



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**CARRERA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y VALIDACIÓN ASISTIDA POR COMPUTADORA DE  
UNA MAQUINA CONFORMADORA DE PERFILES U DE  
DIMENSIONES VARIABLES PARA LOS SISTEMAS DE  
CONSTRUCCIÓN STEEL FRAMING”**

**Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**AUTOR:**

**MARVIN EDUARDO GÓMEZ PAZMIÑO**

Riobamba – Ecuador

2022



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**CARRERA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y VALIDACIÓN ASISTIDA POR COMPUTADORA DE  
UNA MAQUINA CONFORMADORA DE PERFILES U DE  
DIMENSIONES VARIABLES PARA LOS SISTEMAS DE  
CONSTRUCCIÓN STEEL FRAMING”**

**Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**AUTOR: MARVIN EDUARDO GÓMEZ PAZMIÑO**

**DIRECTOR: ING. SÓCRATES MIGUEL AQUINO ARROBA**

Riobamba – Ecuador

2022

**©2022, Marvin Eduardo Gómez Pazmiño**

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Yo, MARVIN EDUARDO GÓMEZ PAZMIÑO, declaro que el presente trabajo de integración curricular es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular; El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Riobamba, 27 de Septiembre de 2022



---

**MARVIN EDUARDO GÓMEZ PAZMIÑO**  
**C.C 0202330759**

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**CARRERA MECÁNICA**

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; tipo: Proyecto Técnico, **“DISEÑO Y VALIDACIÓN ASISTIDA POR COMPUTADORA DE UNA MAQUINA CONFORMADORA DE PERFILES U DE DIMENSIONES VARIABLES PARA LOS SISTEMAS DE CONSTRUCCIÓN STEEL FRAMING”** realizado por el señor **MARVIN EDUARDO GÓMEZ PAZMIÑO**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

	<b>FIRMA</b>	<b>FECHA</b>
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez Msc. <b>PRESIDENTE DEL TRIBUNAL</b>		2022-09-27
Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba Msc. <b>DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR</b>		2022-09-27
Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade Msc. <b>MIEMBRO DEL TRIBUNAL</b>		2022-09-27

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto de titulación en primer lugar a Dios por haberme guiado por el camino correcto hasta culminar este proyecto con éxito, en segundo lugar, a mis padres y familia que han sido mi pilar fundamental.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por haberme dado la salud y la oportunidad de culminar con éxito mi carrera profesional, como también a mis padres, familia y amigos que siempre han estado apoyándome en mi vida estudiantil.

## TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xiv
ÍNDICE DE ANEXOS .....	xv
RESUMEN .....	¡Error! Marcador no definido.
SUMMARY .....	xvii
INTRODUCCIÓN .....	1

### CAPÍTULO I

<b>1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>2</b>
1.1. Antecedentes.....	2
1.2. Delimitación.....	2
1.2.1. <i>Delimitación espacial</i> .....	2
1.2.2. <i>Delimitación sectorial</i> .....	2
1.3. Formulación del problema .....	3
1.4. Objetivos.....	3
1.4.1. <i>Objetivo general</i> .....	3
1.4.2. <i>Objetivos específicos</i> .....	3

### CAPÍTULO II

<b>2. REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....</b>	<b>4</b>
2.1. Materiales metálicos y laminado.....	4
2.2. Chapa metálica.....	5
2.2.1. <i>Acero galvanizado para uso en Steel Framing</i> .....	6
2.2.2. <i>Perfil tipo U</i> .....	9
2.3. Sistema constructivo Steel Framing (SF) .....	10
2.4. Deformación .....	14
2.5. Teorías de falla para materiales dúctiles .....	15
2.5.1. <i>Teorías del esfuerzo cortante máximo</i> .....	16
2.5.2. <i>Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles</i> .....	17
2.5.3. <i>Teoría de Mohr Coulomb para materiales dúctiles</i> .....	19



<b>2.6.</b>	<b>Conformado mecánico por deformación plástica .....</b>	<b>21</b>
2.6.1.	<i>Temperatura de conformado.....</i>	22
2.6.2.	<i>Velocidad de deformación durante el conformado.....</i>	22
2.6.3.	<i>Fuerza de contacto .....</i>	23
2.6.4.	<i>Fricción y fuerza de rozamiento .....</i>	23
2.6.5.	<i>Proceso de conformado por perfilado.....</i>	24
<b>2.7.</b>	<b>Diseño de la flor.....</b>	<b>24</b>
<b>2.8.</b>	<b>Parámetros de diseño de la maquina .....</b>	<b>27</b>
2.8.1.	<i>Geometría de la maquina.....</i>	27
2.8.2.	<i>Interacción rodillos – pieza de trabajo.....</i>	29
2.8.3.	<i>Cálculo de presión y fuerza máxima de un elemento .....</i>	29
2.8.4.	<i>Selección de rodamientos.....</i>	30
2.8.5.	<i>Parámetros de selección del material para los ejes de rodillo .....</i>	31
<b>2.9.</b>	<b>Potencia de la maquina .....</b>	<b>31</b>
2.9.1.	<i>Potencia del motor .....</i>	31
2.9.2.	<i>Sistema de transmisión .....</i>	33
<b>2.10.</b>	<b>Proceso de cizalladura .....</b>	<b>34</b>
2.10.1.	<i>Cálculo de la fuerza sobre cada pistón para ejercer el corte.....</i>	36
2.10.2.	<i>Sistema hidráulico.....</i>	37
2.10.3.	<i>Cilindros hidráulicos.....</i>	37
2.10.4.	<i>Bomba de propulsión .....</i>	39

### **CAPÍTULO III**

<b>3</b>	<b>MARCO METODOLÓGICO.....</b>	<b>40</b>
<b>3.1.</b>	<b>Diagrama de etapas del proyecto .....</b>	<b>40</b>
<b>3.2.</b>	<b>Metodología de investigación a realizar .....</b>	<b>40</b>
<b>3.3.</b>	<b>Métodos de investigación.....</b>	<b>40</b>
<b>3.4.</b>	<b>Desarrollo del proyecto.....</b>	<b>41</b>
3.4.1.	<i>Cronograma (planificación de actividades).....</i>	41
3.4.2.	<i>Recursos materiales .....</i>	42
3.4.2.1.	<i>Presupuesto.....</i>	42
3.4.2.2.	<i>Talento humano .....</i>	42
3.4.2.3.	<i>Equipos .....</i>	42
3.4.3.	<i>Desarrollo del proyecto .....</i>	42
3.4.3.1.	<i>Diseño de la flor.....</i>	45
3.4.3.2.	<i>Fuerzas de doblado.....</i>	48

3.4.3.3.	<i>Selección del motor eléctrico</i> .....	53
3.4.3.4.	<i>Diseño de ejes</i> .....	55
3.4.3.5.	<i>Diseño del sistema de transmisión</i> .....	58
3.4.3.6.	<i>Selección de rodamientos</i> .....	63
3.4.3.7.	<i>Diseño de la chaveta y chavetero</i> .....	64
3.4.3.8.	<i>Selección de pernos</i> .....	66
3.4.3.9.	<i>Diseño de la base de rodamientos</i> .....	69
3.4.3.10.	<i>Diseño de los soportes móviles</i> .....	74
3.4.3.11.	<i>Diseño de la guillotina</i> .....	76
3.4.3.12.	<i>Sistema hidráulico</i> .....	79
3.4.3.13.	<i>Diseño de la base porta actuador</i> .....	82
3.4.3.14.	<i>Selección de la bomba</i> .....	84
3.4.3.15.	<i>Diagrama del circuito de control y fuerza</i> .....	85
3.4.3.16.	<i>Diseño del bastidor</i> .....	88
3.4.3.17.	<i>Digitalización de componentes de la maquina</i> .....	90

## **CAPÍTULO IV**

<b>4.</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>92</b>
<b>4.1.</b>	<b>Validación de resultados</b> .....	<b>93</b>
<b>4.1.1.</b>	<b>Validación del perfil de 100mm por cada etapa de conformado</b> .....	<b>93</b>
<b>4.1.2.</b>	<b>Validación del perfil de 200mm por cada etapa</b> .....	<b>95</b>
<b>4.1.3.</b>	<b>Validación del bastidor</b> .....	<b>97</b>
<b>4.1.3.1.</b>	<b>Validación de la estructura del sistema de corte</b> .....	<b>98</b>
<b>4.1.3.2.</b>	<b>Validación de la porta cuchilla superior</b> .....	<b>99</b>
<b>4.1.3.3.</b>	<b>Validación de la porta cuchilla inferior</b> .....	<b>100</b>
<b>4.2.</b>	<b>Análisis de costos de la maquina conformadora de perfiles “U”</b> .....	<b>101</b>
	<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>103</b>
	<b>RECOMENDACIONES</b> .....	<b>104</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	
	<b>ANEXOS</b>	

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1-2:</b>	Cargas editadas .....	7
<b>Tabla 2-2:</b>	Espesores nominales .....	8
<b>Tabla 3-2:</b>	Medidas de ramas medidas a partir de 250mm .....	8
<b>Tabla 4-2:</b>	Tolerancias indicadas para largos fijos .....	9
<b>Tabla 5-2:</b>	Características geométricas del perfil tipo U.....	9
<b>Tabla 6-2:</b>	Tipos de conformado .....	22
<b>Tabla 1-3:</b>	Métodos de investigación .....	41
<b>Tabla 2-3:</b>	Planificación .....	41
<b>Tabla 3-3:</b>	Presupuesto.....	42
<b>Tabla 4-3:</b>	Especificaciones de flejes .....	44
<b>Tabla 5-3:</b>	Parámetros y cálculo de longitudes y pesos de flejes .....	44
<b>Tabla 6-3:</b>	Características del perfil .....	45
<b>Tabla 7-3:</b>	Calculo del pulmón de chapa.....	46
<b>Tabla 8-3:</b>	Calculo de fuerzas.....	51
<b>Tabla 9-3:</b>	Etapas de conformado.....	53
<b>Tabla 10-3:</b>	Calculo de torque y potencia desarrollada por los rodillos en cada etapa.....	54
<b>Tabla 11-3:</b>	Características del motor seleccionado .....	55
<b>Tabla 12-3:</b>	Parámetros considerados para el diseño de transmisión.....	58
<b>Tabla 13-3:</b>	Factores múltiples para cadenas de dos hileras .....	59
<b>Tabla 14-3:</b>	Número de dientes de la Catarina en función de RPM y potencia corregida.....	60
<b>Tabla 15-3:</b>	Extrapolación para encontrar la potencia corregida .....	60
<b>Tabla 16-3:</b>	Fuerza de tensión de la cadena.....	62
<b>Tabla 17-3:</b>	Horas de vida útil de diseño .....	63
<b>Tabla 18-3:</b>	Selección de rodamientos .....	64
<b>Tabla 19-3:</b>	Selección de chaveta.....	65
<b>Tabla 20-3:</b>	Características del perno .....	67
<b>Tabla 21-3:</b>	Selección del perno.....	68
<b>Tabla 22-3:</b>	Selección de tuerca .....	69
<b>Tabla 23-3:</b>	Características de materiales para cuchilla.....	79
<b>Tabla 24-3:</b>	Selección del material para cuchilla.....	79
<b>Tabla 25-3:</b>	Selección del cilindro hidráulico.....	81
<b>Tabla 26-3:</b>	Selección de la electrobomba.....	85
<b>Tabla 27-3:</b>	Componentes del circuito para el mando de motor trifásico .....	86
<b>Tabla 28-3:</b>	Componentes del circuito de conexión de la electrobomba.....	87

<b>Tabla 29-3:</b> Selección del perfil UPN .....	89
<b>Tabla 30-3:</b> Componentes digitalizados .....	90
<b>Tabla 1-4:</b> Análisis de la deformación de los perfiles .....	96
<b>Tabla 1-4:</b> Costos de materia prima y equipamiento .....	101
<b>Tabla 2-4:</b> Costos de mano obra.....	102
<b>Tabla 3-4:</b> Costo total de manufactura y de venta al público.....	102

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1-2:</b>	Tipos de metales.....	4
<b>Figura 2-2:</b>	Proceso de fabricación del hierro .....	5
<b>Figura 3-2:</b>	Proceso de fabricación de chapa metálica .....	6
<b>Figura 4-2:</b>	Tipos de perfiles .....	7
<b>Figura 5-2:</b>	Evolución del SF .....	10
<b>Figura 6-2:</b>	Partes de la estructura SF en una edificación.....	11
<b>Figura 7-2:</b>	Paneles estructurales recubiertos exteriormente con OBS .....	12
<b>Figura 8-2:</b>	Detalle del anclaje del panel estructural al hormigón .....	12
<b>Figura 9-2:</b>	Construcción de vivienda con SF .....	13
<b>Figura 10-2:</b>	Aplicaciones del SF.....	14
<b>Figura 11-2:</b>	Diagrama esfuerzo – deformación.....	15
<b>Figura 12-2:</b>	Teoría del esfuerzo cortante .....	17
<b>Figura 13-2:</b>	Esfuerzos triaxiales .....	17
<b>Figura 14-2:</b>	Energía de distorsión.....	19
<b>Figura 15-2:</b>	Círculo de Mohr .....	20
<b>Figura 16-2:</b>	Círculo para estado general de esfuerzo .....	20
<b>Figura 17-2:</b>	Teoría de falla .....	21
<b>Figura 18-2:</b>	Proceso de conformado .....	24
<b>Figura 19-2:</b>	Módulos de estudio de una máquina conformadora .....	24
<b>Figura 20-2:</b>	Necesidad del pulmón de chapa .....	25
<b>Figura 21-2:</b>	Método de radio constante con pulmón de chapa en ambos lados .....	25
<b>Figura 22-2:</b>	Interfaz de usuario de un programa de diseño .....	26
<b>Figura 23-2:</b>	Parámetros de rolar.....	27
<b>Figura 24-2:</b>	Esquema del accionamiento biela – manivela .....	28
<b>Figura 25-2:</b>	Transmisión por cadena.....	33
<b>Figura 26-2:</b>	Etapas de cizalladura.....	35
<b>Figura 27-2:</b>	Fuerzas ejercidas en el proceso de corte por guillotina.....	36
<b>Figura 28-2:</b>	Cilindro hidráulico .....	38
<b>Figura 29-2:</b>	Diagrama de la porta cuchilla.....	38
<b>Figura 1-3:</b>	Esquema del diseño de la máquina.....	43
<b>Figura 2-3:</b>	Análisis de doblado .....	46
<b>Figura 3-3:</b>	Dimensiones para el perfil 100mm.....	47
<b>Figura 4-3:</b>	Dimensiones para el perfil 200mm.....	47
<b>Figura 5-3:</b>	Diseño de la flor para el perfil de 100mm .....	47

<b>Figura 6-3:</b>	Diseño de la flor para el perfil 200mm .....	47
<b>Figura 7-3:</b>	Detalle del doblado.....	48
<b>Figura 8-3:</b>	D.C.L de reacciones ejercidas en los soportes porta rodillos .....	51
<b>Figura 9-3:</b>	Alineación de rodillos .....	52
<b>Figura 10-3:</b>	Distanciamiento entre centros .....	52
<b>Figura 11-3:</b>	Parámetros de análisis y mallado.....	52
<b>Figura 12-3:</b>	Obtención de resultados .....	53
<b>Figura 13-3:</b>	Dimensiones para el diseño de columnas .....	70
<b>Figura 14-3:</b>	Consideraciones de acuerdo al tipo de columna .....	71
<b>Figura 15-3:</b>	Dimensiones y diseño de bancada .....	74
<b>Figura 16-3:</b>	Área de corte .....	75
<b>Figura 17-3:</b>	Soporte móvil.....	76
<b>Figura 18-3:</b>	Consideraciones para el ángulo de cuchilla .....	77
<b>Figura 19-3:</b>	Detalle del perfil a cortar.....	80
<b>Figura 20-3:</b>	D.C.L de fuerzas actuantes en la base porta actuador.....	82
<b>Figura 21-3:</b>	Placa porta cilindro.....	84
<b>Figura 22-3:</b>	Tablero de mandos .....	87
<b>Figura 23-3:</b>	Bastidor .....	89
<b>Figura 24-3:</b>	Cargas actuantes .....	90
<b>Figura 1-4:</b>	Maquina conformadora de perfiles U de dimensiones variables.....	92
<b>Figura 2-4:</b>	Conformado del perfil U 200mm .....	92
<b>Figura 3-4:</b>	Perfiles conformados.....	93
<b>Figura 4-4:</b>	Etapa 1 .....	93
<b>Figura 5-4:</b>	Etapa 2 .....	93
<b>Figura 6-4:</b>	Etapa 3 .....	94
<b>Figura 7-4:</b>	Etapa 4 .....	94
<b>Figura 8-4:</b>	Etapa 5 .....	94
<b>Figura 9-4:</b>	Etapa 1 .....	95
<b>Figura 10-4:</b>	Etapa 2 .....	95
<b>Figura 11-4:</b>	Etapa 3 .....	95
<b>Figura 12-4:</b>	Etapa 4 .....	96
<b>Figura 13-4:</b>	Etapa 5 .....	96
<b>Figura 14-4:</b>	Deformación total del bastidor .....	97
<b>Figura 15-4:</b>	Equivalente de Von Mises.....	97
<b>Figura 16-4:</b>	Factor de seguridad .....	98
<b>Figura 17-4:</b>	Deformación total de la base .....	98
<b>Figura 18-4:</b>	Equivalente de Von Mises.....	99

<b>Figura 19-4:</b> Factor de seguridad .....	99
<b>Figura 20-4:</b> Deformación total.....	99
<b>Figura 21-4:</b> Factor de seguridad .....	100
<b>Figura 22-4:</b> Deformación total.....	100
<b>Figura 23-4:</b> Factor de seguridad .....	101

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1-3:</b>	Diagrama de fuerza, torque y momento flector ejercido en los ejes .....	56
<b>Gráfico 2-3:</b>	Selección de material para ejes .....	57
<b>Gráfico 3-3:</b>	Selección de materiales para rodillos .....	58
<b>Gráfico 4-3:</b>	Diagrama de selección de cadena .....	59
<b>Gráfico 5-3:</b>	Selección de materiales para la base de rodamientos .....	69
<b>Gráfico 6-3:</b>	Diagrama de fuerza, cortante y momento flector de la bancada .....	73
<b>Gráfico 7-3:</b>	Determinación del espesor de la herramienta de corte .....	78
<b>Gráfico 8-3:</b>	Fuerza de empuje vs presión .....	81
<b>Gráfico 9-3:</b>	Fuerza, cortante y momento flector de la base porta actuador .....	82
<b>Gráfico 10-3:</b>	Diagrama de conexión para el motor trifásico .....	86
<b>Gráfico 11-3:</b>	Diagrama de conexión de la electrobomba .....	87
<b>Gráfico 12-3:</b>	Análisis de fuerza, cortante y momento flector del bastidor .....	88



## **ÍNDICE DE ANEXOS**

**ANEXO A:** MOTORREDUCTORES DISPONIBLES

**ANEXO B:** ANILLOS DE RETENCIÓN PARA EJES

**ANEXO C:** ÍNDICES DE RIGIDEZ Y RESISTENCIA DE VIGAS A FLEXIÓN

**ANEXO D:** CIRCUITO DE CONTROL

**ANEXO E:** SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

## RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño y validación asistida por computadora de una máquina conformadora de perfiles tipo "U" de dimensiones variables para los sistemas de construcción Steel Framing. Para la aplicación de este tipo de método constructivo generalmente en el mercado se encuentran perfiles estándar lo que limita el desarrollo de proyectos estructurales, en vista de esto surge la necesidad de implementar este diseño, se inició con la investigación sobre la disponibilidad de la materia prima en el mercado nacional, hallándose una amplia gama de bobinas en el catálogo DIPAC (proveedor de productos de acero), en base a esta información y al material bibliográfico revisado, se seleccionó los rodillos de diámetro externo igual a 150 mm para una prestación productiva de 12 unidades por minuto, con una longitud de 2400 mm de longitud. Los cálculos de diseño mecánico para todos los componentes de la máquina incluyendo el diseño de la flor de plegado y la selección de los materiales se ejecutaron con la ayuda del software especializado MDSolids y CES EduPack respectivamente, el levantamiento digital se lo realizó con un ensamble completo de la máquina y elementos de unión en el software SolidWorks obteniéndose como resultado el diseño mecánico y estructural final. La validación del diseño de la flor de formación para cada etapa de doblado se ejecutó con un análisis de elementos finitos en el software líder de simulación ANSYS, quien arrojó resultados convenientes para la propuesta, la fuerza de conformado de perfiles de acero galvanizado cuyo valor es de 9217.584N. El control de la máquina se puso en marcha con una conexión electrónica con prestaciones elementales como encendido y apagado, paro de emergencia y un mando de accionamiento para efectuar el corte.

**Palabras clave:** <MÁQUINA CONFORMADORA> <PERFILES TIPO U> <STEEL FRAMING> <FLOR DE PLEGADO> <ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS>.

1713-DBRA-UTP-2022



## SUMMARY

The objective of this Project is the computer-assisted design and validation of a variable-dimensional U-type profile forming machine for Steel Framing construction systems. For the application of this type of construction method, generally in the market, standard profiles are found, which limits the development of structural projects, in view of this the need to implement this design arises, it began with the investigation on the availability of the raw material in the national market, finding a wide range of coils in the DIPAC catalog (supplier of steel products), based on this information and the reviewed bibliographical material, rollers with an external diameter equal to 150 mm were selected for a productive provision of 12 units per minute, with a length of 2400 mm in length. The mechanical design calculations for all the components of the machine including the design of the bending roller and the selection of the materials were carried out with the help of the specialized software MDSolids and CES EduPack respectively, the digital survey was carried out with a complete assembly of the machine and union elements in the SolidWorks software, obtaining as a result the final mechanical and structural design. The validation of the forming roller design for each forming stage was carried out with a finite element analysis in the leading ANSYS simulation software, which yielded suitable results for the proposal, the forming force of galvanized steel profiles whose value is of 9217.584N. The control of the machine was launched with an electronic connection with elementary features such as on and off, emergency stop and a drive command to make the cut.

keywords: <FORMING MACHINE><U TYPE PROFILES><STEEL FRAMING><FOLDING FLOWER><FINITE ELEMENT ANALYSIS>



Lic. Francisco Mantilla Mgs.  
0603747809

## **INTRODUCCIÓN**

El presente estudio tiene como finalidad diseñar una maquina conformadora de perfiles variables tipo “U”, para sistemas de construcción Steel Framing, ya que generalmente para este tipo de construcciones se encuentran perfiles estándares, dicho diseño se basa en los conocimientos adquiridos en la facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, como también basados en estudios previos de artículos científicos, páginas web y catálogos siendo este el punto de partida.

Una vez establecida esta información se diseñó analíticamente cada componente de la máquina, incluyendo el diagrama de flor que permite analizar las etapas de doblado del perfil determinándose de esta manera la fuerza máxima de doblado necesaria para deformar permanentemente la chapa, seguidamente se realizó la respectiva selección de materiales para cada componente y posteriormente estos ser ensamblados.

Así también se realizó la respectiva simulación del funcionamiento por etapas de conformado ya que analizar todo el perfil demanda de buenas capacidades del ordenador, así también se analizó la fuerza necesaria de corte para el perfil mencionado. Por último, se implementó el circuito de conexión para el funcionamiento tanto del motorreductor como de la electrobomba que es la encargada de activar el pistón de doble efecto para efectuar el corte del perfil.

# CAPÍTULO I

## 1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

### 1.1. Antecedentes

Se puede conformar un metal aplicando diversos métodos y máquinas, este proceso generalmente se lo realiza en chapa metálica de medidas (0.7-3) mm, de aquí surge la necesidad de innovar y diseñar una máquina, que permita obtener perfiles tipo “U” galvanizadas de medidas variables de altura de alma, ancho del ala y longitud del perfil, acorde a la necesidad generada mediante un cálculo estructural ya que en el país no se ha llevado a cabo este tipo de estudios.

Para el diseño, se consideran conceptos físicos y de diseño en si para de esta manera determinar la magnitud de la fuerza necesaria, para que la plancha del espesor mencionado se deforme plásticamente y se pueda cizallar, el cálculo desarrollado indica factores de seguridad que son validados garantizando así la calidad y vida útil de la máquina.

Para que el diseño sea óptimo el modelo obtenido de la maquina se valida mediante software CAD, CAE, este proceso simula también el funcionamiento en base al cual se determina las zonas que mayor esfuerzo ejercen y que factores de seguridad que brindan.

### 1.2. Delimitación

#### 1.2.1. *Delimitación espacial*

El presente trabajo se desarrollará en la ciudad de San Miguel, provincia de Bolívar del territorio nacional del Ecuador.

#### 1.2.2. *Delimitación sectorial*

El estudio y desarrollo de este trabajo se acoge al Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021, en base al objetivo 1 el cual indica; Garantizar una vida digna con iguales oportunidades para todas las personas.

### **1.3. Formulación del problema**

¿Es posible producir perfiles deseados mediante un cálculo estructural en aplicaciones de construcción Steel Framing que aseguren la resistencia, sin generar sobredimensionamiento y en base a esto reducir costos?

### **1.4. Objetivos**

#### ***1.4.1. Objetivo general***

Realizar el diseño y validación asistida por computadora de una maquina conformadora de perfiles U de dimensiones variables para los sistemas de construcción Steel Framing.

#### ***1.4.2. Objetivos específicos***

- Determinar la fuerza necesaria para que la chapa metálica sufra la deformación plástica para el proceso de conformado.
- Realizar el diseño analítico de cada componente de la maquina en base a los conocimientos adquiridos en la escuela de ingeniería mecánica y posteriormente con la ayuda de software CAD, modelar las partes y piezas de la máquina para conformado y corte del perfil.
- Validar el diseño de los elementos de la máquina, mediante el uso de software MEF y realizar la simulación de deformación del perfil.

## CAPÍTULO II

### 2. REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 2.1. Materiales metálicos y laminado

Se denominan como materiales metálicos a las sustancias inorgánicas conformadas por uno o más elementos metálicos como el cobre, hierro aluminio, titanio y níquel, los materiales metálicos contienen también elementos no metálicos como el nitrógeno, oxígeno y carbono.



