COMPLETA EN LA JUNTA					
Tensión Normal al eje de la soldadura	La resistencia de la junta está controlada por el metal base.			Debe usarse metal de aportación que sea compatible. Para juntas de esquina o en T con refuerzo colocado en su lugar, se requiere metal de relleno robusto en la muesca. Véase la Sección J2.6.	
Compresión Normal al eje de la soldadura	La resistencia de la junta está controlada por el metal base.			Se permite metal de aportación con un nivel de resistencia igual o menor que el metal de aportación compatible.	
Tensión o compresión Paralela al eje de la soldadura	No es necesario considerar tensión o compresión en partes unidas en sentido paralelo a la soldadura para el diseño de las soldaduras que unen a las partes.			Se permite metal de aportación con un nivel de resistencia igual o menor que el metal de aportación compatible.	
Cortante	La resistencia de la junta está controlada por el metal base.			Deberá usarse metal de aportación que sea compatible. ^[c]	
SOLDADURAS DE RANURA CON PENETRACIÓN PARCIAL EN LA JUNTA INCLUYENDO SOLDADURAS DE RANURA ACAMPAÑADA EN V Y CON RANURA ACAMPAÑADA BISELADA					
Tensión Normal al eje de la soldadura	Base	$\phi = 0.75$ $\Omega = 2.00$	F_u	Área efectiva	Se permite metal de aportación con un nivel de resistencia igual o menor que el metal de aportación compatible.
	Soldadura	$\phi = 0.80$ $\Omega = 1.88$	$0.60 F_{EXX}$	Véase J2.1a	
Compresión Placas de columna con base y empalmes de columnas diseñados conforme a J1.4(a)	No es necesario considerar el esfuerzo a compresión en el diseño de las soldaduras que unen a las partes.				
Compresión Conexiones de miembros diseñadas para el soporte de elementos que no sean columnas como se describe en J1.4(b)	Base	$\phi = 0.90$ $\Omega = 1.67$	F_y	Véase J4	
	Soldadura	$\phi = 0.80$ $\Omega = 1.88$	$0.60 F_{EXX}$	Véase J2.1a	
Compresión Conexiones sin terminado para el soporte	Base	$\phi = 0.90$ $\Omega = 1.67$	F_y	Véase J4	
	Soldadura	$\phi = 0.80$ $\Omega = 1.88$	$0.90 F_{EXX}$	Véase J2.1a	
Tensión o compresión Paralela al eje de la soldadura	No es necesario considerar tensión o compresión en partes unidas en sentido paralelo a la soldadura para el diseño de las soldaduras que unen a las partes.				
Cortante	Base	Regido por J4			
	Soldadura	$\phi = 0.75$ $\Omega = 2.00$	$0.60 F_{EXX}$	Véase J2.1a	

SOLDADURAS DE FILETE INCLUYENDO FILETES EN LOS AGUJEROS Y RANURAS ASÍ COMO JUNTAS T ESVIAJADAS					
Cortante	Base	Regido por J4			Se permite metal de aportación con un nivel de resistencia igual o menor que el metal de aportación compatible.
	Soldadura	$\phi = 0.75$ $\Omega = 2.00$	$0.60 F_{EXX}$	Véase J2.1a	
Tensión o compresión Paralela al eje de la soldadura	No es necesario considerar tensión o compresión en partes unidas en sentido paralelo a la soldadura para el diseño de las soldaduras que unen a las partes.				
SOLDADURAS DE TAPÓN Y DE MUESCA					
Cortante Paralela al área de contacto en el área efectiva	Base	Regido por J4			Se permite metal de aportación con un nivel de resistencia igual o menor que el metal de aportación compatible.
	Soldadura	$\phi = 0.75$ $\Omega = 2.00$	$0.60 F_{EXX}$	J2.3a	
<p>^[a] Para metal de soldadura que sea compatible véase AWS D1.1, Sección 3.3.</p> <p>^[b] Se permite metal de aportación con un nivel de resistencia que sea un nivel mayor que la resistencia del metal compatible.</p> <p>^[c] Pueden usarse metales de aportación con un nivel de resistencia menor que el metal compatible para soldadura de ranura entre el alma y los patines de secciones compuestas que transfieren cargas de cortante, o en aplicaciones donde sea relevante una alta sujeción. En estas aplicaciones, deberá detallarse la junta de la soldadura y la soldadura se diseñará usando el espesor del material como la garganta efectiva, $\phi = 0.80$, $\Omega = 1.88$ y $0.60 F_{EXX}$ como la resistencia nominal.</p> <p>^[d] Alternativamente se permiten las disposiciones de J2.4(a), siempre que se considere la compatibilidad de deformación de los diversos elementos de soldadura. Como alternativa, las Secciones J2.4(b) y (c) son aplicaciones especiales de J2.4(a) que proporcionan la compatibilidad de la deformación.</p>					