**Figura 1-2:** Tipos de metales

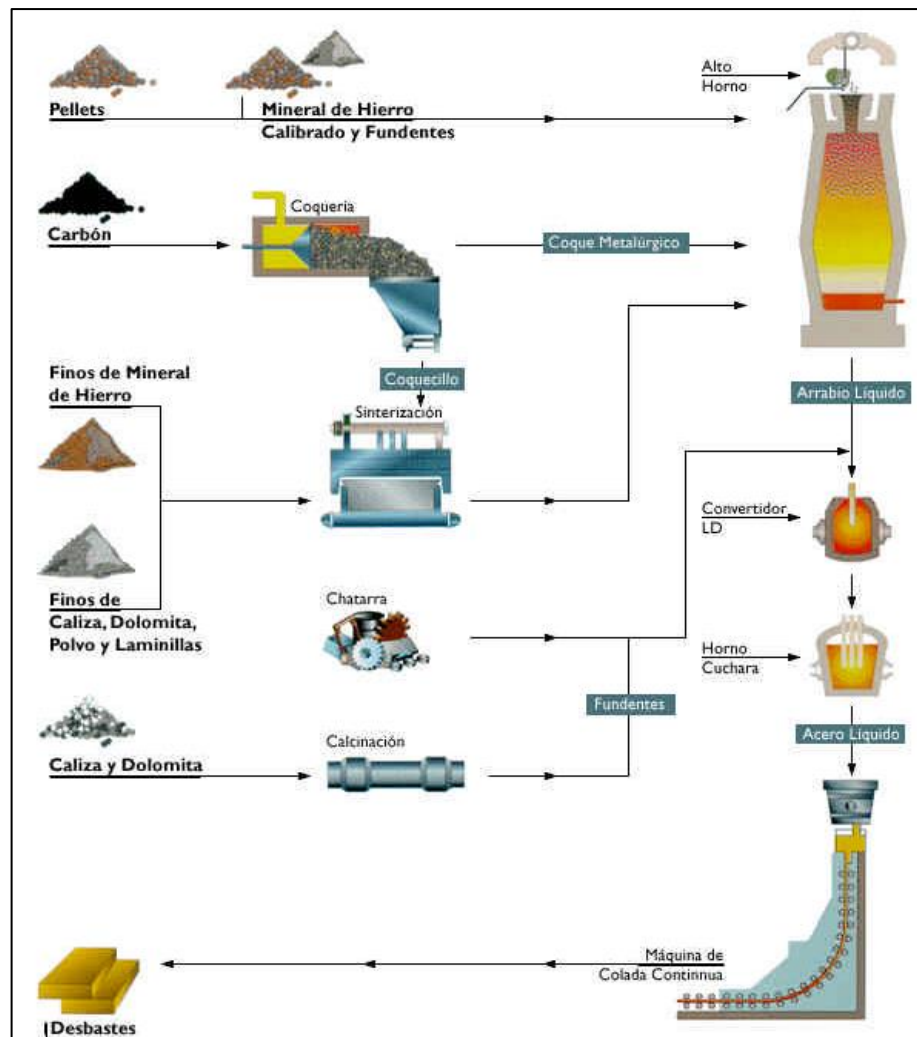
Fuente: (Al Vent, 2018)

Los átomos en los metales están dispuestos de forma ordenada en la estructura cristalina, los materiales metálicos son buenos conductores eléctricos y térmicos como también poseen alta resistencia a altas temperaturas. Puros o en aleación los metales son empleados en industrias como la biomédica, aeronáutica entre otras.

La metalurgia se inicia con la fundición de las materias primas las cuales son, mineral de hierro, carbón de coque y el sinter que conforman la carga del alto horno, mediante el cual se lleva a cabo la reducción de óxidos naturales del hierro, convirtiendo los minerales en arrabio, que se utiliza en estado líquido para la producción de acero.

El arrabio líquido es colado en un convertidor y hornos cuchara para después ser transportado a la estación de ajuste químico y de temperatura. Luego es vertido en la máquina de colada continua

a un molde permitiendo la transformación en desbastes, estos son cargados en los hornos de recalentamiento continuo de laminador en caliente para efectuar el proceso de laminación para ello los desbastes al salir del horno pasan por el desescamador, desbastadores y las series de cajas terminadoras las cuales reducen su espesor hasta las dimensiones requeridas. (ConsulSteel)



**Figura 2-2:** Proceso de fabricación del hierro

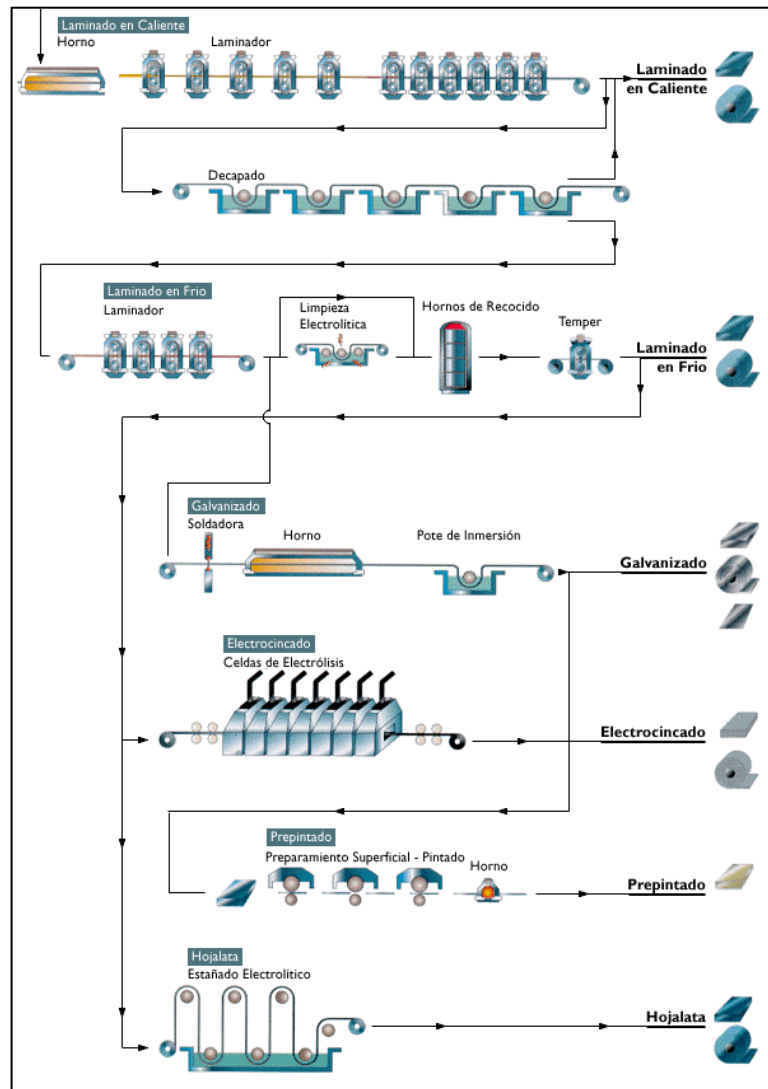
Fuente: (ConsulSteel)

## 2.2. Chapa metálica

Una vez finalizado el proceso de fabricación del hierro se obtiene la chapa metálica laminada en caliente de espesores entre (1.60 – 12.70) mm de ancho de (760 y 1500) mm, disponible en amplia variedad de calidades y bajo norma nacionales e internacionales.

La chapa laminada en frío como en caliente puede ser galvanizada en la planta mediante inmersión la chapa es recubierta por una fina capa de zinc la cual le dota de gran resistencia a la corrosión, este material es distribuido en bobinas, hojas lisas y acanaladas. (ConsulSteel)





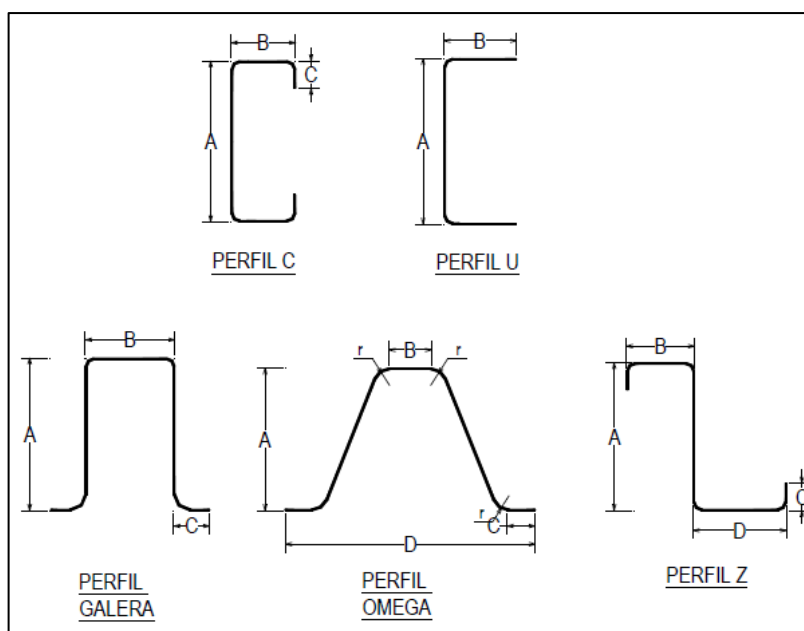
**Figura 3-2:** Proceso de fabricación de chapa metálica

Fuente: (ConsulSteel)

### 2.2.1. Acero galvanizado para uso en Steel Framing

El tipo de acero galvanizado se encuentra especificado en la norma IRAM – IAS U 500-205 la cual establece que el mismo deberá cumplir con los requisitos de la norma IRAM – IAS U 500-214 (Norma de acero galvanizado tipo estructural).

El perfil – Norma IRAM – IAS U 500-205, es un perfil abierto de chapa de acero galvanizada conformada en frío para usos estructurales de edificaciones, posee caras planas y dobleces a diferentes ángulos.



**Figura 4-2:** Tipos de perfiles

Fuente: (ConsulSteel)

- Propiedades mecánicas:

Los perfiles deben ser manufacturados con chapa de acero galvanizado con los grados estructurales de fluencia de 230, 250, 280 y 340 Mpa, estas propiedades están establecidas en base a la norma IRAM – IAS U 500-214, sin embargo, el tipo de acero más común en el mercado argentino con el que se ha calculado tablas de carga editadas por el Instituto Argentino de Siderurgia es el ZAR280 como se indica en la siguiente tabla.

**Tabla 1-2:** Cargas editadas

Grado del material del perfil	Resistencia a la tracción, min. (Mpa)	Limite de fluencia, min. (N/mm <sup>2</sup> )	Alargamiento porcentual de rotura, min. Lo=50mm(%)
ZAR 280	360	280	16

Fuente: (ConsulSteel)

La masa mínima de recubrimiento de zinc en los perfiles debe estar de acuerdo a la designación Z275 de la norma IRAM – IAS U 500-214 además debe cumplir con los valores del triple ensayo individual señalado en dicha norma.

Las tolerancias del espesor deben cumplir con los valores que se detallan en la siguiente tabla.

**Tabla 2-2:** Espesores nominales

Espesor nominal e (mm)	Tolerancias en el espesor (mm)
$e < 1,00$	$\pm 0,12$
$1,00 < e < 1,30$	$\pm 0,15$
$1,30 < e < 1,80$	$\pm 0,17$
$1,80 < e < 2,50$	$\pm 0,22$

Fuente: (ConsulSteel)

Las medidas de la sección transversal de los perfiles también deben cumplir con las normas IRAM – IAS U 500-205, las discrepancias en las medidas de las ramas del perfil con dimensiones a partir de 250 mm de los extremos del perfil deben cumplir con los valores que se detallan en la tabla.

**Tabla 3-2:** Medidas de ramas medidas a partir de 250mm

Designación del perfil	Tolerancias en las medidas de las ramas del perfil (mm)			
	A	B	C	D
PGC	0 -2	$\pm 1$	$\pm 3$	-
PGU	+2 0	$\pm 2$	-	-
PGG	$\pm 1$	+2 0	$\pm 3$	-
PGO	$\pm 2$	$\pm 2$	$\pm 2$	$\pm 2$
PGZ	0 -2	$\pm 1$	$\pm 3$	$\pm 1$

Fuente: (ConsulSteel)

Los radios de acuerdo interiores entre caras planas deben estar entre ( $1e \leq r \leq 2e$ ), la longitud es estándar de fabricación de 2700mm, bajo pedido del usuario se pueden suministrar otras longitudes, para los largos fijos se dan las tolerancias que se indican en la siguiente tabla.

**Tabla 4-2:** Tolerancias indicadas para largos fijos

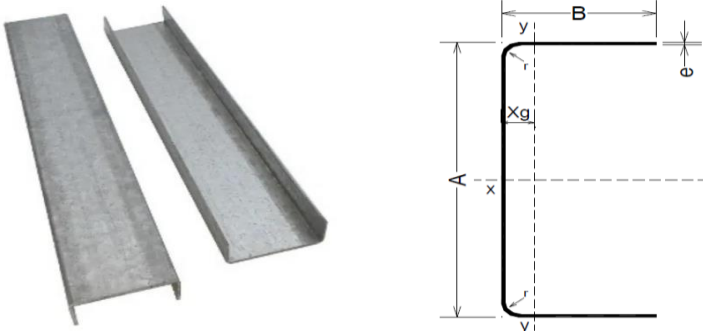
Largo fijo nominal L (m)	Tolerancia (mm)
$L \leq 6$	$\pm 2$
$6 < L \leq 10$	$\pm 3$
$10 < L$	$\pm 5$

Fuente: (ConsulSteel)

### 2.2.2. Perfil tipo U

La masa, medidas y características geométricas del perfil tipo U se rige a la norma IRAM – IAS U – 500-205 para chapas de acero galvanizada conformadas en frío utilizadas en estructuras de edificios. La masa está calculada asignando al acero una masa específica de 7.85kg/dm<sup>3</sup>, dicho valor de masa corresponde al perfil galvanizado con recubrimiento Z275, o 275gr de cinc por metro cuadrado en las dos caras. La masa por unidad de longitud de acuerdo a la norma IRAM – IAS se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 5-2:** Características geométricas del perfil tipo U



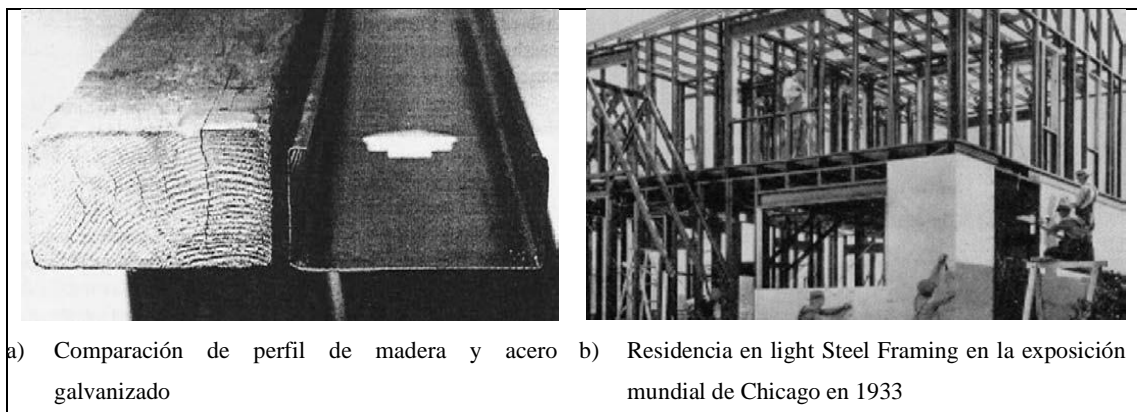
Designación del Perfil	Altura del ala A	Ancho del ala B	Espesor e		Radio int. de acuerdo r	Área de la sección nominal S	Masa por metro nominal G	Dist. al cto. de gravedad Xg	Momento de Inercia		Modulo resistente		Radios de giro	
			sin recubrimiento	Galvanizado					Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy
PGU 90 x 0,89	92	35	0,89	0,93	1,4	1,41	1,15	0,8	18,08	1,65	3,93	0,61	3,58	1,08
PGU 90 x 1,24	93	35	1,24	1,28	1,92	1,96	1,58	0,82	25,35	2,27	5,45	0,84	3,59	1,07
PGU 90 x 1,60	94	35	1,6	1,64	2,46	2,53	2,03	0,83	32,9	2,88	7	1,08	3,61	1,07
PGU 100 x 0,89	102	35	0,89	0,93	1,4	1,5	1,22	0,76	23,02	1,7	4,51	0,62	3,92	1,06
PGU 100 x 1,24	103	35	1,24	1,28	1,92	2,09	1,68	0,77	32,25	2,33	6,26	0,85	3,93	1,06
PGU 100 x 1,60	104	35	1,6	1,64	2,46	2,96	2,15	0,79	41,81	2,96	8,04	1,09	3,94	1,05
PGU 140 x 0,89	142	35	0,89	0,93	1,4	1,85	1,51	0,62	50,63	1,84	7,14	0,64	5,22	1
PGU 140 x 1,24	143	35	1,24	1,28	1,92	2,58	2,08	0,64	70,37	2,53	9,87	0,88	5,23	0,99
PGU 140 x 1,60	145	35	1,6	1,64	2,46	3,33	2,67	0,65	91,68	3,22	12,73	1,13	5,25	0,98
PGU 140 x 2,00	146	35	2	2,04	3,06	4,15	3,31	0,67	114,63	3,96	15,81	1,4	5,26	0,98
PGU 150 x 0,89	152	35	0,89	0,93	1,4	1,95	1,59	0,59	59,84	1,87	7,88	0,64	5,55	0,98
PGU 150 x 1,24	153	35	1,24	1,28	1,92	2,71	2,18	0,61	83,64	2,57	10,93	0,89	5,56	0,97
PGU 150 x 1,60	154	35	1,6	1,64	2,46	3,49	2,8	0,63	108,1	3,27	14,04	1,14	5,57	0,97
PGU 150 x 2,00	155	35	2	2,04	3,06	4,35	3,47	0,65	135,13	4,02	17,44	1,41	5,57	0,96
PGU 200 x 1,24	203	35	1,24	1,28	1,92	3,33	2,68	0,51	168,86	2,72	16,64	0,91	7,13	0,9
PGU 200 x 1,60	204	35	1,6	1,64	2,46	4,29	3,44	0,52	218	3,46	21,37	1,16	7,13	0,9
PGU 200 x 2,00	204	35	2	2,04	3,06	5,33	4,25	0,55	268,9	4,25	26,36	1,44	7,1	0,89
PGU 250 x 1,60	254	35	1,6	1,64	2,46	5,09	4,08	0,45	381,5	3,59	30,04	1,18	8,66	0,84
PGU 250 x 2,00	255	35	2	2,04	3,06	6,35	5,07	0,57	476,26	4,41	37,35	1,46	8,66	0,83
PGU 250 x 2,50	256	35	2,5	2,54	3,81	7,91	6,3	0,5	592,82	5,41	46,31	1,8	8,65	0,83
PGU 300 x 0,89	302	35	0,89	0,93	1,4	3,28	2,67	0,37	338,7	2,11	22,43	0,67	10,16	0,8
PGU 300 x 1,60	304	35	1,6	1,64	2,46	5,89	4,72	0,4	608,6	3,68	40,04	1,19	10,17	0,79
PGU 300 x 2,00	305	35	2	2,04	3,06	7,35	5,87	0,42	759,65	4,53	49,81	1,47	10,17	0,79
PGU 300 x 2,50	306	35	2,5	2,54	3,81	9,16	7,29	0,45	945,74	5,56	61,81	1,82	10,16	0,78

Fuente: (ConsulSteel)

### 2.3. Sistema constructivo Steel Framing (SF)

Este sistema se remonta al inicio del siglo XIX, históricamente con la construcción de casas en madera, las cuales fueron construidas por los colonizadores en territorio norteamericano de aquella época, con la finalidad de atender el crecimiento poblacional, ya que esto representaba un método rápido de producción en serie para construcciones.

Este método consistía de una estructura conformada por piezas de madera aserrada y de sección transversal pequeña conocida como (Balloon Framing) que son los perfiles que componen la altura de un edificio de dos plantas con vigas entre piso sujetas de forma lateral el término Frame que significa conformar un esqueleto estructural compuesto de elementos livianos para dar forma y soportar una edificio, mientras que Framing es el proceso mediante el cual se vinculan los elementos, a partir de esto se dio las construcciones en madera denominadas (Wood Frame) mismas que fueron la tipología de residencia más común en Estados Unidos, un siglo después en 1933 en base al gran desarrollo de la industria de producción de acero fue lanzada en la feria mundial de Chicago un prototipo de residencia construida en Steel Framing siendo sustituida la estructura de madera por perfiles de acero.



**Figura 5-2:** Evolución del Steel Framing

**Fuente:** (Arlene Maria, et al., 2006)

El incremento de la economía norteamericana y la abundante producción de acero en periodo post – segunda guerra ayudo al desarrollo de procesos de manufactura de perfiles conformados en frio ya que ofrecían ventajas como, mayor resistencia, eficiencia estructural capaz de resistir a catástrofes naturales (terremotos, huracanes), Se estima que, hasta finales de la década del 90, el 25% de residencias en Estados Unidos estaba compuesta por el sistema del Steel Framing. En Japón las primeras construcciones basadas en este sistema aparecieron luego de la Segunda Guerra Mundial por lo que hubo la necesidad de reconstruir cuatro millones de viviendas destruidas por los ataques de bombarderos, después de esto el gobierno Japonés prohibió las

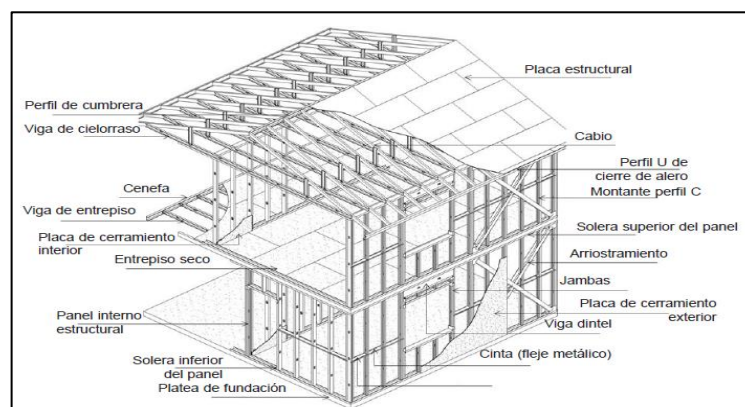
construcciones en madera ya que este fue un factor agravante de la propagación de incendios durante los ataques.

El Steel Framing es un sistema constructivo industrializado que se basa en el empleo de perfiles estructurales de acero liviano en conjunto con otros componentes de aislación, división, fijación y terminación, para viviendas y hasta grandes depósitos de arquitectura simple y compleja.

Este sistema se caracteriza por su flexibilidad, durabilidad y eficiencia energética desde febrero de 2018 en Argentina es considerado un sistema de construcción tradicional, este sistema es utilizado ampliamente en todas las partes del mundo, las cualidades del sistema lo convierten particularmente resistente a la actividad sísmica además de otras condiciones ambientales adversas por lo que es ideal para construcciones en regiones propensas a sismos.

Las características que presenta una estructura típica de Steel Framing es que se compone de un conjunto de perfiles de chapa de acero galvanizado de muy bajo espesor separados entre sí por lo general 40 o 60 centímetros. Los cerramientos interiores y exteriores suelen resolverse con distintos tipos de placas sujetas a la estructura metálica con tornillos autoperforantes, mientras que para las terminaciones exteriores el Steel Framing admite una gran variedad de materiales, incluyendo placas cementicias incluso terminaciones tradicionales como ladrillo o piedra.

La sustentabilidad en la construcción es una necesidad creciente a medida que las consecuencias del efecto invernadero se acentúan por tal motivo se dice que el Steel Framing es un sistema constructivo del futuro. En la figura 1a, se aprecia el perfil tipo “U”, el cual es utilizado en la construcción de viviendas como se indica en la figura 1b. La estructura de SF se compone de paredes, techo, piso y en conjunto posibilitan la integridad estructural del edificio con la resistencia a los esfuerzos a la que está expuesta la estructura



**Figura 6-2:** Partes de la estructura Steel Framing en una edificación

Fuente: (Arlene Maria, et al., 2006)

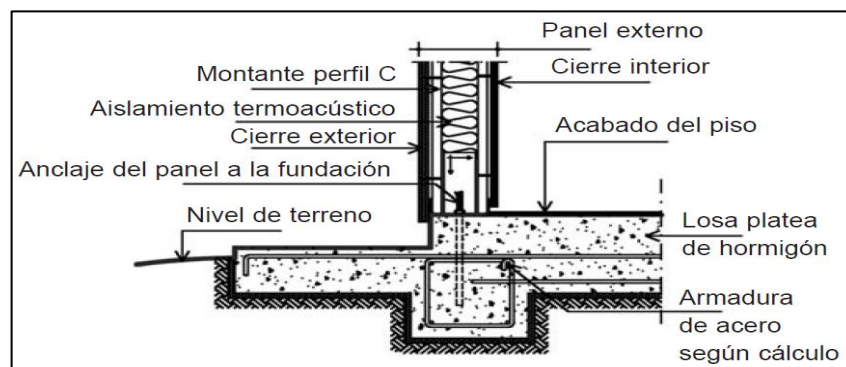
Las paredes están compuestas de paneles estructurales o autoportantes mismos que están compuestos por una gran cantidad de perfiles galvanizados llamados montantes separados entre sí 400 o 600 mm esta dimensión se define de acuerdo al cálculo estructural determinándose así la modulación del proyecto misma que optimiza mano de obra y costos, los paneles distribuyen uniformemente las cargas y estas son transmitidas al suelo, los paneles pueden ser revestidos con diversos materiales, generalmente para el exterior se aplican placas cementicias o placas de OBS (oriented strand board) que significa virutas de madera orientadas de forma perpendicular, mientras que los interiores son recubiertos de placas de yeso cartón.



**Figura 7-2:** Paneles estructurales recubiertos exteriormente con OBS

**Fuente:** (Arlene Maria, et al., 2006)

Para el montaje de la estructura debe existir inicialmente una plataforma de hormigón de 15 cm arriba del suelo y las vigas en el perímetro de la misma bajo las paredes estructurales donde sea más necesario obtener mayor rigidez en la siguiente figura se indica el detalle del esquema de anclaje.



**Figura 8-2:** Detalle del anclaje del panel estructural al hormigón

**Fuente:** (Arlene Maria, et al., 2006)





**Figura 9-2:** Construcción de vivienda con Steel Framing

**Fuente:** (Framing)

- Ventajas del uso del sistema Steel Framing

Son productos estandarizados de tecnología avanzada ya que la materia prima utilizada para la manufactura, las técnicas y características pasan por rigurosos controles de calidad siendo estas ventajas las siguientes: (ConsulSteel)

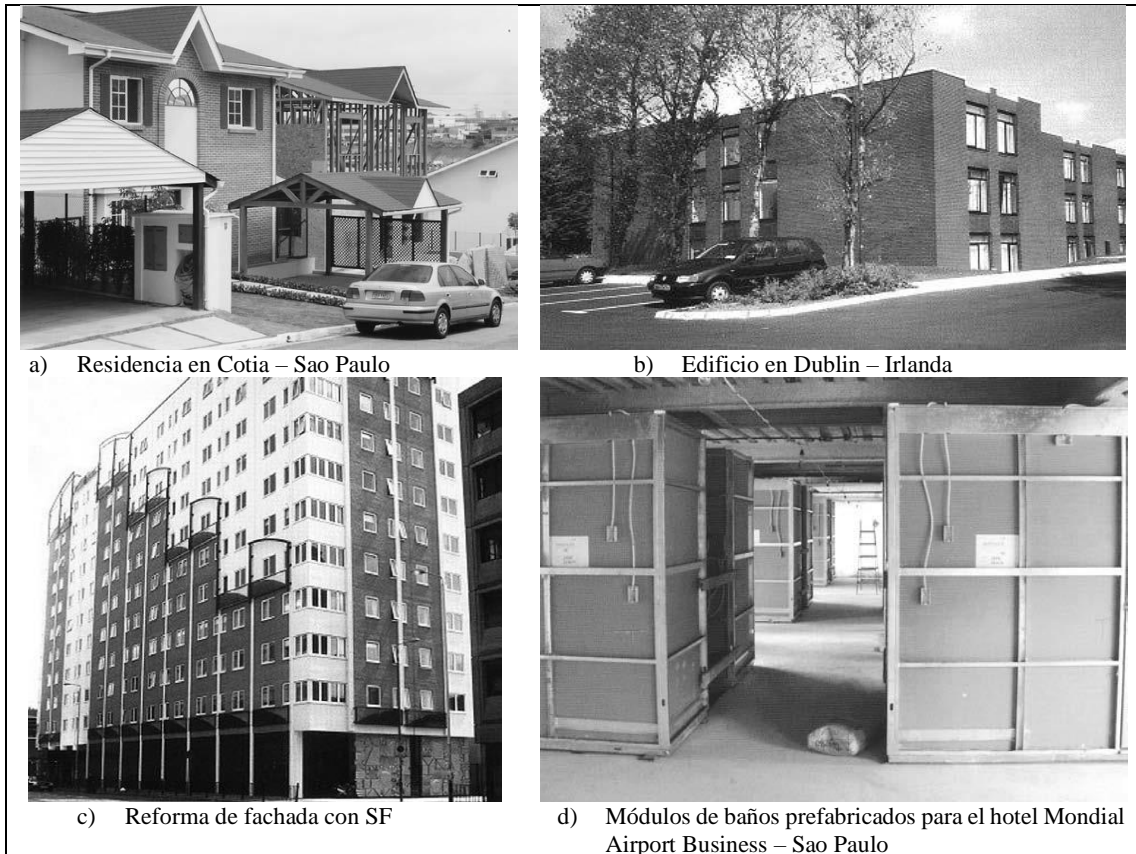
- El acero es un material resistente de gran precisión dimensional
- Fácil suministro de perfiles conformados en frío
- Larga vida útil de los perfiles gracias al proceso de galvanización
- Fácil de transportar, montaje gracias al bajo peso que poseen
- Construcción en seco esto minimiza usos de recursos naturales
- La utilización de paneles de yeso facilita las instalaciones eléctricas e hidráulicas
- Fácil de ejecutar uniones
- El acero es un material incombustible y reciclable muchas veces sin que pierda propiedades

De acuerdo a estudios realizados por más de tres años por British Steel en los laboratorios Welsh sobre quince viviendas ubicadas en zonas urbanas, rurales, marina e industrial de Inglaterra la corrosión del cinc es menor que  $0.1\mu m$  en un periodo de 3 años entonces esto indica que en condiciones iguales un recubrimiento de  $19.4\mu m$  de cinc G90 debería perdurar más de 600 años.

Los tornillos que articulan las estructuras también son afectados por la humedad en efecto de esto estos también tienden a sufrir corrosión esto provoca atascamiento de las roscas dentro la chapa en vista de esto se aplican algunos tipos de protección contra corrosión que sirven también como



lubricantes así por ejemplo el fosfato, enchapado mecánico de cinc, electro cincado y revestimientos especiales. A continuación, se muestran algunos tipos de residencias, edificaciones y módulos construidos con SF. (Arlene Maria, et al., 2006)



**Figura 10-2:** Aplicaciones del SF

Fuente: (Arlene Maria, et al., 2006)

## 2.4. Deformación

Se define como el cambio de forma y tamaño que sufre un cuerpo después de haber sido sometido a una carga externa y se da por: (Singer)

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (1)$$

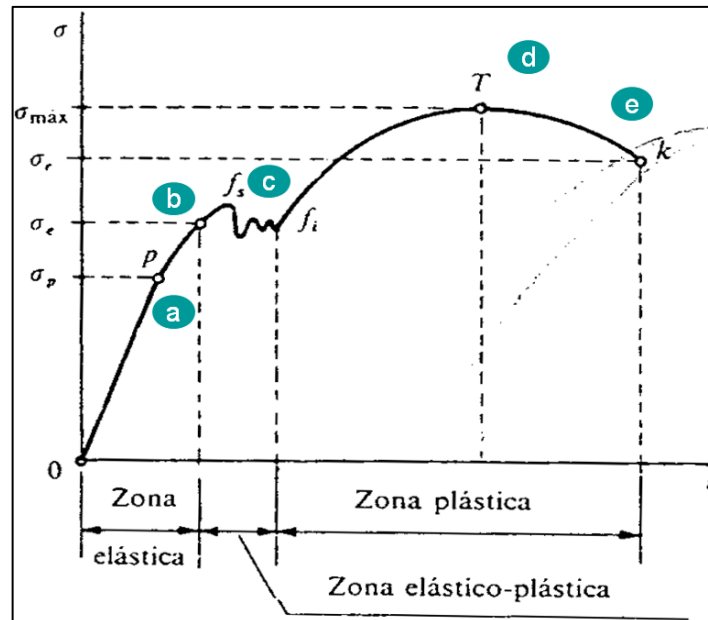
Donde:

$\epsilon$  = Deformación unitaria

$L$  = Longitud producida (mm)

$\delta$  = Deformación total (mm)

Cuando un sólido es sometido a una carga externa, describe el diagrama esfuerzo - deformación se aprecia en la Figura 2-2, donde, (a) es el límite de proporcionalidad existente entre la tensión y la deformación, (b) es el límite elástico es decir donde el material queda deformado permanentemente después de retirar la carga a la cual fue sometido inicialmente, (c) es el punto de fluencia debido a que se produce un alargamiento del material, (d) este punto se denomina como el esfuerzo máximo que puede soportar el material, (e) es el punto final que representa al esfuerzo de rotura del material.



**Figura 11-2:** Diagrama esfuerzo – deformación

Fuente: (Materiales)

El presente proyecto se centraliza en el estudio de deformaciones permanentes entonces, la relación límite elástico – límite de rotura, conserva la forma asignada a un material a través de un trabajo de deformación ( $\sigma_y < \sigma < R$ ). La plasticidad aumenta con la relación  $(\frac{R}{\sigma_y})$ . por lo que, en efecto de esto, se logra mayor endurecimiento de la sección doblada.

## 2.5. Teorías de falla para materiales dúctiles

Las pérdidas de funcionalidad de las maquinas incurren debido a agrietamientos y rupturas, por lo que en el siglo XVIII se dio lugar a las máquinas de ensayos que torcían, doblaban y halaban las probetas mediante procesos simples, por ejemplo, en el ensayo de tensión uniaxial las deformaciones son medibles y los esfuerzos infieren hasta que ocurra la falla.

Entonces la pregunta es: ¿Qué es importante?: ¿Una deformación, una energía crítica o un esfuerzo crítico?, no existe una teoría universal de falla para un caso general. En vez de esto al paso de los años se han formulado y probado varias hipótesis, que han conducido a las prácticas aceptadas de la actualidad. Como dichas prácticas han sido aceptadas entonces se caracterizarán como teorías, así como lo hace la mayoría de los diseñadores. (Bunydas, 2008)

Un metal estructural puede comportarse de forma dúctil o frágil, en circunstancias especiales un material considerado dúctil puede fallar de forma frágil, el material es dúctil si  $\epsilon_f \geq 0.05$  y cuando poseen resistencia a la fluencia identificable que a menudo es la misma en compresión que en tensión ( $S_{yt} = S_{yc} = S_y$ ). El material es frágil si  $\epsilon_f < 0.05$ , no presentan resistencia a la fluencia identificable y por lo general se clasifican por resistencias últimas a la tensión y compresión  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$  respectivamente donde  $S_{uc}$  se da como cantidad positiva, las teorías aceptadas para materiales dúctiles son: Energía de distorsión (ED), Esfuerzo cortante máximo (ECM), Mohr Coulomb dúctil (CMD) y para materiales frágiles son: Mohr Coulomb frágil (CMF), Esfuerzo normal máximo (ENM), Mohr modificada (MM).

Sería de gran utilidad adoptar una teoría aceptada universalmente para cada tipo de material, pero por una u otra razón se utilizan todas las anteriores.

### 2.5.1. Teorías del esfuerzo cortante máximo

De acuerdo a esta teoría la fluencia empieza, cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento es igual al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material y esa pieza comienza a fluir. Esta teoría es conocida también como la teoría de Tresca o Guest (Bunydas, 2008)

Para un estado general de esfuerzo, la hipótesis del esfuerzo cortante máximo origina la fluencia cuando: (Bunydas, 2008)

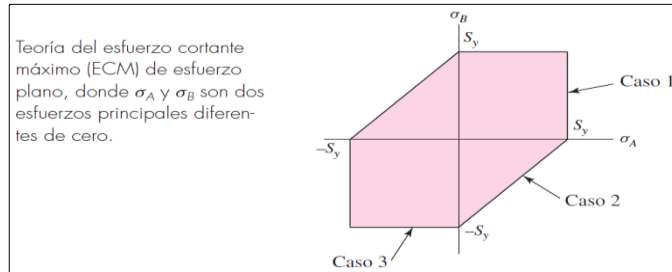
$$\tau_{\text{máx}} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} \geq \frac{S_y}{2} \text{ o } \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{n} \quad (2)$$

Esto implica que la resistencia a la fluencia en cortante este dado por:

$$S_{sy} = 0.5S_y \quad (3)$$

Para propósitos de diseño, incorpora un factor de seguridad,  $n$  como se indica a continuación:  
(Bunydas, 2008)

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2n} \text{ o } \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{n} \quad (4)$$



**Figura 12-2:** Teoría del esfuerzo cortante

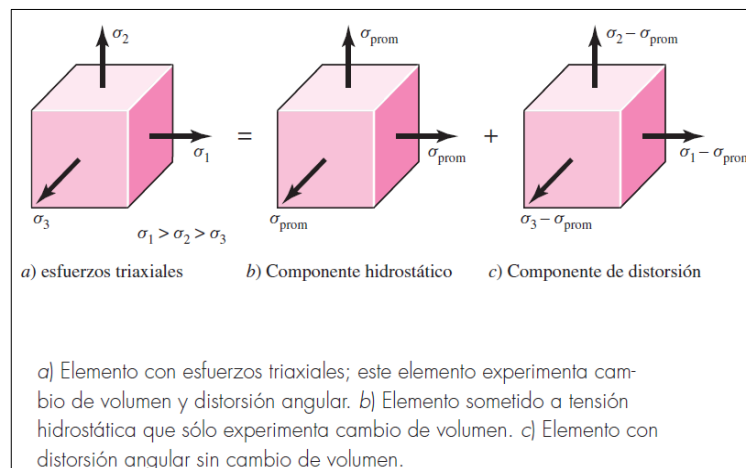
Fuente: (Bunydas, 2008)

### 2.5.2. Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

Esta teoría predice que la falla por fluencia sucede cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión de un mismo material.  
(Bunydas, 2008)

La fórmula de  $\sigma_{prom}$  es:

$$\sigma_{prom} \geq \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (5)$$



**Figura 13-2:** Esfuerzos triaxiales

Fuente: (Bunydas, 2008)

En un caso simple de tensión  $\sigma$ , la fluencia podría suceder cuando  $\sigma \geq S_y$ . Generalmente, este esfuerzo se denomina como esfuerzo de Von Mises y puede escribirse como: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' \geq S_y \quad (6)$$

El esfuerzo de Von Mises es: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (7)$$

El análisis estático, de acuerdo a la teoría de Von Mises se da por:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (8)$$

Donde:

$S_y$ : Limite de fluencia

$\tau_{xy}$ : Esfuerzo de torsión

$\sigma_x$ : Esfuerzo de flexión

n: factor de seguridad

Los análisis de un elemento sometido a flexión se dan por:

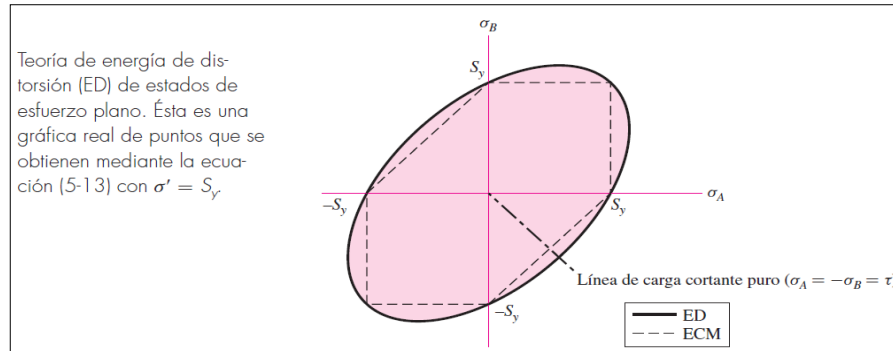
$$\sigma_x = \frac{S_y}{n} \quad (9)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M f_{m\acute{a}x} * n}{\pi * S_y}} \quad (10)$$

$$\frac{32 * M f_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3} = \frac{S_y}{n} \quad (11)$$

Para el esfuerzo plano, sean  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  los esfuerzos principales diferentes de cero. Sustituyendo variables se obtiene: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$



**Figura 14-2:** Energía de distorsión

Fuente: (Bunydas, 2008)

Empleando las componentes  $xyz$  del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo Von Mises se escribe como: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zy}^2)]^{1/2} \quad (13)$$

Y para el esfuerzo plano:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (14)$$

### 2.5.3. Teoría de Mohr Coulomb para materiales dúctiles

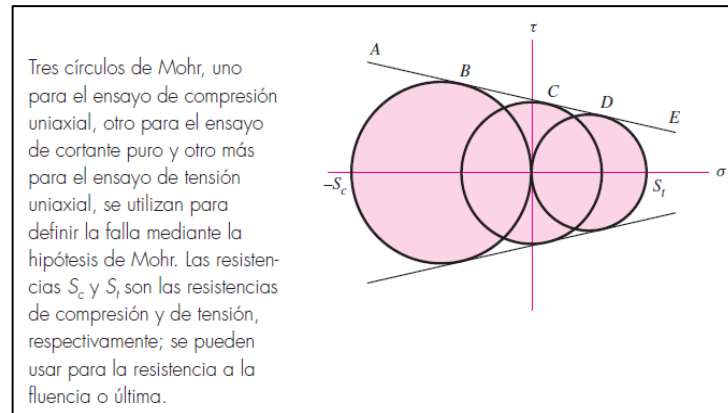
Esta teoría se remonta a 1900. No había computadoras, sólo reglas de cálculo, compases y curvas francesas. Los procesos gráficos, comunes de ese entonces, aún son útiles en la actualidad. La idea de Mohr se basó en tres ensayos “simples”: compresión, tensión y cortante, a la fluencia si el material es capaz de fluir, o a la ruptura. Es más fácil definir la resistencia de fluencia por cortante como  $S_y$ , que realizar el ensayo. (Bunydas, 2008)

La hipótesis de Mohr eran usar los resultados de los ensayos de compresión, tensión y cortante a fin de elaborar los tres círculos de la Figura 15-2, con objeto de definir una envolvente de falla, representada como la línea recta  $ABCDE$ , arriba del eje  $\sigma$  como se muestra en la figura 16-2. La envolvente de falla no es necesario que sea recta. (Bunydas, 2008)

El argumento se basó en los tres círculos de Mohr que describen el estado de esfuerzos de un cuerpo y que crucen durante la carga hasta que uno de ellos se hace tangente a la envolvente de

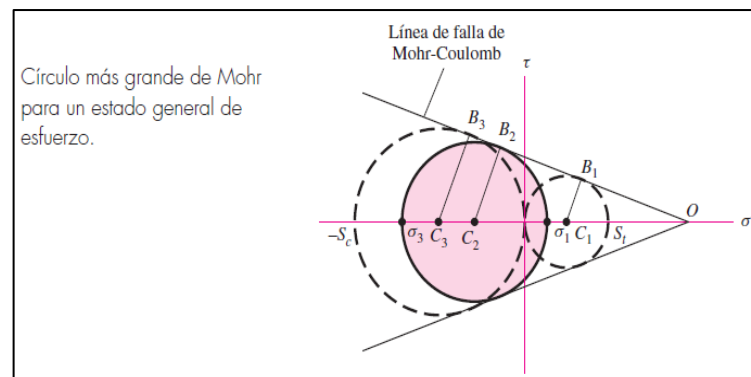
falla, definiendo ésta. ¿Era la forma de la envolvente de falla recta, circular o cuadrática? Un compás o una curva francesa definían la envolvente de falla. (Bunydas, 2008)

$$\frac{B_2 C_2 - B_1 C_1}{OC_2 - OC_1} = \frac{B_3 C_3 - B_1 C_1}{OC_3 - OC_1} \quad (15)$$



**Figura 15-2:** Círculo de Mohr

**Fuente:** (Bunydas, 2008)



**Figura 16-2:** Círculo para estado general de esfuerzo

**Fuente:** (Bunydas, 2008)

O bien:

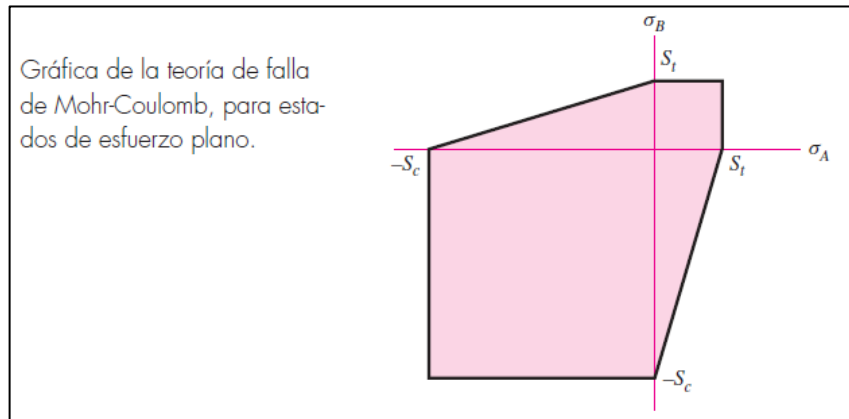
$$\frac{\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} - \frac{S_t}{2}}{\frac{S_t - \sigma_1 + \sigma_3}{2}} = \frac{\frac{S_c - S_t}{2}}{\frac{S_c + S_t}{2}} \quad (16)$$

Multiplicando cruzado y simplificando se reduce esta ecuación a: (Bunydas, 2008)

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = 1 \quad (17)$$

Donde pueden usarse la resistencia a la fluencia o la resistencia última.

$$\sigma_B \leq -S_c \quad (18)$$



**Figura 17-2:** Teoría de falla

Fuente: (Bunydas, 2008)

En el caso de ecuaciones de diseño, la incorporación del factor de seguridad  $n$  divide todas las resistencias entre  $n$ . Por ejemplo, como: (Bunydas, 2008)

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n} \quad (19)$$

Para la teoría de Mohr-Coulomb no se necesita el círculo de resistencia cortante torsional, ésta puede deducirse a la ecuación de cortante puro  $\tau$ ,  $\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau$ .

La resistencia a la fluencia torsional ocurre cuando  $\tau_{\text{máx}} = S_{sy}$ . Sustituyendo  $\sigma_1 = -\sigma_3 = S_{sy}$  se obtiene: (Bunydas, 2008)

$$S_{sy} = \frac{S_{yt}S_{yc}}{S_{yt}+S_{yc}} \quad (20)$$

## 2.6. Conformado mecánico por deformación plástica

El conformado es un proceso basado en la deformación permanente que sufre un material, a fin de obtener una forma deseada en el producto final, el conformado mecánico puede clasificarse como sigue: (Byron Saul, 2007)

Por la temperatura (Conformado en frío o en caliente)



De acuerdo a la forma final del producto

De acuerdo al estado y tipos de esfuerzos durante el conformado

En base al tamaño de la zona deformada

Por la velocidad de deformación

De acuerdo a la operación de conformado primario y secundario

### **2.6.1. Temperatura de conformado**

El trabajo en caliente debe desarrollarse por encima del rango de endurecimiento (recristalización), mientras que para el trabajo en frío se hace a temperaturas bajo el rango mencionado (frecuentemente a temperatura ambiente). La recristalización del acero permanece en un rango de 500 a 700 °C, por lo que los trabajos en caliente se realizan arriba de estos rangos. (Byron Saul, 2007)

**Tabla 6-2:** Tipos de conformado

<b>El conformado en caliente:</b>	<b>Conformado en frío:</b>
Cuando un metal es conformado en caliente las fuerzas para deformarlo son menores, el metal permanece en estado plástico durante todo el proceso ya que este es por presión	Al ser conformado un metal en frío se requiere grandes fuerzas, la temperatura de deformación no produce cambios en la micro – estructura.
<b>Ventajas:</b>	<b>Ventajas:</b>
Elimina la porosidad del metal Elimina inclusiones existentes Refina los granos gruesos y prismáticos Incrementa ductilidad y resistencia al impacto	Mayor precisión y tolerancias más estrechas Buenos acabados superficiales Incremento de dureza y resistencia en la parte deformada
<b>Desventajas:</b>	<b>Desventajas:</b>
Acabado superficial pobre y tolerancias imprecisas, esto se debe a que a altas temperaturas se produce una oxidación o escamado rápido en la superficie del metal	Requiere mayor potencia de la máquina para lograr el conformado Hay que tener cuidado que la superficie del material esté libre de suciedad e incrustaciones

**Fuente:** (Byron Saul, 2007)

**Realizado por:** Gómez M, 2021

### **2.6.2. Velocidad de deformación durante el conformado**

La velocidad de deformación no influye de manera considerable en el proceso, sin embargo, si la deformación se la llevada a cabo a grandes velocidades surge el riesgo de producir regiones conformadas no uniformes. (Byron Saul, 2007)

### 2.6.3. Fuerza de contacto

Es la fuerza que ejercen los rodillos, para efectuar el empuje de la plancha de acero galvanizado esta se calcula mediante la ecuación: (Halmos T)

$$C_{m1} = C_{m2} = \frac{1-V_1^2}{E_1} \quad (21)$$

Donde:

$E_1$ : Módulo de elasticidad

$V_1$ : Coeficiente de Poisson

### 2.6.4. Fricción y fuerza de rozamiento

Este parámetro es incierto en las operaciones de doblado, porque es difícil de cuantificar ya que el rozamiento aumenta la resistencia a la deformación. Este valor depende del tipo de material a conformarse, de la rugosidad, velocidad de deformación, temperatura, lubricación, la fuerza de rozamiento se da por: (Byron Saul, 2007)

$$F_R = \mu * F_N \quad (22)$$

Donde:

$F_N$ : Fuerza Normal (N)

$\mu$ : Coeficiente de fricción

La fuerza normal se da por:

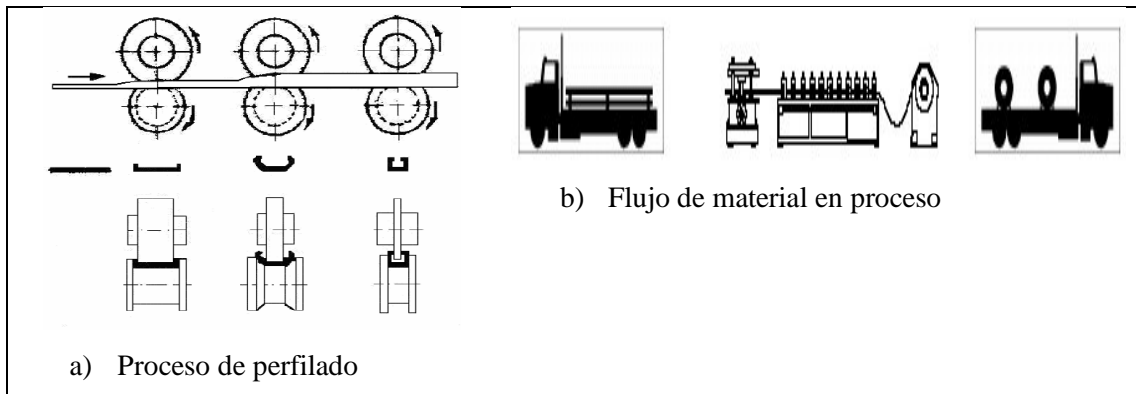
$$F_N = F_{doblado} + F_{m\acute{a}x} \quad (22)$$

Por tanto:

$$F_R = \mu * (F_{doblado} + F_{m\acute{a}x}) \quad (23)$$

### 2.6.5. Proceso de conformado por perfilado

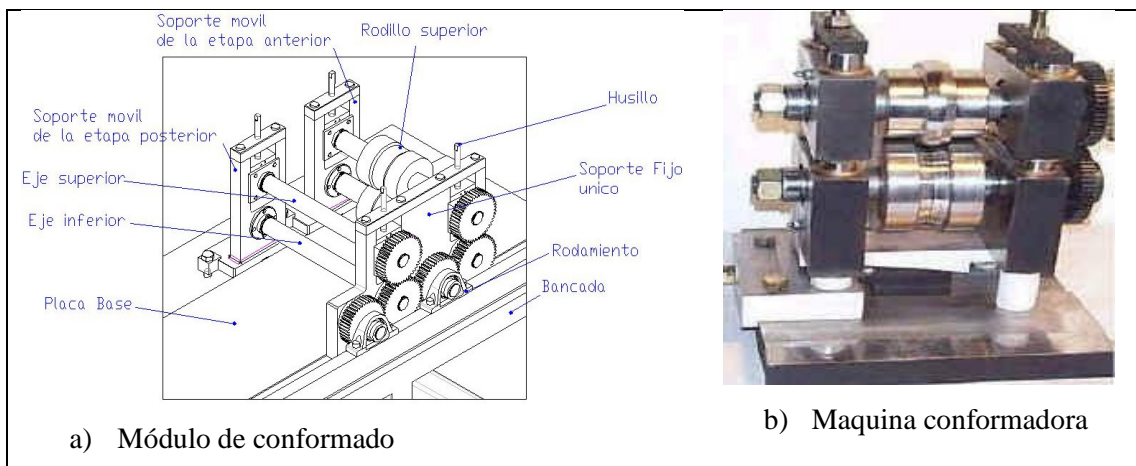
Este proceso de conformado se realiza por flexión, ya que consiste en manufacturar perfiles de grandes longitudes mediante el curvado y doblado de tiras de láminas metálicas.



**Figura 18-2:** Proceso de conformado

Fuente: (Byron Saul, 2007)

En la siguiente figura se indica los módulos que posee una maquina conformadora, en base a lo cual se entiende el diseño de mejor manera, además se simplifica y estandariza la manufactura de las piezas como también se facilita el montaje y de esta manera conseguir un ejemplo de la maquina real como se muestra en la figura 19.



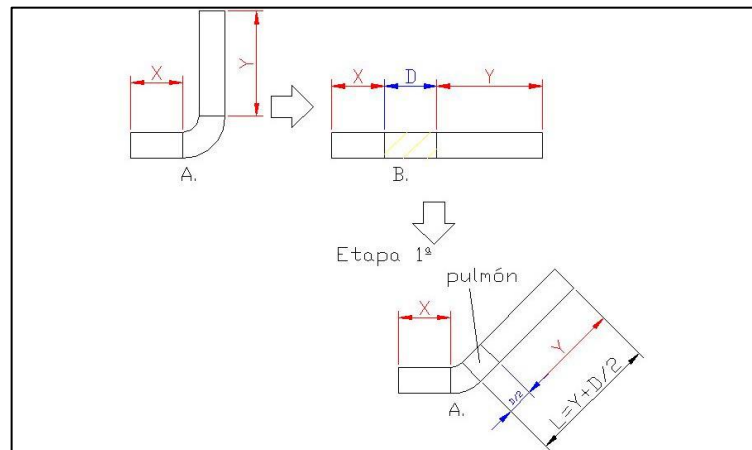
**Figura 19-2:** Módulos de estudio de una maquina conformadora

Fuente: (Arias Perez)

### 2.7. Diseño de la flor

Este desarrollo consiste en estudiar cada etapa del perfil teórico, es decir iniciando con la chapa plana y culminando con el perfil deseado, en todo doblado influye el pulmón de chapa que es una parte longitudinal del material sin deformar para que, al momento de realizar el doblez, la chapa

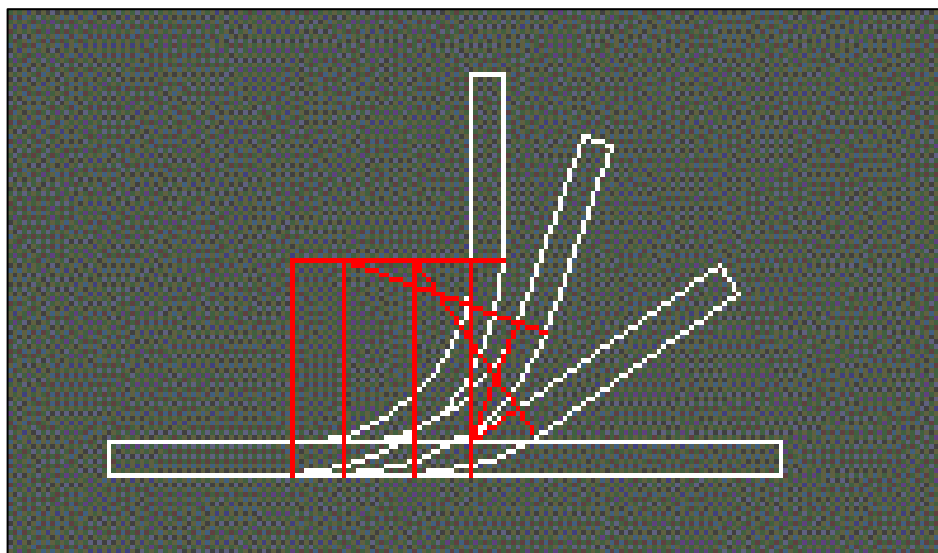
pueda doblar esta longitud extra y las dimensiones del perfil sean correctas por ejemplo en la siguiente figura se requiere el doblado en (A) en dos etapas, por lo que es necesario la longitud (D) que corresponde al doblado de 90°, en la primera etapa del doblado uno de los lados tiene más longitud que la final esto debido a que es necesario un pulmón de chapa de longitud  $(D/2)$  que para este caso se necesitara para lograr el doblado de la etapa final.



**Figura 20-2:** Necesidad del pulmón de chapa

Fuente: (Arias Perez)

Para el diseño de la flor existen varios métodos como el método de desarrollo constante, radio constante con pulmón de chapa en lado fijo, radio constante con pulmón de chapa en lado variable, radio constante con pulmón de chapa en ambos lados. Como el presente proyecto se enfoca en el estudio de un perfil tipo (U) se profundizó el estudio en el método de radio constante con pulmón de chapa en ambos lados como se indica en la siguiente figura.



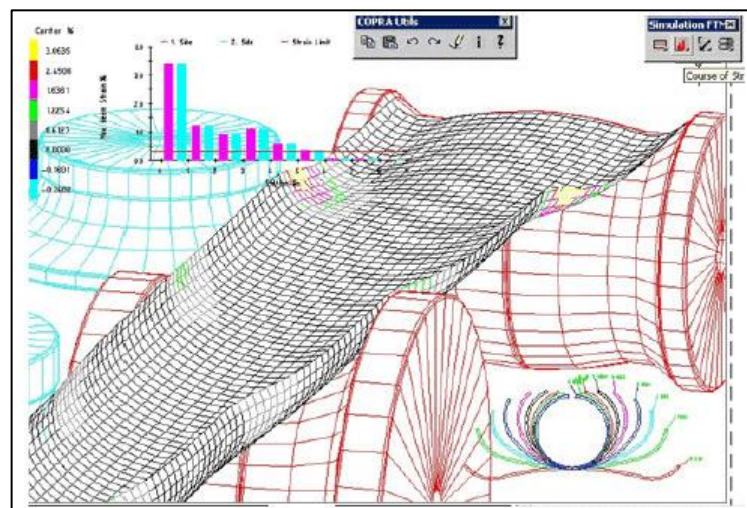
**Figura 21-2:** Método de radio constante con pulmón de chapa en ambos lados

Fuente: (Arias Perez)

A continuación, se detallan algunas recomendaciones para el diseño.

- Tratar que el perfil abierto tenga la vista hacia arriba
- Mantener el centro de gravedad lo más uniforme posible
- Conseguir un flujo lo más suave posible de material
- Aprovechar las simetrías posibles de la chapa
- Hacer una sola deformación en cada etapa
- Analizar las tensiones internas del material
- Debido a que resulta difícil conseguir las alas externas el material debe ser como mínimo cuatro veces el espesor de la chapa
- Minimizar la diferencia de velocidad lineal en los puntos de deformación

La tecnología cada vez avanza a pasos agigantados, tal es así el caso que se puede realizar el diseño de la flor haciendo uso de un software como se muestra a continuación de este párrafo, a través de esto el diseñador tiene la gran ventaja de encontrar un diseño óptimo de todo el conjunto, ya que el software le permite rediseñar con precisión por ejemplo las dimensiones de los rodillos, evaluar fuerzas adecuadas y encontrar el límite de rotura del material, velocidades de conformado y número de pases necesarios requeridos para alcanzar el conformado final.



**Figura 22-2:** Interfaz de usuario de un programa de diseño

Fuente: (Arias Perez)

Para calcular el número de pases con diseño de rodillo asistido por computadora, existe el método basado en ecuación empírica como se indica a continuación, considerando los parámetros recomendados por el libro roll forming Handbook. (Halmos T).

$$n = \left[ 0.237H^{0.8} + \frac{0.834}{t^{0.87}} + \frac{\alpha}{90} \right] \left[ \frac{Y^{2.1}}{0.003U} \right]^{0.15} S(1 + 0.5Z) + e + Tf + 5zs \text{ (Um)} \quad (24)$$

Donde:

H= Altura máxima del perfil (m)

n= Número de pasos

t= Espesor del material (mm)

Y= Limite elástico (Mpa)

z= Agujeros, punzonados y factor de continuidad de la tira (0-2)

$\alpha$ = Grado total de ángulos formados de un lado del plano guía.

s= Factor de forma (1-1.6)

U= Resistencia a la tracción (MPa)

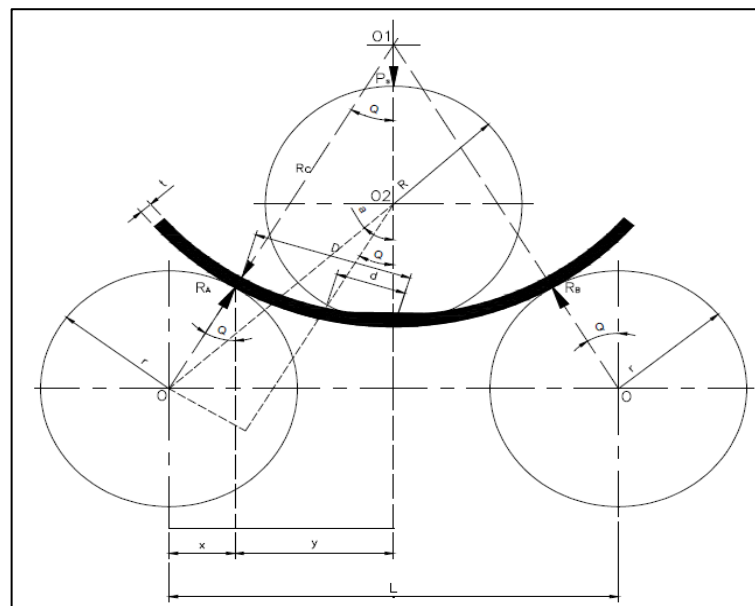
Tf= Factor de tolerancia (0-2)

e=Cantidad de pasos adicionales (1,2, etc) por ejemplo para marcar, ranurar, duplicar.

## 2.8. Parámetros de diseño de la maquina

### 2.8.1. Geometría de la maquina

Se relaciona con el radio, de los rodillos superior e inferior, distancia entre centros de los rodillos inferiores y el ángulo de línea de centro y simetría como se indica en la siguiente figura.



**Figura 23-2:** Parámetros de rodar

Fuente: (Byron Saul, 2007)

Para deformar el material y conformar un perfil cualquiera la maquina se asemeja a un movimiento similar al que se indica en la siguiente figura, el cual consta de un punzón (W), que se mueve hacia abajo con relación al punto muerto inferior (PMI) y para un ángulo determinado de la manivela viene dado por: (Esteban, et al., 2019)

$$W = r \left( 1 - \cos\alpha + \frac{r}{2l} \sin^2\alpha \right) \approx r(1 - \cos\alpha) = \frac{H}{2}(1 - \cos\alpha) \quad (25)$$

Donde:

$r = H =$  Radio de manivela o carrera del punzón(mm)

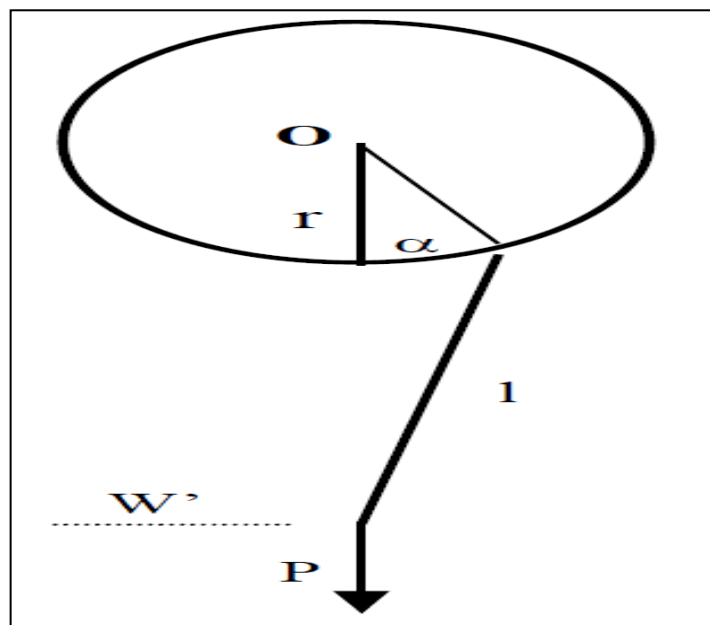
$l =$  Longitud de la biela (mm)

$\alpha =$  Ángulo de la manivela

La velocidad del punzón (W), en función del número de carreras (golpes) por minuto n(rpm) se da por:

$$c = \frac{dW}{dt} = r \frac{\pi n}{30} \left( \sin\alpha + \frac{r}{2l} \sin 2\alpha \right) \approx W \frac{\pi n}{30} \sqrt{\frac{H}{w}} - 1 = 0.105w \sqrt{\frac{H}{w}} - 1 \quad \left( \frac{mm}{s} \right) \quad (26)$$

En la práctica no se considera la velocidad del punzón a lo largo del recorrido, sino solo la cadencia de trabajo, expresada en golpes por minuto en continuo funcionamiento.



**Figura 24-2:** Esquema del accionamiento biela – manivela

Fuente: (Diaz et al., 2019)

La distancia entre centros C, se da por:

$$C \geq d + \frac{D}{2} \quad (27)$$

### 2.8.2. Interacción rodillos – pieza de trabajo

En base a este análisis se determina la fuerza de doblado espesor de material y radio de curvatura

$P_s$  = Fuerza de doblado (N)

$R_A$  y  $R_B$  = Reacciones ejercidas por los rodillos inferiores, debido a la aplicación de la fuerza de doblado (N).

$\theta$  = Angulo formado entre el punto de contacto lamina- rodillo (fuerza normal).

A través del análisis geométrico el ángulo es igual a:

$$\theta = \alpha - \text{Cos}^{-1} \left[ \frac{2(R+r+e)\text{Sen}\alpha}{L} \right] \quad (28)$$

Donde:

$R_c$  = Radio de curvatura de la pieza doblada (mm)

D = Distancia entre la línea de simetría y el punto de contacto rodillo inferior-lamina (mm)

e = Espesor del material (mm)

d = Distancia entre la simetría y el punto de contacto lamina -rodillo superior (mm)

La fuerza de doblado en función del ancho y espesor viene dada por:

$$F_1 = \frac{Sut \cdot a \cdot e}{3} \quad (29)$$

Donde:

$F_1$ : Fuerza de doblez (N)

Sut: Esfuerzo último (kpsi)

a: ancho de la lámina (mm)

e: espesor de la lámina (mm)

### 2.8.3. Cálculo de presión y fuerza máxima de un elemento

La presión y fuerza máxima de un elemento se da por:



$$P_{m\acute{a}x} = 2 * \frac{F}{\pi * a * L} \quad (30)$$

$$F_{m\acute{a}x} = P_{m\acute{a}x} * A \quad (31)$$

El \u00e1rea se da por:

$$A = 2 * a * L \quad (32)$$

#### 2.8.4. Selecci\u00f3n de rodamientos

Los rodamientos son seleccionados en base a las siguientes ecuaciones:

$$L_{10} = 500 * f_h^3 \quad (33)$$

$$f_h = f_n * \frac{C}{P} \quad (34)$$

$$f_n = \left( \frac{33.3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (35)$$

Donde:

$L_{10}$  = Vida nominal b\u00e1sica  $10^6$  revoluciones (horas)

$P$  = Carga din\u00e1mica (N)

$C$  = Capacidad b\u00e1sica de carga din\u00e1mica (N)

$f_h$  = Factor de vida

$n$  = Velocidad de rotaci\u00f3n (RPM)

$f_n$  = Factor de velocidad

La constante del material para rodillos se calcula mediante la ecuaci\u00f3n:

$$B = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (36)$$

Donde:

$R_1$ : Radio de rodillo (mm)

El semi ancho de la huella de contacto ( $a$ ), se calcula en base a ( $C_{m1}$ ) y  $B$  en funci\u00f3n de la fuerza m\u00e1xima de doblez ( $F$ ), longitud de la l\u00e1mina ( $L$ ) y se da por la ecuaci\u00f3n:

$$\alpha = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{C_{m1} + C_{m2}}{B} * \frac{F}{L}} \quad (37)$$

### 2.8.5. *Parámetros de selección del material para los ejes de rodillo*

Para esta selección se trabaja con el índice de rigidez y resistencia de diseño, para una viga sometida a flexión, mediante las ecuaciones logarítmicas que se indica seguido de este párrafo se obtiene la pendiente la cual se inserta en el software CES Edupack, por lo que se representa en forma de línea recta para y determinar la selección del material.

$$M = \frac{E^{\frac{1}{2}}}{\rho} \quad (38)$$

$$\text{Log } E = 2 \text{ Log } M + 2 \text{ Log } \rho \quad (39)$$

## 2.9. **Potencia de la maquina**

### 2.9.1. *Potencia del motor*

La ubicación del motor es un parámetro importante dentro del diseño y en base a esto alcanzar un buen aprovechamiento de la potencia, el motor puede estar ubicado en la zona central a la misma altura que los rodillos, esta disposición ofrece un buen aprovechamiento de la potencia, el inconveniente que destaca es que necesita un espacio lateral cerca a la maquina haciendo más grande a la maquina y por ende que ocupe más espacio además esta disposición expone al operario a un riesgo por interacción con el motor.

Ubicar el motor en un extremo de la maquina conlleva perder potencia y optimizar espacio, es habitual ubicarlo al lado de las guías de entrada, si se ubica en el extremo final de la maquina existe la ventaja de que nos sea necesario utilizar un elemento de transmisión intermedio para vencer la diferencia de longitud.

Cuando al motor se le ubica en el interior de bancada (debajo de la maquina), hace que la maquina sea más compacta y se evita riesgos para el operario, el inconveniente es que carece de refrigeración y se hace necesario un elemento de transmisión que ayude a vencer la diferencia de alturas entre el eje y eje de rodillos.

La potencia del motor se da por:

$$P_{FR} = T * w \quad (40)$$

Donde:

$P_{FR}$ : Potencia dada por las fuerzas de rozamiento (Hp)

$w$ : Velocidad angular (rad/s)

$T$ : Torque (Nm)

La potencia total viene a ser la sumatoria de todas las potencias y se da por:

$$P = P_F + P_R \quad (41)$$

Bajo el mismo criterio se puede determinar la potencia necesaria para los rodillos ( $P_R$ ), como sigue:

$$P_R = T * w \quad (42)$$

$$T = I * \alpha \quad (43)$$

$$I = \frac{1}{2}m(r_R^2 + r_e^2) \quad (44)$$

$$P_R = \frac{1}{2}m(r_R^2 + r_e^2) * \alpha * w \quad (45)$$

Donde:

$I$ : Inercia

$r_R$ : Radio exterior del rodillo (mm)

$m$ : Masa del rodillo (kg)

$\alpha$ : Aceleración angular (rad/s<sup>2</sup>)

$r_e$ : Radio el eje (mm)

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad (46)$$

La potencia de diseño se da por:

$$P_D = P_e * f_s \quad (47)$$

La potencia corregida se da por:

$$P_C = \frac{P_D}{F_M} \quad (48)$$

Donde:

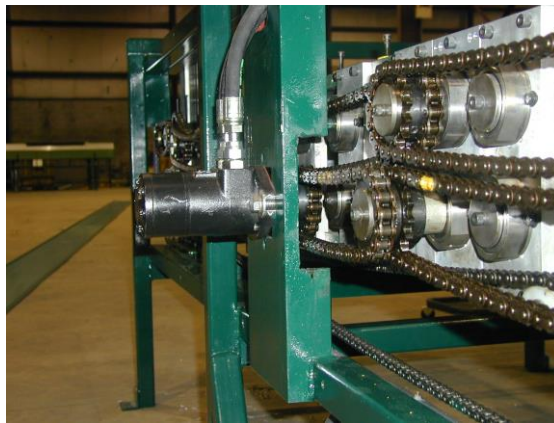
$F_M$ : Factor para múltiples cadenas

### 2.9.2. Sistema de transmisión

Para transmitir el par de potencia a los rodillos de la maquina existen tres métodos utilizados, los cuales son: Transmisión con engranajes, cadenas de rodillos, correas de caucho flexibles reforzadas.

El método a utilizar depende de la potencia, relación de transmisión, posición de ejes, distancia entre ejes, sincronía y costo.

Para el presente proyecto se requiere buena potencia y relación de transmisión precisa por lo que se centró el estudio en la transmisión por cadena, misma que se conecta a un piñón en cada etapa y estos a la vez se conectan a la transmisión principal del motor. Utilizar cadenas tiene algunas ventajas como costos bajos, brindan flexibilidad para la construcción de la máquina.



**Figura 25-2:** Transmisión por cadena

Fuente: (Arias Perez)

El cálculo de la relación de transmisión ( $i$ ) viene dado por la siguiente ecuación:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (49)$$

Donde:

$Z_1$ : Número de dientes del conductor

$Z_2$ : Número de dientes del conducido

El torque que presenta el eje, se da por la fuerza periférica de la cadena.

$$T = F_{\text{periférica}} * r_{\text{pitch-catarina}} \quad (50)$$

El número de eslabones (N) viene dado por: Fuente especificada no válida.

$$N = 2 * \frac{C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2 * \frac{P}{C} \quad (51)$$

La longitud de la cadena viene dada por la siguiente ecuación:

$$L = P * N \quad (52)$$

La velocidad de la cadena se determina mediante la ecuación:

$$V = \frac{z * P * W}{1000} \left[ \frac{m}{min} \right] \quad (53)$$

La fuerza y el factor de seguridad se da por:

$$n = \frac{F_T}{K_s * F} \quad (54)$$

Donde:

$P_M$ : Potencia del motor (Hp)

$F_T$ : Fuerza de tensión (N)

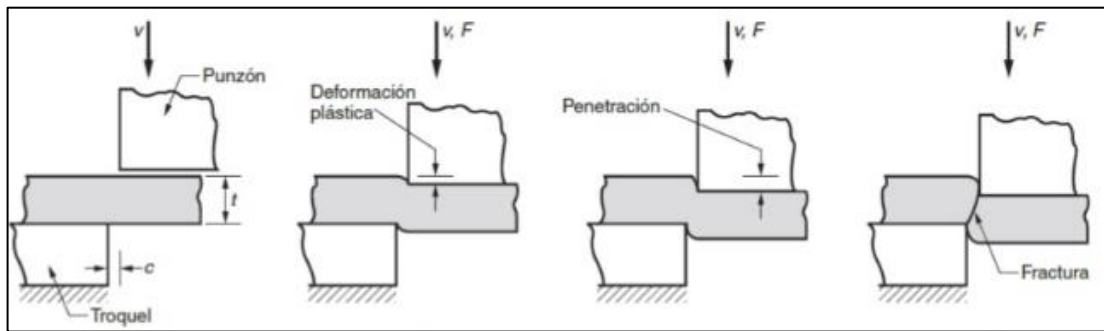
$F$ : Fuerza periférica (N)

$K_s$ : Factor de servicio

$V$ : velocidad (m/s)

## 2.10. Proceso de cizalladura

Para efectuar el corte del perfil, se debe llevar a cabo cuatro etapas de cizallamiento, la primera donde se inicia el corte y el material se comporta elásticamente, la segunda comienza la deformación plástica del material al superar el límite elástico, la tercera alcanza el límite de ruptura y la última donde finalmente las cuchillas superior e inferior cortan completamente al material como se muestra en la Figura 31-2.



**Figura 26-2:** Etapas de cizalladura

Fuente: (CECAR, 2013)

El tipo de corte puede ser de dos tipos utilizando guillotina o usando herramientas (dados) específicos para cortar los cuales se calculan mediante la siguiente formula.

$$F_c = P \cdot k_c \cdot e \quad (55)$$

Dónde:

$F_c$  = Fuerza necesaria para el corte (N)

$K_c$  = Coeficiente de resistencia a la cizalladura

$e$  = Espesor de la chapa (mm)

$P$  = Perímetro del corte (mm)

El esfuerzo de corte ( $\tau$ ) viene dado por:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot (l-b) + \frac{\pi}{4} \cdot b^2} \quad (56)$$

Donde:

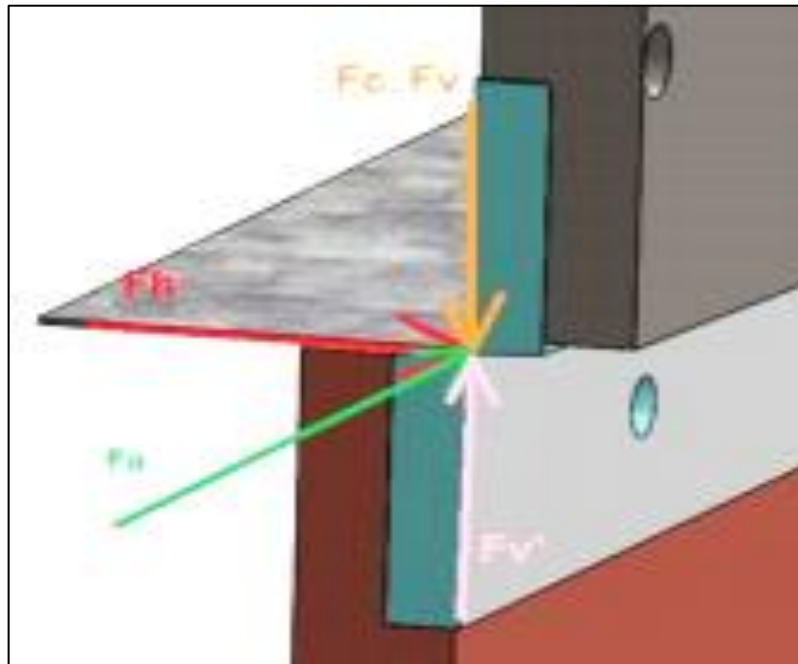
$b$  = Ancho de la chaveta (mm)

En el proceso de corte por guillotina se identifican las siguientes fuerzas:

$F_h$  = Fuerza de reacción de la pieza contra la herramienta

$F_a$  = Fuerza que se opone al avance de la herramienta

$F_{v'}$  = Fuerza que se opone al corte



**Figura 27-2:** Fuerzas ejercidas en el proceso de corte por guillotina

Fuente: (García, 2020)

$$\sum F_y = 0$$

$$F_c = F_{v'} \quad (57)$$

$$F_{v'} : F_a : F_h \rightarrow 4 : 2 : 1 \quad (58)$$

### 2.10.1. Cálculo de la fuerza sobre cada pistón para ejercer el corte

El esfuerzo admisible se da por:

$$\sigma_{admisible} = 0.6 * S_y \quad (59)$$

Cálculo de Quiercy. (García, 2020)

$$F_c = \frac{k * h^2 * \tau}{\tan \theta} = 2F + WP \quad (60)$$

Donde:

$F_c$  = Fuerza de corte (N)

$WP$  = Peso del pistón

$F$  = Fuerza que actúa sobre cada pistón (N)

$h$  = Espesor de la plancha (mm)

$\tau$  = Resistencia del material al cizallamiento

$k$  = Coeficiente de penetración (0.3 a 0.5)

$\theta$  = Ángulo de inclinación de la cuchilla superior

$$\sigma = M * \frac{c}{I} = \frac{M}{S} \quad (61)$$

$$S = \frac{M}{\sigma} \quad (62)$$

Donde:

$M$  = Momento flector máximo

$S = \frac{I}{c}$  = módulo de sección

$$M = \sqrt{(M_{X-Y})^2 + (M_{X-Z})^2} \quad (63)$$

El momento flector máximo (M) se da por:

$$Z = b * \frac{h^2}{6} \quad (64)$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (65)$$

$$\sigma = \frac{M * 6}{b * h^2} \quad (66)$$

$$n = \frac{S_Y}{\sigma} \quad (67)$$

### **2.10.2. Sistema hidráulico**

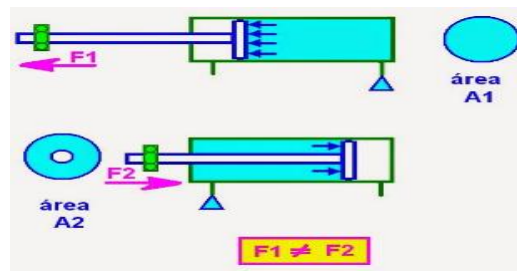
Este sistema tiene la función de mover y suministrar la fuerza necesaria para ejecutar el corte del perfil galvanizado, se compone por el actuador hidráulico, tanque, mangueras y mando.

### **2.10.3. Cilindros hidráulicos**

Estos actuadores mecánicos son usados para transmitir fuerza mediante el desplazamiento interno que ejerce el embolo dentro del cilindro, al accionarse mediante fluido a presión, el cilindro de



doble efecto es un mecanismo que ejerce dos fuerzas, una de tracción y otra de compresión como se observa a continuación.



**Figura 28-2:** Cilindro hidráulico

Fuente: (coparoman, 2014)

Estos cilindros se encargan de deslizar la estructura de la cuchilla, desde la parte superior, hasta efectuar el corte del perfil, la selección se realiza a partir de una presión promedio recomendada de  $100 \frac{kgf}{cm^2}$ , con este valor se calcula el área del actuador ( $A$ ) aplicando las siguientes ecuaciones:

$$A = \frac{F_a + 0.2F_r}{P} \quad (68)$$

$$A = \pi * r^2 \quad (69)$$

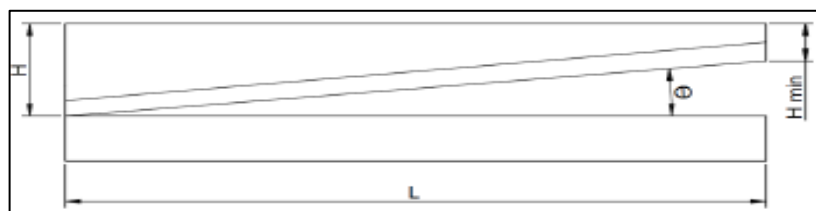
Donde:

$F_r$  = Fuerza de rozamiento (3-20%  $F_a$ ) (García, 2020)

$F_a$  = Fuerza de compresión-Fuerza que se opone al avance del corte

- Carrera del cilindro

Para ello se cuenta con el diagrama de la porta cuchilla que se muestra en la figura 33, en donde el cilindro pretenderá que este baje lo suficiente para cortar el material.



**Figura 29-2:** Diagrama de la porta cuchilla

Fuente: (García, 2020)

$$C = h + L * \tan \theta \quad (70)$$

Donde:

$C$  = Carrera mínima de la porta cuchilla (mm)

$\theta$  = Ángulo de la cuchilla

$L$  = Longitud de la porta cuchilla (mm)

$h$  = Espesor de la lámina a cortar (mm)

#### **2.10.4. Bomba de propulsión**

De acuerdo al libro de trabajo de metales en láminas, la velocidad de corte ( $V_c$ ) para planchas de acero debe estar entre (0,1 a 0,13) m/s, por lo que para el diseño de la cortadora de este proyecto se tomó el mayor valor recomendado, con este dato y mediante la fórmula siguiente se determina el tiempo de corte ( $t_c$ ):

$$t_c = \frac{L_{plancha}}{V_c} \quad (71)$$

El cálculo del caudal se da por:

$$Q = V * A \quad (72)$$

$$V = \frac{C_V}{t_c} \quad (73)$$

$$A = \pi * \frac{D^2}{4} \quad (74)$$

El cálculo de la presión viene dado por:

$$P = \frac{F_C}{A_P} \quad (75)$$

Donde:

$Q$  = Caudal ( $m^3/s$ )

$A_P$  = Área de aplicación ( $mm^2$ )

$t_c$  = Tiempo de corte (s)

$C_V$  = Carrera del vástago (mm)

$F_C$  = Fuerza de corte (N)

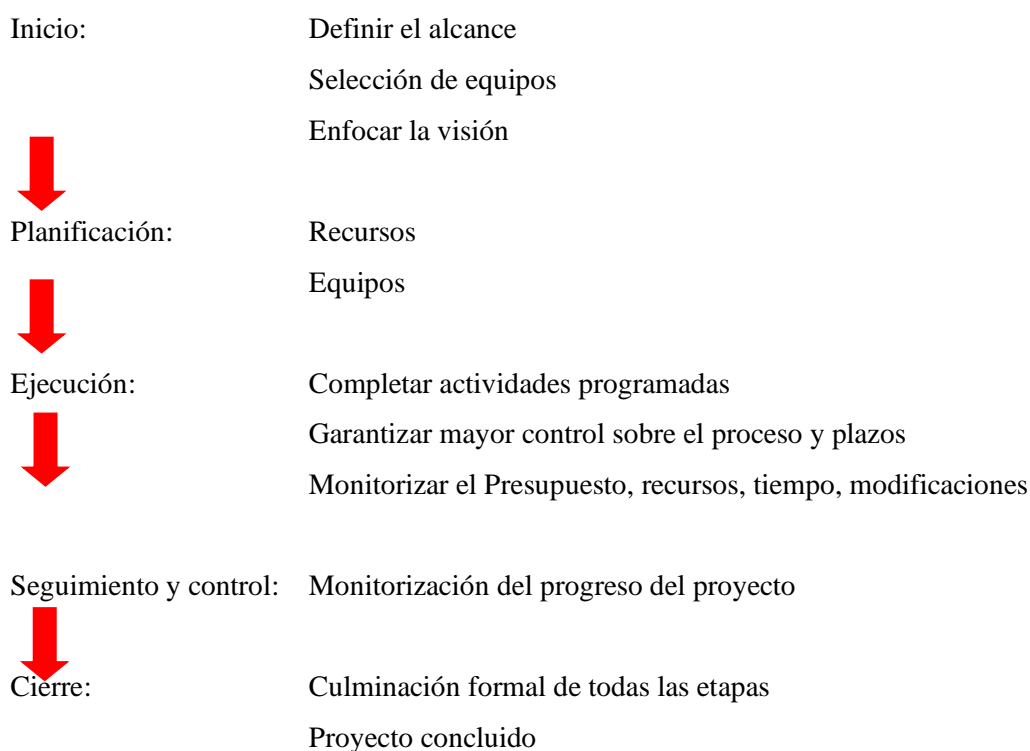
$D$  = Diámetro del pistón (mm)

## CAPÍTULO III

### 3 MARCO METODOLÓGICO

#### 3.1. Diagrama de etapas del proyecto

El siguiente diagrama muestra las etapas que se llevaron a cabo para alcanzar el objetivo



#### 3.2. Metodología de investigación a realizar

El presente trabajo se desarrolló de acuerdo a la metodología de investigación aplicada, cuya característica más destacada es su interés en la aplicación y en las consecuencias prácticas de los conocimientos, que se han obtenido en el transcurso de la carrera. El objetivo que persigue esta investigación es predecir un comportamiento específico en una situación definida.

#### 3.3. Métodos de investigación

En la siguiente tabla se detalla cada etapa de estudio para el diseño de la máquina conformadora de perfil tipo U.

**Tabla 1-3:** Métodos de investigación

MODALIDAD DE INVESTIGACIÓN	TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN	INSTRUMENTOS DE INVESTIGACIÓN
Investigación aplicada	Revisión de información	Investigaciones previas, papers y bibliografía
	Diseño de la maquina	Investigaciones previas, papers y bibliografía Software CES EduPack Catálogos Software MDSolids Software ANSYS
	Diseño del sistema de corte	Software MDSolids Software SolidWorks Catálogos
	Modelar mediante la herramienta computacional CAD los elementos de la máquina	Software SolidWorks
	Validar los componentes y la simulación del funcionamiento de la máquina mediante la herramienta computacional CAE (método del elemento finito” MEF”)	Software ANSYS

Realizado por: Gómez M, 2021

### 3.4. Desarrollo del proyecto

#### 3.4.1. Cronograma (planificación de actividades)

**Tabla 2-3:** Planificación

	Abril		Mayo		Junio		Julio		Agosto				Septiembre			
	1	2	1	2	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Revisión de información																
Diseño de la maquina																
Modelar mediante la herramienta computacional CAD los elementos de la máquina																
Validar los componentes y la simulación del funcionamiento de la máquina mediante la herramienta computacional CAE (método del elemento finito” MEF”)																

Realizado por: Gómez M, 2021

### 3.4.2. Recursos materiales

#### 3.4.2.1. Presupuesto

En la siguiente tabla se detalla el presupuesto requerido para el desarrollo del proyecto, el cual es de 560\$.

**Tabla 3-3:** Presupuesto

<b>Incidentes</b>	<b>COSTO</b>
Licencia Estudiantil de SolidWorks	0 \$
Licencia Estudiantil de ANSYS	0 \$
Alimentación	450\$
Internet	60\$
Movilizaciones	50\$
<b>TOTAL</b>	<b>560\$</b>

Realizado por: Gómez M, 2022

#### 3.4.2.2. Talento humano

Este proyecto fue desarrollado mediante mano de obra propia para el desarrollo del análisis, cálculo de diseño, digitalización y análisis de deformaciones en cada software respectivo, por lo que esto representa un costo hundido.

#### 3.4.2.3. Equipos

A continuación, se detalla los equipos necesarios para el desarrollo del presente proyecto

Computador Toshiba 2.5GHz

Software SolidWorks

Software ANSYS

Software Mdsolid

Software CES Edupack

Flexómetro

### 3.4.3. Desarrollo del proyecto

A continuación, se describen los parámetros considerados para el inicio del diseño de la máquina.

Acero disponible AISI SAE 1010

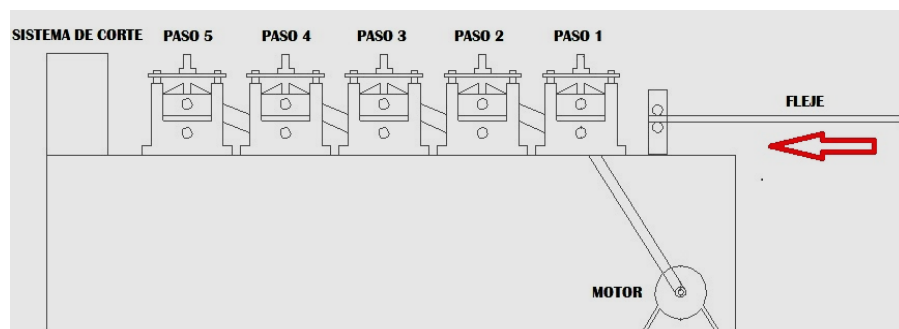
Espesor = 0.70 mm

Ancho máximo de fleje = 200mm y 300mm

Diámetro de rodillos  $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_5 = 75mm$

A través del estudio bibliográfico para perfiles de bajo espesor es recomendable pasar el fleje por una serie de 5 juegos de rodillos (5etapas), son capaces de deformar el material haciendo que este tome las dimensiones y la forma que se desea. (Arias Ordoñez, et al., 2013)

Para este proyecto se propuso una velocidad de producción de 12 Perfiles por minuto, con una longitud normal de perfil de 2m, esto indica que se producirán 24 metros por minuto de perfil, por tanto, este valor corresponde a la velocidad de avance de la plancha de acero galvanizado de 0.400(m/s). por lo que se bosquejó el diseño de la máquina que se indica a continuación para tener una idea general del diseño.



**Figura 1-3:** Esquema del diseño de la maquina

Realizado por: Gómez M, 2022

Probabilidad de conseguir bobinas y flejes con las dimensiones requeridas

Para saber de qué dimensiones se encuentran disponible la materia prima se consultó en catálogos como el DIPAC, así también se contactó con varios fabricantes de bobinas de los cuales manifestaron que las bobinas con una anchura inferior a 600mm se denominan flejes, el espesor de 2mm es el estándar y los anchos varían desde 195mm en adelante, por lo que se comprobó que adquirir flejes es factible.

De acuerdo al estudio realizado en el capítulo anterior se eligió trabajar con un espesor de chapa igual a 0.7mm, ya que es un espesor considerable para las construcciones de Steel Framing así también los perfiles más comunes tienen una altura de alma igual a 100 mm y 200mm. Como el diseño de la maquina es para dimensiones de ancho variable, se consultó en el catálogo DIPAC

las dimensiones de los flejes disponibles, de los cuales existen en espesores desde 0.30mm a 12.00mm, ancho, largo y peso de acuerdo a la necesidad.

**Tabla 4-3:** Especificaciones de flejes

**FLEJES**

**Especificaciones Generales:**

<b>Calidad:</b>	Según el material solicitado
<b>Espesores:</b>	Desde 0,30mm a 12,00mm
<b>Ancho:</b>	Según necesidades
<b>Largo:</b>	Según necesidades
<b>Peso:</b>	Según necesidades

- LAMINADOS AL CALIENTE
- LAMINADOS AL FRÍO
- GALVANIZADOS
- INOXIDABLES
- GALVALUME



Fuente: (DIPAC, Bobinas)

Por lo tanto, se consideró un ancho total de fleje de 200mm y 300mm, con lo que se puede conformar los perfiles mencionados para este tipo de construcción (SF). Con la ayuda de una hoja de cálculo que dispone la empresa distribuidora de bobinas y flejes se procedió a calcular el largo y peso de los flejes para los anchos de 200 y 300mm, de espesor 0.70mm respectivamente considerando los diámetros de bobinas disponibles en el mercado los cuales son.

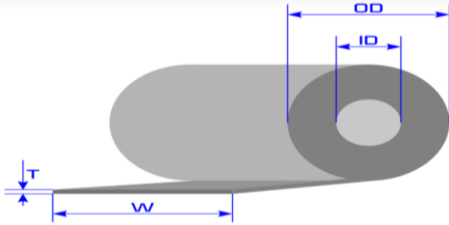
$$\Phi_{interno} = ID = 0.5m$$

$$\Phi_{externo} = OD = 1.220m$$

$$T = e = 0.70mm$$

$$W = Ancho = (200-300) mm$$

**Tabla 5-3:** Parámetros y cálculo de longitudes y pesos de flejes



GASPARINI	
<p>Quiénes son</p> <p>Díámetro interior ID [mm]: 500</p> <p>Díámetro exterior OD [mm]: 1220</p> <p>Densidad D [g/cm³]: 7.82</p> <p>Grosor T [mm]: 0.70</p> <p>Ancho W [mm]: 200</p> <p>Calcular</p> <p>La bobina es larga 1389.48 m</p> <p>La bobina pesa 1521.20 kg</p>	<p>Configurador de producto</p> <p>Quiénes somos</p> <p>Productos</p> <p>Calcu Serv</p> <p>Díámetro interior ID [mm]: 500</p> <p>Díámetro exterior OD [mm]: 1220</p> <p>Densidad D [g/cm³]: 7.82</p> <p>Grosor T [mm]: 0.70</p> <p>Ancho W [mm]: 300</p> <p>Calcular</p> <p>La bobina es larga 1389.48 m</p> <p>La bobina pesa 2281.81 kg</p>

Fuente: (Gasparini)

Realizado por: Gómez M, 2022

### 3.4.3.1. Diseño de la flor

Para el desarrollo del estudio de cada etapa del perfil teórico que ira tomando la chapa se analizó desde la chapa plana hasta conseguir el perfil final tipo (U) y para ello se consideró los conceptos estudiados en el capítulo dos que recomienda obtener un perfil final con un mínimo número de etapas posibles. Considerando esto se procedió a analizar el diseño del perfil propuesto considerando las siguientes características que se detallan en la tabla.

**Tabla 6-3:** Características del perfil

Perfil	Tipo U
Largo de la plancha sin conformar para un ancho de 200mm	1389.48m
Largo de la plancha sin conformar para un ancho de 300mm	1389.48m
Espesor	0.70mm
Número de etapas recomendadas	5

Realizado por: Gómez M, 2022

Como el conformado final del perfil tipo U presenta un ángulo de 90°, se determinó primero cuántos grados se va deformando progresivamente el perfil encada etapa por lo que se dividió los 90° para cinco etapas recomendadas, esto dio un valor inicial de deformación de 18°, este valor se incrementa de 18° en 18° por etapa hasta alcanzar la etapa final para el perfil de 200 y de 300 mm.

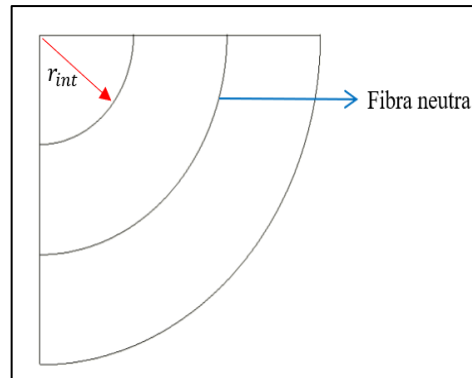
Como parte de un ángulo fijo que aumenta en cada etapa y durante el proceso consume pulmón de chapa en ambos lados, el diseño de la flor se realizó utilizando el método de radio constante por lo que la longitud del ancho total necesario se calculó mediante la siguiente ecuación.

$$L_{real} = L_{fija} + L_{deformacion} = \theta * r_{int} + \theta * K * e = \theta(r_{int} + K * e)$$

El factor K se estimó de acuerdo a la resistencia a la tracción del material ya que para una resistencia a la tracción del acero en un rango entre (300000000-500000000)  $\frac{N}{m^2}$  se tiene un factor K entre (0.35-0.40) como el acero AISI SAE 1010 tiene una resistencia a la tracción de 325 000000  $\frac{N}{m^2}$  se encuentra dentro de dicho rango por lo que se asumió para este cálculo un valor de K = 0.38



Los radios mínimos recomendados son de 1 a 2 veces el espesor de la chapa para materiales blandos y recocidos, como el acero AISI 1010 es un acero bajo en carbono se trata de un material blando por lo que se asume el radio interno igual a una vez el espesor de la chapa es decir 0.70mm como se indica en la siguiente figura.



**Figura 2-3:** Análisis de doblado

Realizado por: Gómez M, 2022

Sustituyendo valores y resolviendo se tiene

$$L_{real} = L_{fija} + L_{deformacion} = \frac{\pi}{10}(0.70 + 0.38 * 0.70)$$

$$L_{real} = \frac{\pi}{10}(0.70 + 0.38 * 0.70)$$

$$L_{real} = 0.303mm$$

Como se puede observar por cada etapa de  $18^\circ$  la cantidad de chapa necesaria es de 0.303mm por lo tanto en la siguiente tabla se detalla la cantidad total necesaria a consumirse en el conformado

**Tabla 7-3:** Calculo del pulmón de chapa

Etapas	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3	Etapa 4	Etapa 5
Longitud (mm)	0.303	0.606	0.909	1.212	1.515 $\approx$ 1.5

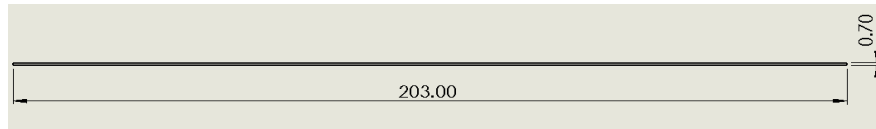
Realizado por: Gómez M, 2022

Entonces el ancho total de chapa necesaria para alcanzar el perfil final de alma igual a 100mm será:

$$L_{Total} = Ancho\ inicial + longitud\ real\ total * 2\ lados$$

$$L_{Total} = 200mm + 1.5mm * 2\ lados$$

$$L_{Total} = 203mm$$



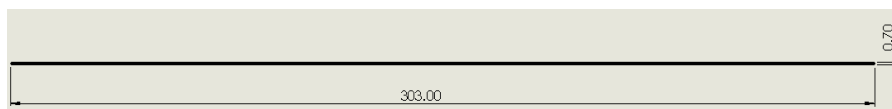
**Figura 3-3:** Dimensiones para el perfil 100mm

Realizado por: Gómez M, 2022

Para obtener el perfil final de alma igual a 200mm será:

$$L_{Total} = 300mm + 1.5mm * 2lados$$

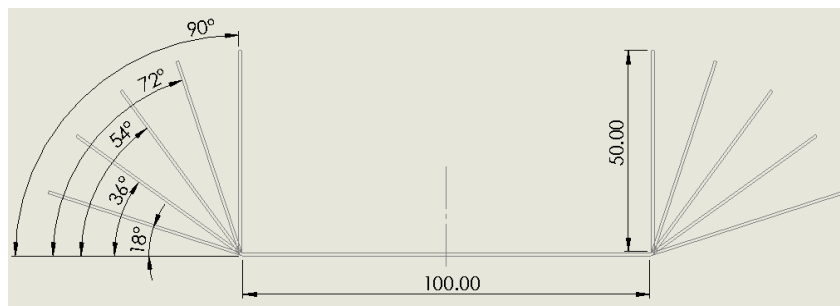
$$L_{Total} = 303mm$$



**Figura 4-3:** Dimensiones para el perfil 200mm

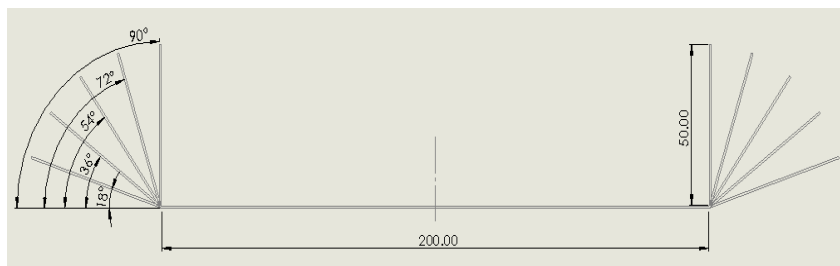
Realizado por: Gómez M, 2022

Con estas longitudes de anchos totales se digitalizo el proceso del diseño de la flor mediante el software SolidWorks donde se ratificó que al consumirse en el conformado la cantidad extra calculada, se disponen alas de longitudes igual 50mm para los dos perfiles de 200 y 300mm como se observa en las siguientes figuras.



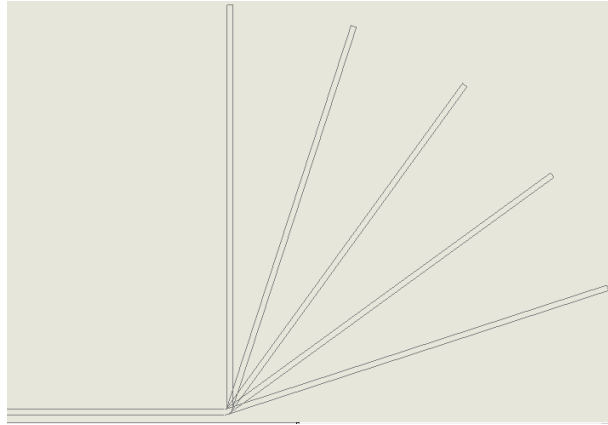
**Figura 5-3:** Diseño de la flor para el perfil de 100mm

Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 6-3:** Diseño de la flor para el perfil 200mm

Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 7-3:** Detalle del doblado

Realizado por: Gómez M, 2022

### 3.4.3.2. Fuerzas de doblado

Una vez obtenido el diagrama de la flor se procedió a calcular las fuerzas de doblado requeridas en cada etapa del proceso, puesto que el presente proyecto se enfoca en un diseño de perfiles variables, se consideró en diseñar un sistema que permita un fácil intercambio de rodillos, por lo que para los cálculos de diseño se consideró el perfil más crítico de mayor anchura “200mm”.

#### Etapa 1

Para estos cálculos se consideró el esfuerzo último del acero galvanizado de 310.26 Mpa para el cálculo de la fuerza efectuada por el rodillo superior sobre el rodillo inferior y este realiza un solo doblado.

$$F_d = 2 \frac{S_{ut} * a * e}{3} \text{sen } 18^\circ$$

$$F_d = 2 * \frac{310.26 \frac{N}{mm^2} * 50mm * 0.70mm}{3} \text{sen } 18^\circ$$

$$F_d = 2237.098N$$

Cálculo de la fuerza de rozamiento lateral

$$F_{rl} = 2 \frac{S_{ut} * a * e}{3} \text{cos } 18^\circ$$

$$F_{rl} = 2 * \frac{310.26 \frac{N}{mm^2} * 50mm * 0.70mm}{3} \text{cos } 18^\circ$$

$$F_{rl} = 6885.079N$$

Fuerza de contacto = Fuerza máxima de doblado.

$$m_1 = m_2 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1}$$

Se considero un coeficiente de Poisson  $\nu_1 = 0.29$

$$E_1 = 205 \times 10^9 \text{ Pa} = 205 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$m_1 = m_2 = \frac{1 - (0.29)^2}{205 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$m_1 = m_2 = 4.467 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

La constante de material se calculó aplicando la siguiente formula

$$B = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

$$B = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{75 \text{ mm}} + \frac{1}{\infty} \right)$$

$$B = 0.007 \frac{1}{\text{mm}}$$

Con los valores calculados  $C_{m1}$  y  $B$ , se calculó el semi ancho de la huella de contacto ( $a$ ) en función de la longitud y fuerza de dobléz.

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{m_1 + m_2}{B} * \frac{F}{L}}$$

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{4.467 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} + 4.467 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}}{\left(0.007 \frac{1}{\text{mm}}\right)} * \frac{7239.400 \text{ N}}{2000 \text{ mm}}}$$

$$a = 0.054 \text{ mm}$$

A continuación, se calculó la presión y fuerza máxima.

$$P_{m\acute{a}x} = 2 * \frac{F}{\pi * a * L}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 2 * \frac{7239.400N}{\pi * 0.054mm * 2000mm}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 42.674 \frac{N}{mm^2}$$

Para la fuerza máxima se calculó el área con la siguiente fórmula

$$F_{m\acute{a}x} = P_{m\acute{a}x} * A$$

Donde

$$A = 2 * a * L$$

Reemplazado la fuerza máxima es

$$F_{m\acute{a}x} = P_{m\acute{a}x} * 2 * a * L$$

Entonces:

$$F_{m\acute{a}x} = 42.674 \frac{N}{mm^2} * 2 * 0.054mm * 2000mm = 9217.584N$$

Fuerza de rozamiento

$$N = F_d + F_{rlat} + F_{m\acute{a}x}$$

$$F_{rT} = \mu(F_d + F_{rlat} + F_{m\acute{a}x})$$

$\mu_k = 0.18$  para acero sobre acero

$$F_{rT} = 0.18(7239.400 + 6885.079 + 9217.584)N$$

$$F_{rT} = 4201.571N$$

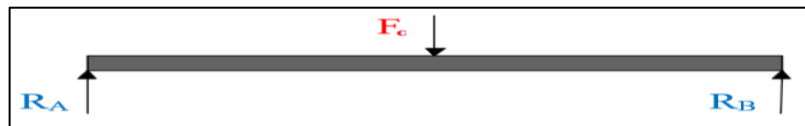
Siguiendo el mismo proceso de cálculo anterior, el cálculo para las demás etapas de los perfiles propuestos se resume en la siguiente tabla.

**Tabla 8-3:** Calculo de fuerzas

Perfil (200)				
Fuerza de doblado $F_d = 2 \frac{Sut * a * e}{3} \text{sen } \theta^\circ$	Pmáx (N/mm <sup>2</sup> )	Fuerza de rozamiento lateral $F_{rlat} = 2 \frac{Sut * a * e}{3} \text{cos } \theta^\circ$	Fuerza máxima de doblado $F_{máx} = P_{máx} * 2 * a * L$	Fuerza total de rozamiento $F_{rT} = \mu(F_d + F_{rlat} + F_{máx})$
2237.098N	13.187	6885.079N	2848.392N	2154.702N
4255.213N	25.083	5856.798N	5417.928N	2795.389N
5856.798N	34.524	4255.213N	7457.184N	3162.455N
6885.079N	40.585	2237.098N	8766.360N	3219.937N
7239.400N	42.674	0N	9217.584N	2962.257N

Realizado por: Gómez M, 2022

Como se observa en la tabla anterior la fuerza máxima de doblado va incrementándose progresivamente en cada etapa por lo que se tomó la fuerza máxima de doblado igual a 9217.584N para realizar la sumatoria de fuerzas en (y) y en base a esto determinar las reacciones ejercidas en los puntos de soporte.



**Figura 8-3:** D.C.L de reacciones ejercidas en los soportes porta rodillos

Realizado por: Gómez M, 2022

$$\sum F_Y = 0$$

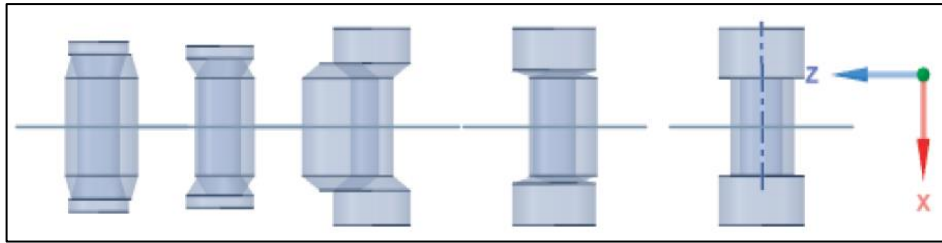
$$R_{A1} + R_{B1} - F_1 = 0$$

$$R_{A1} + R_{B1} = F_1$$

$$R_{A1} = R_{B1} = 2R = 9217.584N$$

$$R_{A1} = R_{B1} = 4608.792N$$

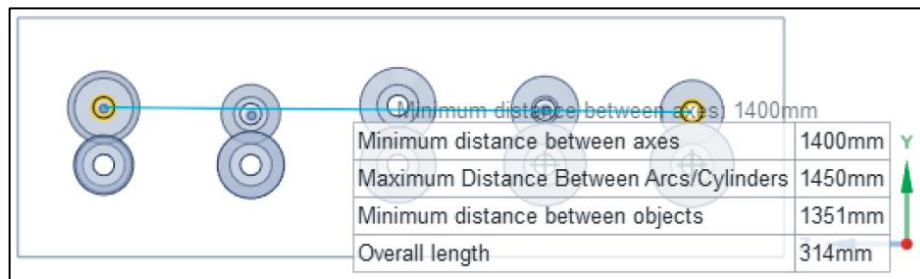
Encontradas las fuerzas de doblado para validar el diseño de la flor, inicialmente se digitalizo los rodillos en el software SolidWorks, luego estos fueron transferidos al software ANSYS modulo Space Claim, con la finalidad de corregir los errores geométricos y alinearlos entre rodillo superior e inferior por cada etapa, ya que analizar todo el conjunto resulta complejo debido a las capacidades del ordenador.



**Figura 9-3:** Alineación de rodillos

Realizado por: Gómez M, 2022

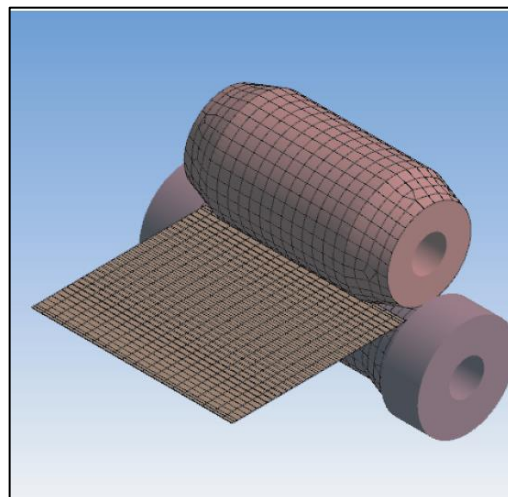
Seguidamente considerando la distancia calculada entre centros y de acuerdo a las capacidades de procesamiento del ordenador con el que se cuenta se estimó una distancia apropiada de tramo del perfil para analizar, lo cual resulto complejo por lo que se decidió analizar etapa por etapa.



**Figura 10-3:** Distanciamiento entre centros

Realizado por: Gómez M, 2022

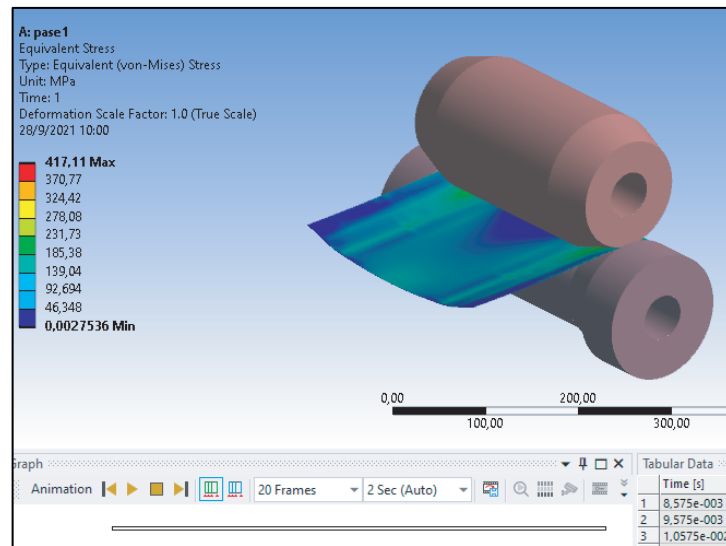
La geometría configurada de cada etapa, fue transferida al módulo static structural, donde se realizó las configuraciones de material, velocidad, malla de tipo hexaédrico como se indica en la siguiente figura.



**Figura 11-3:** Parámetros de análisis y malla

Realizado por: Gómez M, 2022

Configurado todos los parámetros se seleccionó la opción ejecutar y después de 02h30min por análisis se obtuvo los resultados esperados como se indica en la siguiente figura.



**Figura 12-3:** Obtención de resultados

Realizado por: Gómez M, 2022

En la primera fila de la Tabla 9-3, se indica el resumen de los resultados obtenidos en cada etapa para el perfil de 100mm y en la segunda fila las deformaciones del perfil de 200mm.

**Tabla 9-3:** Etapas de conformado

Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3	Etapa 4	Etapa 5

Realizado por: Gómez M, 2022

### 3.4.3.3. Selección del motor eléctrico

El motor se seleccionó en función de la sumatoria de potencias totales requeridas por cada etapa, para esto se consideró la velocidad de avance de la plancha de acero  $v_p = 0.400 \frac{m}{s}$  para el diámetro promedio de rodillos, la velocidad angular se da por:



$$r = \frac{D}{2}$$

$$r = \frac{150mm}{2} = 75mm = 0.075m$$

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0.400 \frac{m}{s}}{\frac{0.075m}{2}}$$

$$\omega = 10.667 \frac{rad}{s} = 101.862RPM \approx 102RPM = 640 \frac{rad}{min}$$

Cada eje del sistema gira con velocidad angular constante de  $10.667 \frac{rad}{s}$ , de esta manera se calculó el torque considerando la fuerza total de rozamiento de cada etapa como se detalla a continuación y se estos valores se resumen en la siguiente tabla.

$$T = F * r$$

$$T = 2154.702N * 0.035m = 75.415Nm$$

$$P = T * \omega$$

$$P = 112.698Nm * 10.667 \frac{rad}{s} = 1202.150GW$$

El cálculo de torque y potencia total requerida se resume en la siguiente tabla.


**Tabla 10-3:** Calculo de torque y potencia desarrollada por los rodillos en cada etapa

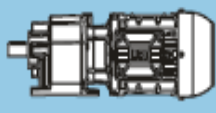
Parámetros Etapas	$F_{rT}$	r(m)	Torque (Nm)	$\omega(\frac{rad}{s})$	P(W)	P(HP)
Etapas 1	2154.702N	0.035	75.415	10.667	804.452	1.078
Etapas 2	2795.389N	0.035	97.839	10.667	1043.649	1.399
Etapas 3	3162.455N	0.035	110.686	10.667	1180.688	1.583
Etapas 4	3219.937N	0.035	112.698	10.667	1202.150	1.611
Etapas 5	2962.257N	0.035	103.679	10.667	1105.944	1.482
Total						7.153

Realizado por: Gómez M, 2022

Por lo tanto,  $7\text{HP} = 5.219\text{KW}$  con este dato y con la velocidad angular de  $10.667 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 640 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$  se buscó en el catálogo de motorreductores WEG que se indica en la siguiente tabla, aquí se encontró disponible en rangos de (4-5.5) KW por lo que el valor encontrado se aproximó al inmediato superior y seleccionó un motorreductor CF052-11P-132S-04E de  $5.5\text{KW} = 7.373\text{HP}$ , 60hz y de acuerdo a la velocidad angular se seleccionó uno de  $478 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$  ya que se aproxima a la velocidad angular de diseño cuyo torque de salida es igual a 132Nm, estas características se detallan en el anexo E.

**Tabla 11-3:** Características del motor seleccionado

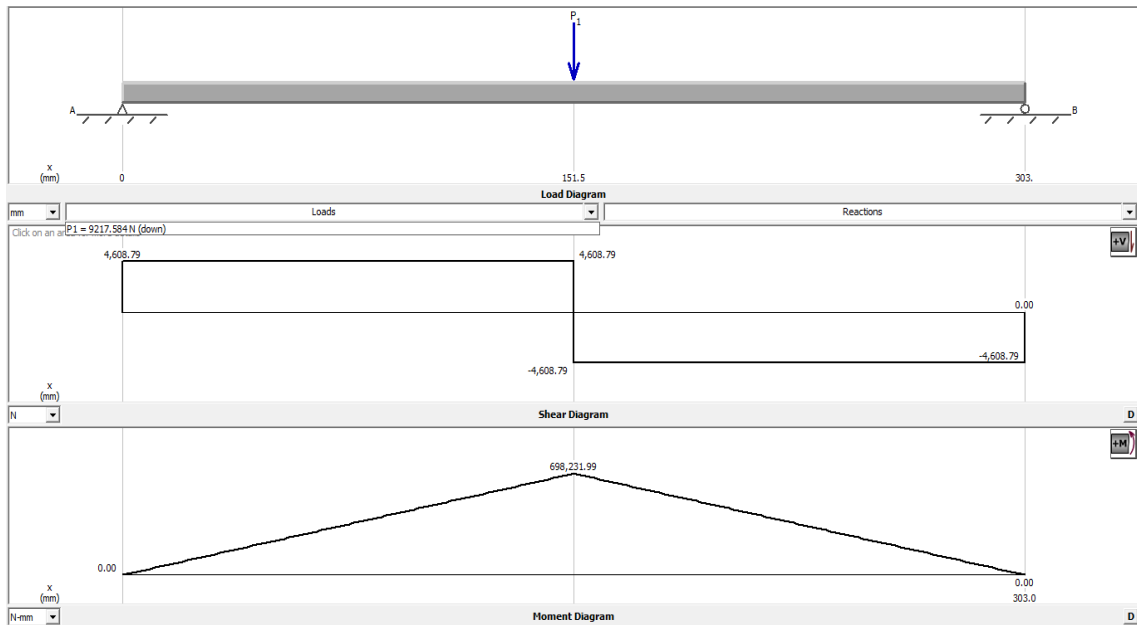


$P_n = 5.5 \text{ kW}$							IE3		
50 Hz	60 Hz				at 50 Hz			m kg	Dimension sheet see page
5.5 kW	6.6 kW	$M_2$ Nm	$t_1$	I	$F_{rH}$ kN	$F_{rL}$ kN			
$n_{50}$ min <sup>-1</sup>	$n_{60}$ min <sup>-1</sup>								
173	209	303	1.25	8.46	4.8	6.7	CG052-11P-132S-04E CF052-11P-132S-04E	63 68	116
188	227	279	1.25	7.79	4.8	6.8			
207	249	254	1.30	7.08	4.7	6.9			
211	254	249	1.10	6.96	4.6	6.7			
232	280	226	1.40	6.31	4.6	7.1			
241	290	218	1.40	6.09	4.6	7.1			
255	307	206	1.45	5.74	4.5	7.2			
260	313	202	1.30	5.64	4.4	6.9			
265	319	198	1.45	5.54	4.5	7.2			
310	374	169	1.40	4.72	4.3	7.1			
383	461	137	1.50	3.83	4.1	7.3			
397	478	132	1.50	3.69	4.0	7.3			

Fuente: (WG20)

#### 3.4.3.4. Diseño de ejes

Para el diseño de los ejes, se consideró el torque y el momento flector máximo, para el torque se consideró la fuerza crítica total de rozamiento, la cual se efectúa en la cuarta etapa y es de  $F_{rT} = 3219.937\text{N}$ . Mediante el software MDSolids se determinó el momento flector máximo como se indica a continuación en la siguiente grafica.



**Gráfico 1-3:** Diagrama de fuerza, torque y momento flector ejercido en los ejes

Realizado por: Gómez M, 2022

Con estos valores se realizó un análisis estático para el diseño del eje, aplicando la teoría de Von Mises, mediante la siguiente ecuación.

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\left(\frac{32 * M_{fm}}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

Para este diseño se asumió un factor de seguridad de  $n = 4$ , despejando el diámetro, sustituyendo y resolviendo se tiene:

$$d = \sqrt[6]{\frac{n[(32M_{fm})^2 + 3(16T)^2]}{\pi^2(S_y)^2}}$$

Se considero el eje que soporta mayor carga con un valor igual a 112.698Nm=112698Nmm y momento flector máximo igual  $698231.99 \frac{N}{mm}$

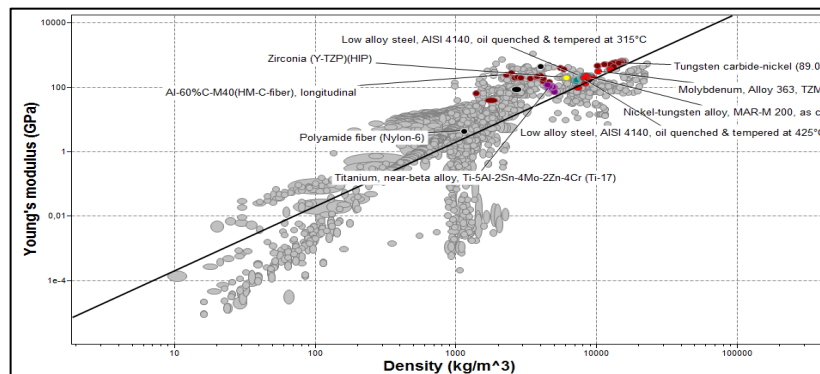
$$d = \sqrt[6]{\frac{4\left[\left(32 * 698231.99 \frac{N}{mm}\right)^2 + 3(16 * 112698Nmm)^2\right]}{\pi^2 \left(690 \frac{N}{mm}\right)^2}}$$

$$d = 27.508mm \approx 30mm$$

Por lo tanto, el diámetro obtenido se aproximó a 30mm, debido a la facilidad de obtención del material y considerando los costos de manufactura se seleccionó el mismo diámetro para todos los ejes con factor de seguridad igual a 4.

### Selección del material para los ejes de rodillo

Al igual que en caso de selección anterior esta selección se realizó en el software CES, aplicando la ecuación,  $\log E = 2 \log M + 2 \log \rho$  donde se obtuvo una pendiente igual a 2, misma que se inserto en software como se indica a continuación.



**Gráfico 2-3:** Selección de material para ejes

Realizado por: Gómez M, 2022

De los materiales que se observan se descartó el zirconio, titanio, tungsteno, nylon, debido al costo y por ser menos resistentes, por lo tanto, se evaluó las aleaciones de molibdeno y AISI 4140 de los cuales se seleccionó este último ya que el AISI 4140 se compone de Cr, Ni y Mo, presenta propiedades mecánicas de un esfuerzo de fluencia = 690Mpa y un esfuerzo de tensión = 1050Mpa

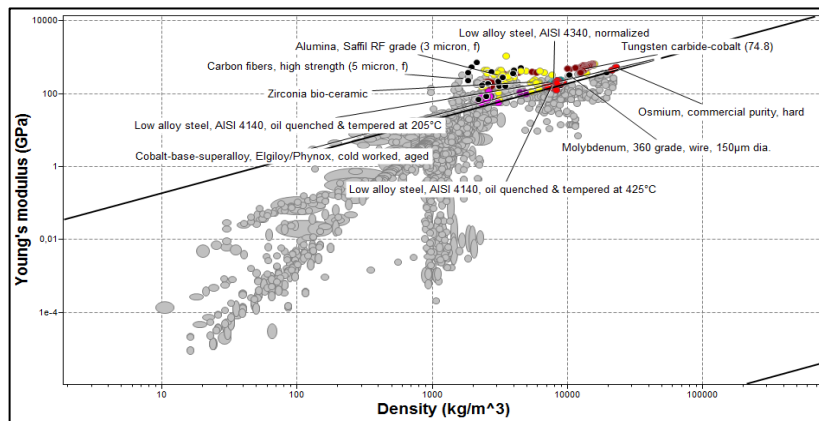
### Selección del material para rodillos

Para seleccionar el material adecuado de los rodillos se consideró que estos actuaran con una fuerza de aplastamiento por lo que deben ser rígidos y deben tener buena resistencia de diseño en

vista de esto se insertó la recta de selección en el diagrama del software CES, cuya pendiente se calculó aplicando la siguiente formula.

$$\text{Log } E = 2\text{Log } M + 2\text{Log } \rho$$

En base a esta fórmula se obtuvo una pendiente igual a 1, por lo que en el eje de la ordenada está el módulo de Young (E), mientras que en las abscisas la densidad ( $\rho$ ) como se observa en la siguiente figura.



**Gráfico 3-3:** Selección de materiales para rodillos

Realizado por: Gómez M, 2022

Bajo el criterio que el material de los rodillos se seleccionó en función de la dureza ya que este debe ser más rígido que el material a conformar entonces, se seleccionó el material AISI 4140 de 335-410HV el cual será sometido a un proceso de templado a 205°C y enfriado en aceite para obtenerse como resultado final una dureza de 455-565 HV.

#### 3.4.3.5. Diseño del sistema de transmisión

Para la transmisión de la maquina conformadora se seleccionó cadenas ya que estas son óptimas para transmitir grandes pares de fuerza con velocidades bajas de forma segura por lo que se partió de los siguientes datos que se detallan en la tabla.

**Tabla 12-3:** Parámetros considerados para el diseño de transmisión

DATOS	VALOR
Potencia de entrada ( $P_e$ )	5.5KW= 7.373HP
Velocidad angular	102rpm

Realizado por: Gómez M, 2022

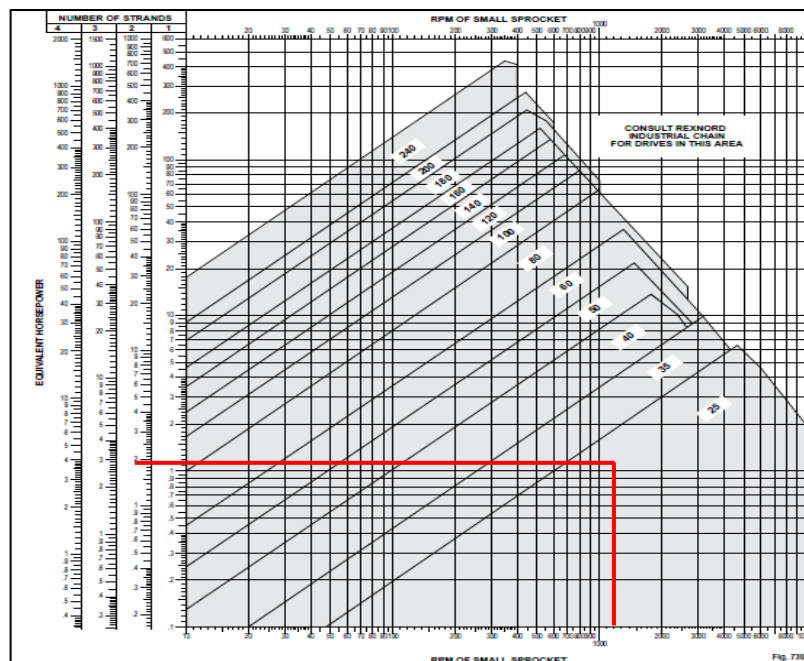
La potencia de diseño se calculó mediante la siguiente fórmula considerando un factor de servicio para rotación y velocidades uniformes  $f_s = 1.5$

$$P_D = P_e * f_s$$

$$P_D = 5.5KW * 1.5$$

$$P_D = 8.25KW = 11.063HP$$

De acuerdo a la relación que presenta la velocidad angular y a la potencia de diseño en el Gráfico siguiente se seleccionó una cadena ANSI 40 de doble hilera, paso 12.70mm=1/2 in



**Gráfico 4-3:** Diagrama de selección de cadena

Realizado por: Gómez M, 2022

Se calculo la potencia corregida para dos hilas mediante la siguiente fórmula y tabla.

**Tabla 13-3:** Factores múltiples para cadenas de dos hilas

Multiple strand factors	
Number of strands	Multiple strand factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	4.1
6	5.0
7 or more	Consult Rexnord Industrial Chain

Realizado por: Gómez M, 2022

$$P_c = \frac{P_D}{F_M}$$

$$P_c = \frac{8.25 \text{ kW}}{1.7}$$

$$P_c = 4.853 \text{ KW} = 6507.98 \text{ HP}$$

De acuerdo a la velocidad angular 102rpm, se buscó la potencia corregida, en base a la cual se determinó el número de dientes para la Catarina.

**Tabla 14-3:** Número de dientes de la Catarina en función de RPM y potencia corregida.

Ratings		Horsepower for single strand chain ▲																			
Number of teeth in small sprocket	Maximum bore, inches	RPM of small sprocket																			
		10	25	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1600	1800	2000
11	2.438	1.37	3.12	5.83	10.9	20.3	29.2	37.9	46.3	54.6	46.3	37.9	31.8	27.1	23.5	20.6	18.3	16.4	13.4	11.2	9.59
12	2.750	1.50	3.43	6.40	11.9	22.3	32.1	41.6	50.9	59.9	52.8	43.2	36.2	30.9	26.8	23.5	20.9	18.7	15.3	12.8	10.9
13	3.188	1.64	3.74	6.98	13.0	24.3	35.0	45.4	55.5	65.3	59.5	48.7	40.8	34.9	30.2	26.5	23.5	21.0	17.2	14.4	12.3
14	3.625	1.78	4.05	7.56	14.1	26.3	37.9	49.1	60.1	70.8	66.5	54.4	45.6	39.0	33.8	29.6	26.3	23.5	19.2	16.1	8.94
15	4.000	1.91	4.37	8.15	15.2	28.4	40.9	53.0	64.7	76.3	73.8	60.4	50.6	43.2	37.4	32.9	29.1	26.1	21.3	17.9	0
16	4.438	2.05	4.68	8.74	16.3	30.4	43.8	56.8	69.4	81.8	81.3	66.5	55.7	47.6	41.2	36.2	32.1	28.7	23.5	19.7	0
17	4.688	2.19	5.00	9.33	17.4	32.5	46.8	60.6	74.1	87.3	89.0	72.8	61.0	52.1	45.2	39.6	35.2	31.5	25.8	21.6	0
18	5.188	2.33	5.32	9.92	18.5	34.6	49.8	64.5	78.8	92.9	97.0	79.4	66.5	56.8	49.2	43.2	38.3	34.3	28.1	23.5	0
19	5.563	2.47	5.64	10.5	19.6	36.6	52.8	68.4	83.6	98.5	105	86.1	72.1	61.6	53.4	46.8	41.5	37.2	30.4	25.5	0
20	5.938	2.61	5.96	11.1	20.7	38.7	55.8	72.2	88.3	104	114	92.9	77.9	66.5	57.6	50.6	44.9	40.1	32.9	27.5	0
21	6.375	2.75	6.28	11.7	21.9	40.8	58.8	76.2	93.1	110	122	100	83.8	71.6	62.0	54.4	48.3	43.2	35.4	29.6	0
22	6.500	2.90	6.60	12.3	23.0	42.9	61.8	80.1	97.9	115	131	107	89.9	76.7	66.5	58.4	51.8	46.3	37.9	16.6	0
23	6.688	3.04	6.93	12.9	24.1	45.0	64.9	84.0	103	121	139	115	96.1	82.0	71.1	62.4	55.3	49.5	40.5	0	0
24	7.000	3.18	7.25	13.5	25.3	47.1	67.9	88.0	108	127	146	122	102	87.4	75.8	66.5	59.0	52.8	43.2	0	0
25	7.250	3.32	7.58	14.1	26.4	49.3	71.0	91.9	112	132	152	130	109	92.9	80.6	70.7	62.7	56.1	45.9	0	0
28	8.375	3.76	8.57	16.0	29.8	55.7	80.2	104	127	150	172	154	129	110	95.5	83.8	74.3	66.5	54.4	0	0
30	9.250	4.05	9.23	17.2	32.1	60.0	86.4	112	137	161	185	171	143	122	106	92.9	82.4	73.8	42.4	0	0
32	10.000	4.34	9.90	18.5	34.5	64.3	92.6	120	147	173	199	188	158	135	117	102	90.8	81.3	0	0	0
35		4.78	10.9	20.3	38.0	70.9	102	132	162	190	219	215	180	154	133	117	104	92.9	0	0	0
40		5.52	12.6	23.5	43.9	81.8	118	153	187	220	253	263	220	188	163	143	127	92.9	0	0	0
Lubrication type ■		A			B						C										

Fuente: (Rexnord)

Con estos valores se realizó una extrapolación como se indica a continuación y se determinó que es necesario 13 dientes.

**Tabla 15-3:** Extrapolación para encontrar la potencia corregida

Velocidad angular [RPM]	Potencia [KW]
25	4.68
<b>102</b>	<b>15.997</b>
200	30.4

Realizado por: Gómez M, 2022

Como se puede observar el número de dientes es 15 pero en diseño el número de dientes recomendado es 17 debido a condiciones del proyecto por lo que se tomó dicho valor. Conocido este dato se realizó el cálculo de la relación de transmisión (*i*) mediante la siguiente ecuación, como el motorreductor entrega una velocidad de 102RPM y todos los ejes se mueven a esta

velocidad la relación de transmisión se considera igual a 1, por lo que el diámetro del conductor (d) es igual al diámetro del conducido (D).

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$i = \frac{17}{17} = 1$$

El diámetro del conductor se encontró aplicando la siguiente ecuación:

$$d = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_1}}$$

$$d = \frac{\frac{1}{2} \text{in}}{\text{sen} \frac{180}{17}} = 0.721 \text{in} = 18.313 \approx 20 \text{mm}$$

La distancia entre centros se calculó de acuerdo a la siguiente ecuación

$$C \geq d + \frac{D}{2}$$

$$C \geq 5.906 \text{in} + \frac{5.906 \text{in}}{2}$$

$$C \geq 8.859 \text{in} = 225.019 \text{mm}$$

Por cuestiones de diseño este valor se aproximó a 300mm, el número de eslabones (N) se calculó aplicando la siguiente ecuación, donde sustituyendo y resolviendo se tiene:

$$N = 2 * \frac{C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2 * \frac{P}{C}$$

$$N = 2 * \frac{300 \text{mm}}{12.70 \text{mm}} + \frac{17 + 17}{2}$$

$$N = 64.244 \approx 64 \text{ eslabones}$$



La longitud de la cadena se calculó de acuerdo a la siguiente ecuación

$$L = P * N$$

$$L = 12.70mm * 64$$

$$L = 812.800mm$$

La velocidad de la cadena se calculó en base a la siguiente ecuación:

$$V = \frac{z * P * w}{1000} \left[ \frac{m}{min} \right]$$

$$V = \frac{17 * 12.70 \text{ mm} * 102 \text{ RPM}}{1000}$$

$$V = 22.022 \frac{m}{min} = 14.450 \frac{in}{s} = 0.367 \frac{m}{s^2}$$

El factor de seguridad y la fuerza de la cadena se calculó de acuerdo a la siguiente ecuación

$$F = 6600 \frac{P_M * K_S}{V}$$

$$F = 6600 \frac{7.373HP * 1.5}{14.450 \frac{in}{s}}$$

$$F = 5051.398lbf = 22469.738N$$

La fuerza de tensión de la cadena se calculó en base al paso a partir de la siguiente tabla

**Tabla 16-3:** Fuerza de tensión de la cadena

Paso de la cadena [in]	Fuerza de tensión de la cadena [lbf]
¼	925
½	3700
5/8	6100
1	14500
1 ½	34000
2	58000
2 ½	95000
3	135000

Realizado por: Gómez M, 2022

$$n = \frac{F_T}{K_s * F}$$

$$n = \frac{3700 \text{ lfb}}{1.5 * 5051.398 \text{ lbf}}$$

$$n = 0.488 \approx 0.5$$

### 3.4.3.6. Selección de rodamientos

Los rodamientos se seleccionaron en base al catálogo NTN corporation de acuerdo a las siguientes ecuaciones.

$$L_{10} = 500 * fh^3$$

$$f_h = fn * \frac{C}{P}$$

$$fn = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$fn = \left(\frac{33.3}{102 \text{ RPM}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$fn = 0.689$$

Debido a las condiciones de trabajo de una maquina conformadora de perfiles se seleccionó 30000 horas de vida ya que dicho valor corresponde para maquinas industriales en general.

**Tabla 17-3:** Horas de vida útil de diseño

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño L<sub>10</sub>, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente. Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

Fuente: (A. Avallone, et al., 1986)

$$L_{10} = 500 * fh^3$$

$$f_h = \left( \frac{30000}{500} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_h = 3.915$$

Con lo cual se obtuvo una capacidad máxima de:

$$f_h = f_n * \frac{C}{P}$$

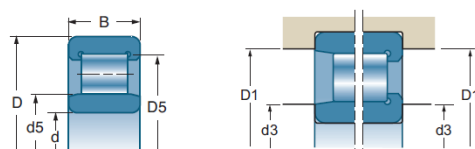
$$C = f_h * \frac{P}{f_n}$$

$$C = 3.915 * \frac{9217.584 \text{ N}}{0.689} = 52.376 \text{ KN}$$

Ya que los rodamientos estarán sometidos a cargas radiales y no axiales se seleccionó uno de tipo cilíndrico como se detalla en la siguiente tabla

**Tabla 18-3:** Selección de rodamientos

### Rodamientos de rodillos cilíndricos



d		D	B	D5 (sobre rodillos)	d5 (bajo rodillos)		
mm	Referencias	mm	mm	mm	mm	10°N	10°N
30	N 306 EG15	72	19	62,5	—	61	48
	NJ306E	72	19	—	40,5	50,9	47,5
	NJ 306 EG15	72	19	—	40,5	51	48
	NU306E	72	19	—	40,5	50,9	47,5
	NU 306 EG15	72	19	—	40,5	51	48
	NUP 306 EG15	72	19	—	40,5	51	48
	NJ2306E	72	27	—	40,5	72,5	74,9
	NJ 2306 EG15	72	27	—	40,5	73,5	75
	NU 2306 EG15	72	27	—	40,5	73,5	75
35	N 207 EG15	72	17	64	—	58	48,5

Fuente: (NSK)

#### 3.4.3.7. Diseño de la chaveta y chavetero

A partir de la tabla de chaveteros y chavetas DIN 6885/1-6886 y 6887, que se indica a continuación la chaveta se seleccionó en función del diámetro del eje.

**Tabla 19-3:** Selección de chaveta

**Chavetero para chavetas paralelas**

Máx de	hasta	Sección de la chaveta b x h	Nominal	Ancho b, tolerancia				Profundidad		Chavón R1				
				Clase de ajuste del enchavetado				Eje h1	Cubo h2	Min.	Máx.			
				Libre	Normal	Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.				
				Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9						
10	12	4x4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5x5	5	+0,030	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6x6	6	0	0	0	0	-0,015	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8x7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4	0	3,3	0	0,16	0,25
30	38	10x8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
38	44	12x8	12	0	0	0	0	-0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
44	50	14x9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5	0	3,8	0	0,25	0,40
50	58	16x10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6	0	4,3	0	0,25	0,40
58	65	18x11	18	0	0	0	0	-0,061	6	0	4,4	0	0,25	0,40
65	75	20x12	20	0	0	0	0	-0,061	7	+0,2	4,4	+0,2	0,40	0,60
75	85	22x14	22	0	0	0	0	-0,061	7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
85	95	25x14	25	+0,052	+0,149	-0,052	±0,026	-0,022	9	0	5,4	0	0,40	0,60
95	110	28x16	28	0	0	0	0	-0,074	9	0	5,4	0	0,40	0,60
110	130	32x18	32	0	0	0	0	-0,074	10	0	6,4	0	0,40	0,60
130	150	36x20	36	0	0	0	0	-0,074	11	0	7,4	0	0,40	0,60
150	170	40x22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12	0	8,4	0	0,70	1,00
170	200	45x25	45	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,026	13	0	9,4	0	0,70	1,00
200	230	50x28	50	0	0	0	0	-0,088	15	0	10,4	0	0,70	1,00
230	260	56x32	56	0	0	0	0	-0,088	17	0	11,4	0	0,70	1,00
260	290	63x32	63	0	0	0	0	-0,088	20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
290	330	70x36	70	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
330	380	80x40	80	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22	0	14,4	0	1,20	1,60
380	440	90x45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	25	0	15,4	0	2,00	2,50
440	500	100x50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	28	0	17,4	0	2,00	2,50
									31	0	19,5	0	2,00	2,50

Fuente: (Sánchez, 2018)

La chaveta se ancla a lo largo del eje, facilitando así la posición de los rodillos en el mismo con una distancia igual a 70mm. El material de manufactura es igual al material del eje. A continuación, se realizó el cálculo para obtener el factor de seguridad, como la chaveta está sometida a esfuerzos de corte y aplastamiento se realizó el cálculo para cada esfuerzo primero para el de aplastamiento mediante la siguiente formula.

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{F}{l * \frac{h}{2}} = \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{29383.502N}{70mm * \frac{7}{2}} = \frac{690 \frac{N}{mm^2}}{n}$$

$$n = 5$$

El esfuerzo de corte se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b * (l - b) + \frac{\pi}{4} * b^2}$$

$$\tau = \frac{29383.502N}{8mm * (70mm - 8mm) + \frac{\pi}{4} * (8mm)^2} = 53.790 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_c = \sqrt{3} \tau = \frac{S_y}{n}$$

$$\sqrt{3} (53.790) \frac{N}{mm^2} = \frac{690 \frac{N}{mm^2}}{n}$$

$$n = 7.406$$

#### 3.4.3.8. Selección de pernos

Para la selección de pernos se consideró la fuerza máxima de doblado de 9217.584N multiplicada por los tres ejes que soportan las cargas más críticas, este valor se dividió para el número total de pernos el cual se consideró cuatro pernos.

$$F' = \frac{F_a}{\# \text{ pernos}}$$

$$F' = \frac{9217.584N * 3}{4} = 6913.188N = P_{max}$$

El esfuerzo medio y la tracción se calcula mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{n * c}{2 * A_t} (P_{max} - P_{min})$$








$$\sigma_m = \frac{F_i}{A_t} + \frac{n * c}{2 * A_t} (P_{max} + P_{min})$$

Se considero una junta reutilizable por lo que se aplicó la siguiente formula.

$$F_i = 0.75 S_p * A_t$$

En base a la siguiente tabla se seleccionó el perno adecuado

**Tabla 20-3:** Características del perno

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima,† MPa	Resistencia mínima a la tensión,† MPa	Resistencia mínima a la fluencia,† MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fuente: (Bunydas, 2008)

$$\sigma_a = \frac{2 * 0.3}{2 * A_t} (6913.188 N)$$

$$\sigma_a = \frac{2073.956N}{A_t}$$

$$F_i = 0.75 S_p * A_t$$

Se selecciono una clase métrica 4.8 por lo que  $S_p = 340 MPa$  sustituyendo y resolviendo se tiene que:

$$F_i = 255 * \sigma_a$$

$$\sigma_m = 255 * \frac{2073.956}{A_t}$$

$$\sigma_{a-eq} = \sqrt{\left(\frac{2073.956}{A_t}\right)^2} = \frac{2073.956N}{A_t}$$

$$\sigma_{m-eq} = \sqrt{\left(255 + \frac{2073.956N}{A_t}\right)^2}$$

$$\sigma_{m-eq} = 255 + \frac{2073.956N}{A_t}$$

$$S_e = k_c * \frac{1}{k_f} * 0.45 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.814 * \frac{1}{2.2} * 0.45 * 420 MPa$$

$$S_e = 69.930 MPa$$

$$\frac{\sigma_{m-eq}}{S_y} + \frac{\sigma_{a-eq}}{S_e} = 1$$

Sustituyendo y resolviendo se tiene:

$$\frac{255 + \frac{2073.956N}{A_t}}{340MPa} + \frac{\frac{2073.956N}{A_t}}{69.930 MPa} = 1$$

$$A_t = 143.030mm^2$$

En base a este análisis y de acuerdo a la tabla que se indica a continuación se seleccionó un perno de paso grueso M16x2, para todas las bancadas.

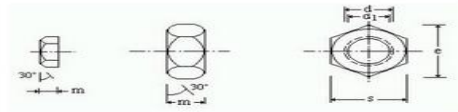
**Tabla 21-3:** Selección del perno

Diámetro nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630

Fuente: (Bunydas, 2008)

En base a la selección del perno se seleccionó también la tuerca M16 con las características que se indican a en la siguiente tabla.

**Tabla 22-3:** Selección de tuerca

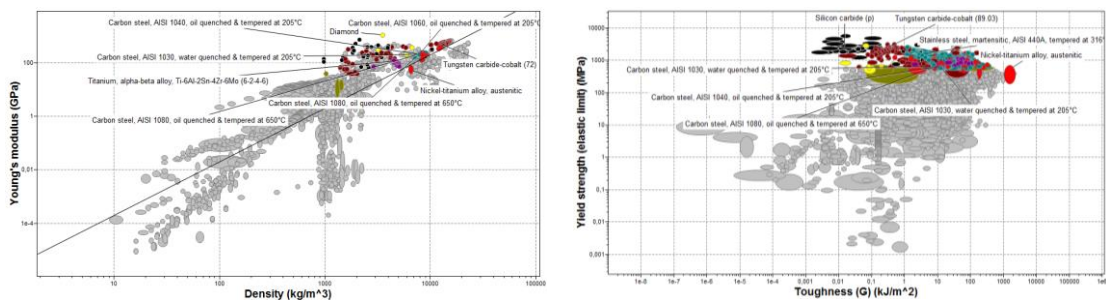


Tuerca tipo	Dimensiones					Peso de 1.000 piezas kg
	Diámetro nominal d mm	Diámetro interior d <sub>i</sub> mm	Espesor m mm	Medida entre aristas e mm	Medida entre caras s mm	
M 10	10	8.376	8	19.6	17	10.9
M 12	12	10.106	10	21.9	19	15.9
M 16	16	13.835	13	27.7	24	30.8
M 20	20	17.294	16	34.6	30	60.3
M 22	22	19.294	18	36.9	32	80.2
M 24	24	20.725	19	41.6	36	103.0
M 27	27	23.752	22	47.3	41	154.0
M 30	30	26.211	24	53.1	46	216.0
M 33	33	29.211	26	57.7	50	271.0
M 36	36	31.670	29	63.5	55	369.0

Fuente: (tuercas., 2020)

### 3.4.3.9. Diseño de la base de rodamientos

Esta base constituye el elemento principal donde se efectuará la deformación, en base a ejes y rodillos etc. Las fuerzas de reacción de aplastamiento hacen que esta base este sometida a tracción por lo que se analizó como columna, analizandose el material adecuado en el software CES partiendo de la ecuación de la línea que se dibujara en el grafico densidad vs módulo de Young  $\log E = 2 \log M + 2 \log \rho$ .



**Gráfico 5-3:** Selección de materiales para la base de rodamientos

Realizado por: Gómez M, 2022

En vista de que estas bases soportan ejes, rodillos, deben ser de gran resistencia y tenacidad para soportar los esfuerzos se seleccionó el acero AISI 1030 con un esfuerzo de fluencia entre (580-715) MPa, 500HB de dureza cabe recalcar que este material es mayor en comparación al AISI 4340 que es el material de ejes. Como la composición promedio de aleación entre el acero AISI 1030 y el acero estructural A36 son básicamente idénticas y por la facilidad de obtención se consideró para el diseño el acero A36 que posee un esfuerzo de fluencia igual a 250MPa y un



esfuerzo de tensión igual a 400MPa. Considerando esto se realizó el análisis estático mediante la siguiente la formula.

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Como se tiene solo cargas de tracción la ecuación anterior se reduce a

$$\frac{S_y}{n} = \sigma_x = \frac{F}{axb}$$

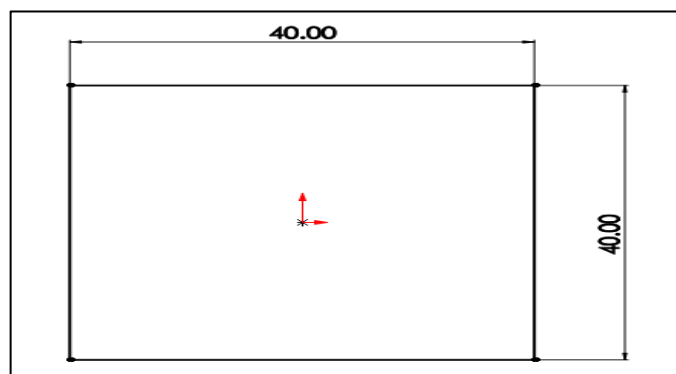
Debido a la dimensión de los pernos necesarios se asumió un valor de  $a = 40\text{mm}$  por lo que en base a esto se calculó el valor de  $b$  el cual debe ser mayor o igual al propuesto. La máxima fuerza de doblado se multiplico por 10 ya que tiene cinco etapas por dos lados y como estas columnas deben ser seguras durante el funcionamiento se asumió un factor de seguridad igual a cinco.

$$\frac{F}{axb} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{10 * 9217.584 \text{ N}}{40 \text{ mm} * b} = \frac{250 \text{ MPa}}{5}$$

$$b = 46.088\text{mm}$$

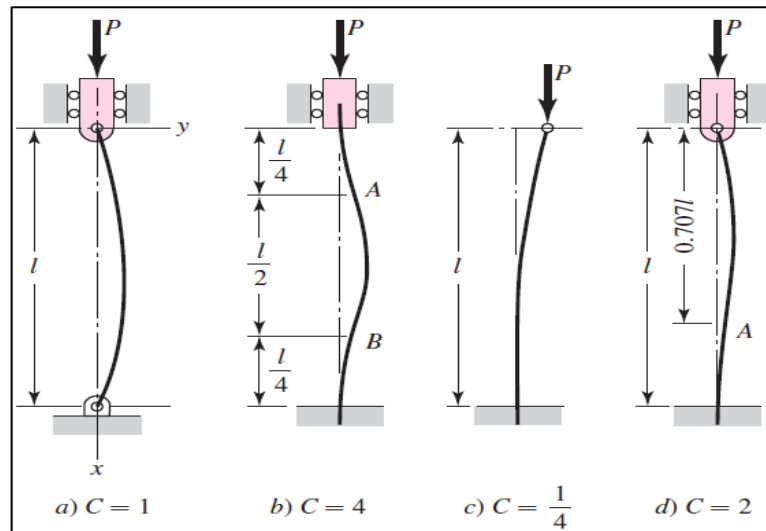
El espesor debe ser de 46 mm, pero por razones de costos de manufactura se asumió un valor de 40mm, quedando las dimensiones como se indica a continuación.



**Figura 13-3:** Dimensiones para el diseño de columnas

Realizado por: Gómez M, 2022

## Análisis a compresión



**Figura 14-3:** Consideraciones de acuerdo al tipo de columna

Fuente: (Bunydas, 2008)

$$L_e = k \cdot L$$

$$L_e = \frac{1}{4} \cdot 350 \text{ mm} = 87.500 \text{ mm}$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I = \frac{40 \cdot 40^3}{12} = 213333.333 \text{ mm}^4$$

$$r = \sqrt{\frac{213333.333 \text{ mm}^4}{40 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm}}} = 11.547 \text{ mm}$$

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 210000MPa}{250 MPa}} = 128.76$$

La relación de esbeltez es

$$\lambda = \frac{L_e}{r}$$

$$\lambda = \frac{87.500 mm}{11.547mm} = 7.578$$

Como  $8.660 < 128.76$  se utilizó la siguiente ecuación

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{S_y^2}{4\pi^2 E} \cdot \lambda^2$$

$$\frac{P_{cr}}{40mm * 40mm} = 250MPa - \frac{(250MPa)^2}{4\pi^2 210000MPa} * 7.578^2$$

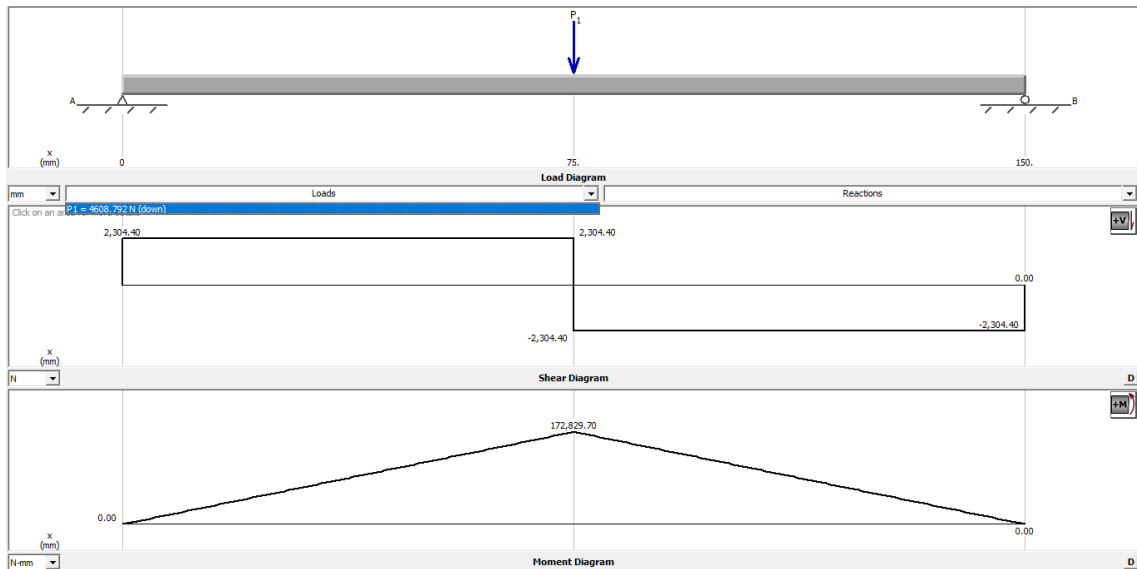
$$P_{cr} = 399.307x10^3 N$$

$$n = \frac{P_{cr}}{P_{max}}$$

$$n = \frac{399.307x10^3 N}{9217.584N}$$

$$n = 43.320$$

Seguidamente en base a las dimensiones anteriores de a x b se diseñó la bancada superior como esta estará sometida a flexión se analizó considerando la fuerza crítica máxima de doblado de 9217.584N, la cual se divide para dos debido a las reacciones  $RA = RB = 4608.792N$ , la bancada se analizó a un solo lado por lo que se tomó este valor para el cálculo del diagrama de fuerza, cortante y momento flector máximo cuyo valor es de  $172829.70 \frac{N}{mm}$  como se indica a continuación.



**Gráfico 6-3:** Diagrama de fuerza, cortante y momento flector de la bancada

Realizado por: Gómez M, 2022

$$\sigma_f = \frac{M_f * c}{I}$$

$$I = \frac{base * h^3}{12}$$

$$\sigma_f = \frac{172829.70 \frac{N}{mm} * \frac{x}{2}}{\frac{40mm * x^3}{12}}$$

$$\sigma_f = \frac{25924.455N}{x^2}$$

Como el material es acero A36 con esfuerzo de fluencia de 250MPa y resistencia última de 400MPa, mediante la ecuación de Marin con factor  $k=0.3$  por los concentradores de esfuerzos se tiene que:

$$S_e = 0.5 * k * S_{ut}$$

$$S_e = 0.5 * 0.3 * 400 MPa = 60MPa$$

Por lo tanto

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{(2 * \sigma_f)^2} = 2 * \sigma_f$$

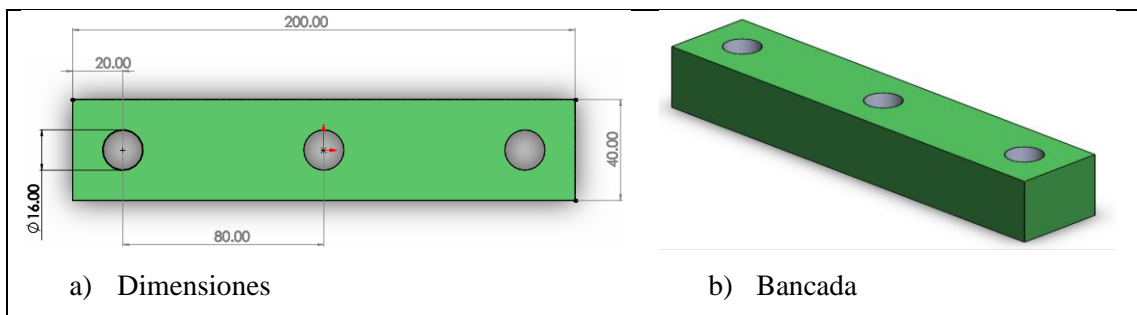
$$\sigma_{aeq} = 2 * \frac{25924.455N}{x^2} = \frac{51848.910N}{x^2}$$

Para encontrar el espesor de la bancada se aplicó la ecuación de Soderberg donde reemplazando valores y calculando se obtuvo un espesor de 45mm como se detalla a continuación.

$$\frac{\sigma_{aeq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\frac{51848.910N}{x^2}}{60} = \frac{1}{3}$$

$$x = 50.916mm \approx 50mm$$



**Figura 15-3:** Dimensiones y diseño de bancada

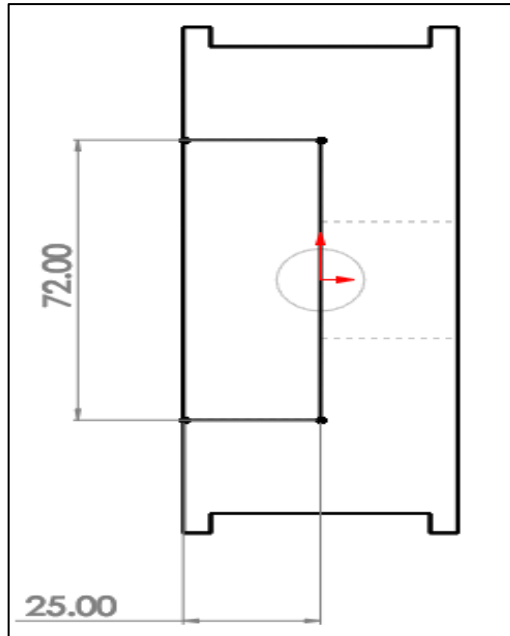
Realizado por: Gómez M, 2022

#### 3.4.3.10. Diseño de los soportes móviles

Como se trata de una maquina conformadora de perfiles variables se analizó la facilidad para efectuar el cambio de rodillos de forma rápida, por lo que resulto más factible que el diseño de los soportes de ejes se desplace en las columnas mediante guías laterales, por lo tanto, se desarrolló los cálculos como se muestra a continuación:

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

Para el área de corte se consideró las siguientes dimensiones



**Figura 16-3:** Área de corte

Realizado por: Gómez M, 2022

$$\tau = \sigma' = \frac{9217.584N}{(72 * 25)mm^2}$$

$$\tau = 5.121 \frac{N}{mm^2}$$

Estos soportes deben ser rígidos ya que deben soportar toda la fuerza de aplastamiento por lo que se trabajó con el material AISI 1030 antes seleccionado para las columnas

$$\tau_{perm} = 0.45S_y$$

Igualando las ecuaciones reemplazando y resolviendo se determinó el espesor como se indica:

$$0.45S_y = \frac{9217.584N}{(72 * 25 * e)mm^2}$$

$$e = \frac{9217.584N}{0.45 * 250MPa * 72 * 25mm^2}$$

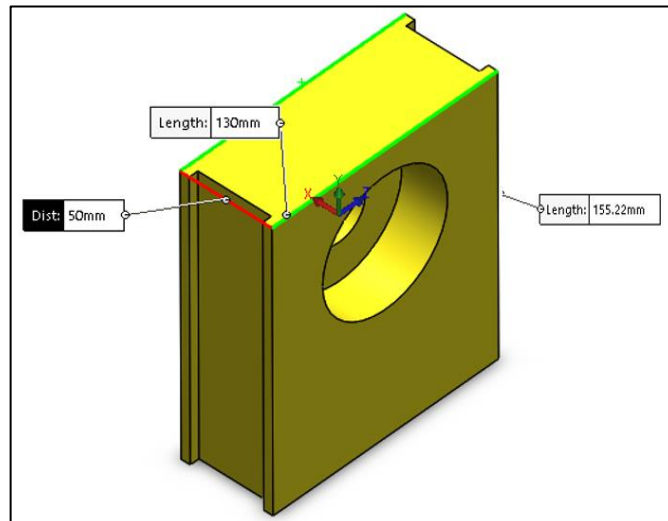
$$e = 0.046m = 45mm$$

El factor de seguridad se calculó como se muestra a continuación:

$$n = \frac{\sigma}{\sigma'} = \frac{0.45 * 250Mpa}{5.121 \frac{N}{mm^2}}$$

$$n = 21.968$$

En la siguiente figura se indica las dimensiones del soporte móvil diseñado, se consideró un espesor de 5mm para las guías dando un espesor total de 50mm.

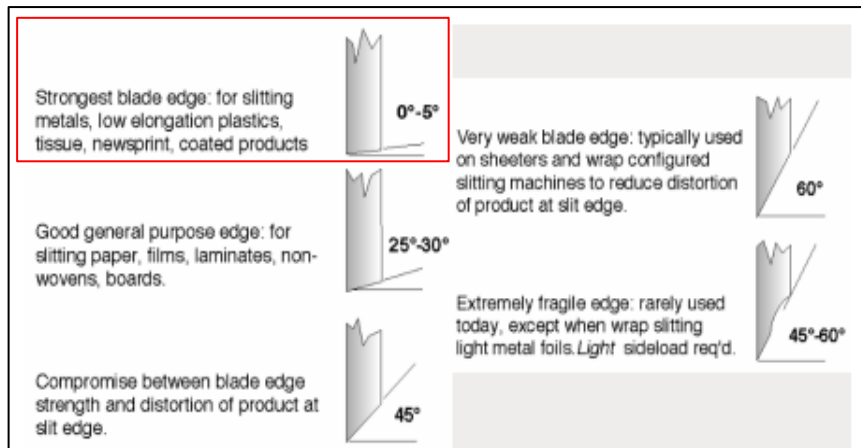


**Figura 17-3:** Soporte móvil

Realizado por: Gómez M, 2022

#### 3.4.3.11. Diseño de la guillotina

En base a los conceptos estudiados en el capítulo dos el perfil debe pasar por cuatro etapas para ser cizallado por lo que se inició calculando la fuerza de corte mediante la siguiente ecuación, con coeficiente de penetración  $k = 0.4$ , resistencia al corte del acero de  $372.65 MPa$ , como el ángulo de filo de la herramienta depende del material para acero galvanizado está en un rango de (0 a 5) grados por lo que se tomo  $4^\circ$ .



**Figura 18-3:** Consideraciones para el ángulo de cuchilla

Fuente: (García, 2020)

$$F_c = \frac{k * h^2 * \tau}{\tan \theta}$$

$$F_c = \frac{0.4 * (0.70\text{mm})^2 * 372.65\text{MPa}}{\tan 4^\circ}$$

$$F_c = 1044.512\text{N}$$

De acuerdo a Tselikov, esta fuerza de corte se debe multiplicar por 1.2 por razones de seguridad entonces se tiene:

$$F_c = 1044.512\text{N} * 1.2$$

$$F_c = 1253.414\text{N} = 0.128\text{Ton}$$

Para determinar las fuerzas  $F_a$ ,  $F_v$ ,  $F_h$ , se realizó una sumatoria de sumatoria de fuerzas en (y) como se detalla a continuación:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_c = F_v$$

Si:  $F_v$ :  $F_a$ :  $F_h \rightarrow 4$ :  $2$ :  $1$



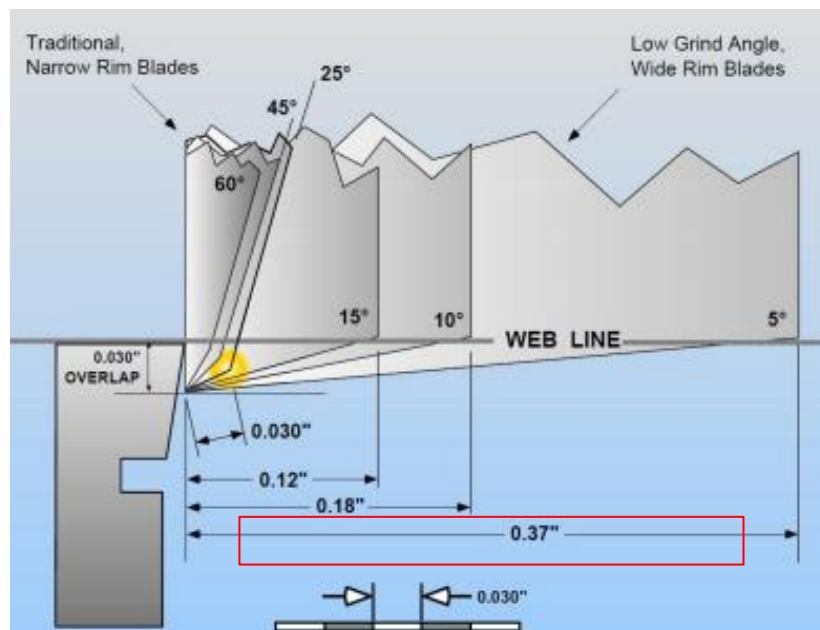
$$\frac{F_{v'}}{F_a} = \frac{4}{2} = \frac{F_a}{F_h} = \frac{2}{1}$$

$$\frac{1253.414N}{F_a} = \frac{4}{2}$$

$$F_a = 626.707N$$

$$F_h = 313.354N$$

Como ya se determinó anteriormente el ángulo de filo entonces en función de esto se determinó el espesor que debe tener la herramienta de corte como se indica en la siguiente grafica.



**Gráfico 7-3:** Determinación del espesor de la herramienta de corte

Fuente: (García, 2020)

Como se indica en la Gráfico para un ángulo de (0 a 5) grados se tiene un valor de espesor igual a 0.37 pulgadas = 9.398 mm ≈ 10mm.

La cuchilla debe ser de un material que sea de gran resistencia al desgaste combinada con la tenacidad por lo que se examinó en el catálogo Bohler que se indica a continuación.

**Tabla 23-3:** Características de materiales para cuchilla

Calidad BÖHLER	Normas comparables			Aplicaciones
	EN/DIN	AISI	UNE	
<b>ACEROS CONVENCIONALES CON 12% DE CROMO</b>				
<b>BÖHLER K100</b>	< 1.2080 >	-D3	F5212	Acero ledeburítico al Cr para aplicaciones que requieren un alto nivel de resistencia al desgaste y poca resistencia a la tenacidad y compresión. Para herramientas de conformación de materiales muy abrasivos en la industria de la cerámica, fabricación de ladrillos, etc.
<b>BÖHLER K110</b>	< 1.2379 > X153rMo121	D2	-F5212	Marca estándar de acero ledeburítico al Cr para herramientas de corte (matrices y punzones), herramientas para estampación, para trabajar madera, cizallas para cortar chapa de poca espesor, herramientas para laminar roscas, herramientas para estirar, para embutición profunda extrusión en frío, para las industrias farmacéutica y de cerámica, cilindros para laminar en frío, para trenes de laminación de cajas múltiples, herramientas de medición, moldes de plástico pequeños que requieren gran resistencia al desgaste. Permite la nitruración al baño.
<b>ACEROS CONVENCIONALES CON OTRAS ALEACIONES</b>				
<b>BÖHLER K353</b>	2)	2)	2)	K353 es un acero convencional al 8% de Cr, de alta dureza, alta resistencia al desgaste y excelente tenacidad, recomendado para series de producción cortas y medias, donde la seguridad contra la melladura/formación de grietas es muy importante. Se puede templar y revenir a altas temperaturas, excelente acero para tratamiento superficial posterior (nitruraciones y recubrimientos PVD).
<b>BÖHLER K455</b>	1.2550 60WCrV7	-S1	-F5242	Herramientas de corte (matrices y punzones), para chapa gruesa, para punzonar en frío, cortar en frío, para trabajar la madera, émbolos para aparatos de aire comprimido, útiles de afluencia para piezas macizas, herramientas para trabajos en caliente a temperaturas moderadas.

Fuente: (BOHLER, 2018)

Considerando este análisis y bajo el criterio de usar aceros de bajo costo, facilidad de obtención y propiedades requeridas se seleccionó el material de herramientas K110 que se indica a continuación

**Tabla 24-3:** Selección del material para cuchilla

Calidad BÖHLER	Tratamiento térmico			Composición química %									
	Dureza <sup>1)</sup> HB máx (recocido)	Temple °C Enfriamiento rápido	Dureza alcanzable HRC	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Co	Otros
<b>BÖHLER K100</b>	250	940 - 970	57 - 65	2,00	0,25	0,30	11,50	-	-	-	-	-	-
<b>BÖHLER K110</b>	250	120 - 1070	58 - 62	1,55	0,30	0,30	11,30	0,75	-	0,75	-	-	-

Fuente: (BOHLER, 2018)

### 3.4.3.12. Sistema hidráulico

Este sistema se conforma por el actuador hidráulico, tanque reservorio, mangueras y mando el cual será el encargado suministrar la fuerza necesaria para efectuar el corte, los cilindros hidráulicos de doble efecto (tracción y compresión) son ideales para este tipo de proceso ya que al bajar el embolo progresivamente activa a la cuchilla superior con una presión promedio recomendada de  $100 \frac{kgf}{cm^2} = 980 \frac{N}{cm^2}$ , hasta efectuar el corte completamente y luego de esto retornar a la posición inicial para repetir un nuevo ciclo de corte.

A partir de la presión promedio recomendada y con fuerza de rozamiento ( $F_r$ ) en un rango de (3-20%  $F_a$ ), se calculó el área del actuador mediante la siguiente formula

$$A = \frac{F_a + 0.2 * F_a}{P}$$

$$A = \frac{626.707N + (0.2)626.707N}{980 \frac{N}{cm^2}}$$

$$A = 0.767 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto:

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

$$r = \sqrt{\frac{0.767 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$r = 0.494 \text{ cm} = 4.94 \text{ mm}$$

La carrera del cilindro, indica la distancia suficiente que debe bajar la porta cuchilla para cortar el material, por lo que se calculó mediante la siguiente ecuación

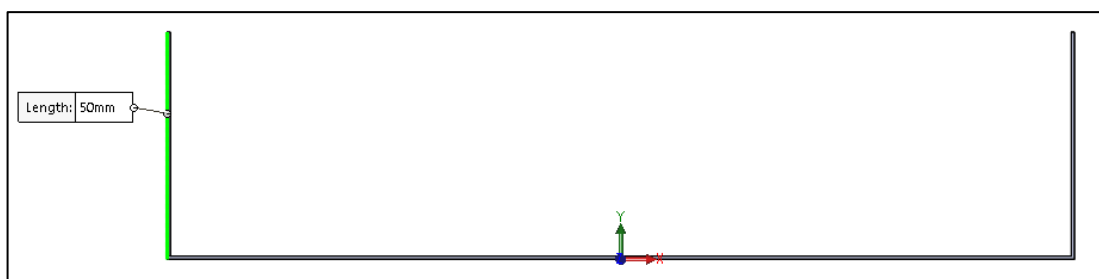
$$C = e + L * \tan \theta$$

La longitud de la cuchilla se tomó de acuerdo al perfil de mayor dimensión 200mm por lo que se asumió 210mm, reemplazando valores y resolviendo se tiene:

$$C = 0.70 \text{ mm} + 210 \text{ mm} * \tan(4)$$

$$C = 15.385 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

De acuerdo al cálculo se requiere un cilindro con carrera igual a 15mm para cortar el material de espesor de 0.70mm, pero para el presente diseño esta carrera se volvió a recalcular asumiendo un espesor de 50mm que se indica en la siguiente figura, ya que esta es la dimensión vertical de las alas de los perfiles conformados tipo “U” a cortarse.



**Figura 19-3:** Detalle del perfil a cortar

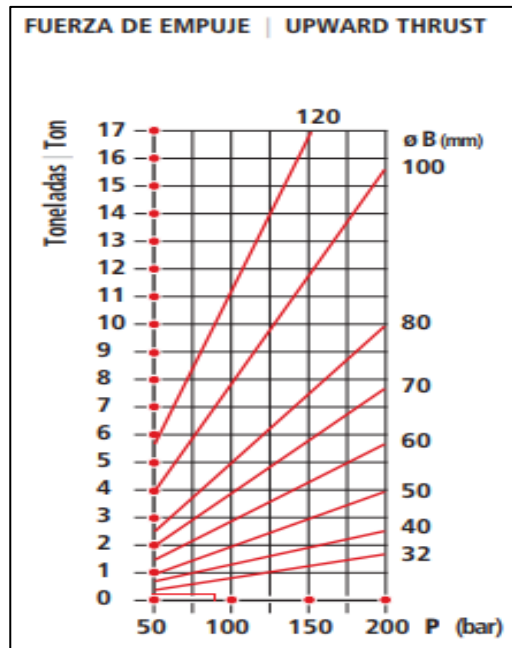
Realizado por: Gómez M, 2022

$$C = 50 \text{ mm} + 210 \text{ mm} * \tan(4)$$

$$C = 64.685 \text{ mm} \approx 65 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la carrera necesaria para cortar el perfil es de 65mm

Mediante la fuerza necesaria de corte  $F_c = 1253.414N = 0.128Ton$  en función de la presión promedio se determinó el diámetro igual a 32mm cómo se observa en la siguiente grafica.



**Gráfico 8-3:** Fuerza de empuje vs presión

Fuente: (Cilindros, 2013)

Con un diámetro de 32mm y carrera de 65mm se seleccionó un cilindro de doble efecto 8100/Z como se observa en la siguiente tabla, con una presión de trabajo igual a 42bar.

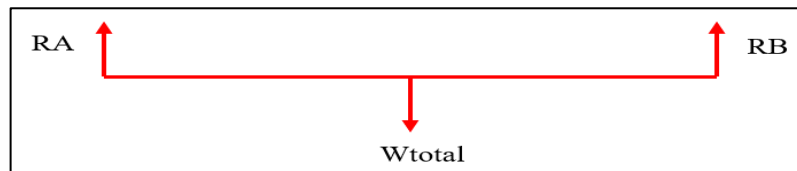
**Tabla 25-3:** Selección del cilindro hidráulico

REF.	Ø VAST. ROD.	Ø PISTÓN	Z CARRERA   STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N ESP.
8100/Z	20	32	50 - 2000	125 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
8101/Z	22	32	50 - 2000	130 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
8102/Z	25	40	50 - 2000	139 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	48	103	125	11	60	3/8
8103/Z	28	50	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	70	3/8
8104/Z	25	50	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	75	3/8
8105/Z	28	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8106/Z	30	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8107/Z	36	63	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8108/Z	30	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8109/Z	35	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8110/Z	40	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8111/Z	36	63	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8112/Z	40	63	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8113/Z	45	63	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8114/Z	35	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8115/Z	40	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8116/Z	45	60	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8

Fuente: (Cilindros, 2013)

### 3.4.3.13. Diseño de la base porta actuador

Para este diseño se consideró la brida del actuador y el ancho de la máquina, estableciéndose una sección rectangular de 300x150mm con material estructural ASTM A 36. Esta base soportará el peso del cilindro, porta cuchilla, cuchilla superior y ejercerá hacia abajo la fuerza de corte como sigue:



**Figura 20-3:** D.C.L de fuerzas actuantes en la base porta actuador

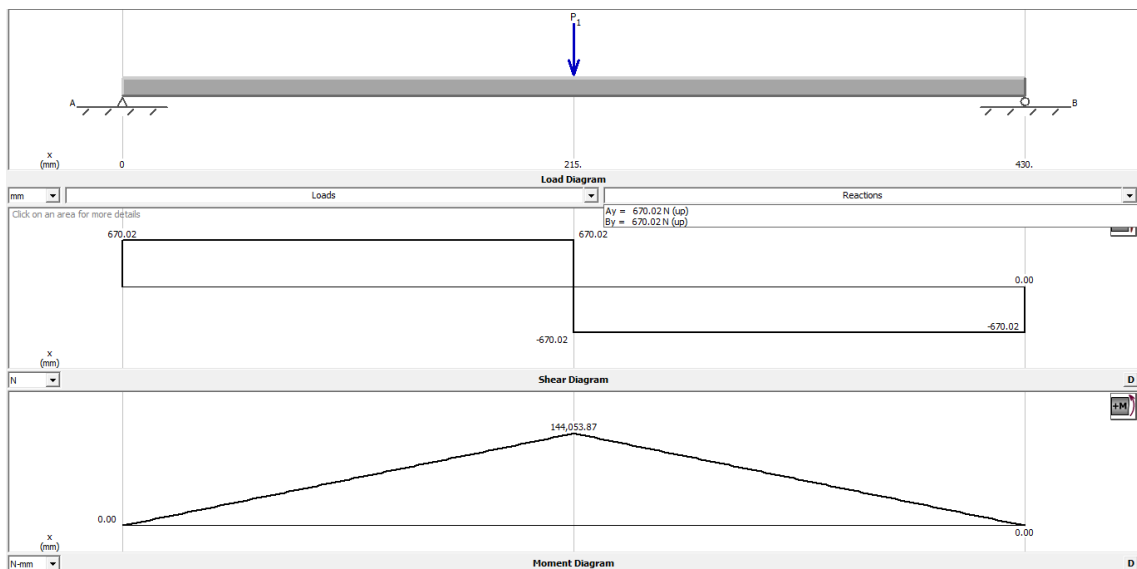
Realizado por: Gómez M, 2022

$$W_{total} = W_{cilindro} + W_{porta\ cuchilla} + W_{cuchilla\ superior} + F_c$$

$$W_{total} = 12.407N + 51.871N + 22.344N + 1253.414$$

$$W_{total} = 1340.036N$$

Mediante el software MDSolids se determinó el diagrama de fuerza, cortante y momento flector además de las reacciones cuyo valor es de 670.02N como se indica a continuación:



**Gráfico 9-3:** Fuerza, cortante y momento flector de la base porta actuador

Realizado por: Gómez M, 2022

Para el diseño de la placa porta cilindro se asumió un ancho de base de 85mm ya que este valor representa el diámetro del cilindro seleccionado y el largo se determinó acorde al ancho de la maquina debido a la condición de diseño corresponde a un valor igual a 414mm por lo que para encontrar el espesor se realizó el cálculo como se determinó el espesor de bancada superior desarrollándose como sigue:

$$\sigma_f = \frac{144053.87Nmm * \frac{e}{2}}{\frac{85mm * e^3}{12}}$$

$$\sigma_f = \frac{10168.508N}{e^2}$$

$$S_e = 0.5 * k * S_{ut}$$

$$S_e = 0.5 * 0.3 * 400 MPa = 60MPa$$

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{(2 * \sigma_f)^2} = 2 * \sigma_f$$

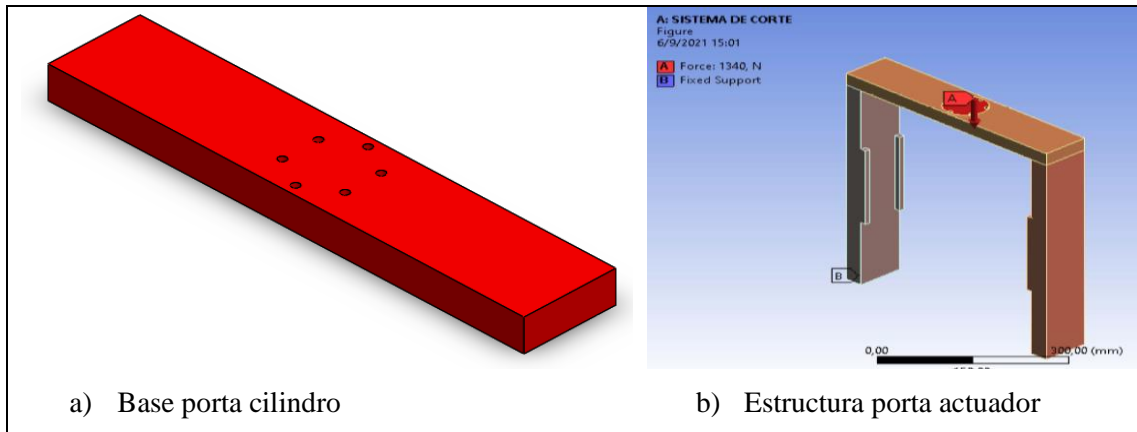
$$\sigma_{aeq} = 2 * \frac{10168.508N}{e^2} = \frac{20337.016N}{e^2}$$

$$\frac{\sigma_{aeq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_Y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\frac{20337.016N}{e^2}}{60} = \frac{1}{3}$$

$$e = 31.888mm \approx 32mm$$

Como se puede observar el espesor de la base porta cilindro debe ser de 32mm por aspectos de manufactura se consideró el mismo material seleccionado para las columnas con lo cual se analizó toda la estructura mediante software ASNYS como se indica en las siguientes figuras.



**Figura 21-3:** Placa porta cilindro

Realizado por: Gómez M, 2022

#### 3.4.3.14. Selección de la bomba

Para este cálculo se consideró la velocidad de corte  $V_c$  recomendada de acuerdo al libro de trabajo de metales para planchas de acero que está en un rango de (0.1-0.13) m/s, considerándose la mayor velocidad para el cálculo del tiempo como se indica a continuación

$$t_c = \frac{L_{plancha}}{V_c}$$

$$t_c = \frac{2 \text{ m}}{0,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$t_c = 15.385\text{s}$$

Con este dato el caudal se calculó como se indica a continuación.

$$Q = V * A$$

$$V = \frac{C_V}{t_c}$$

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

$$Q = \frac{C_V}{t_c} * \pi * \frac{D^2}{4}$$

$$Q = \frac{65\text{mm}}{15.385\text{s}} * \pi * \frac{32\text{mm}^2}{4}$$

$$Q = 3397.861 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 0.17 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

La presión para el actuador se calculó mediante la fuerza de corte  $F_C$  y el área del pistón mediante la siguiente ecuación.

$$P = \frac{F_C}{A_p}$$

$$P = \frac{1253.414N}{\pi * \frac{(32mm)^2}{4}}$$

$$P = 1.558Mpa = 15.8Bar = 229.159Psi$$

Conocido este dato se seleccionó del catálogo Hi-Force HIDRAULIC TOOLS, una electrobomba para servicio normal de caudal medio de rango de operaciones entre (70-700) Bar, 0.65lt/min de caudal, opera con un motor de 1.5kw = 2Hp

**Tabla 26-3:** Selección de la electrobomba

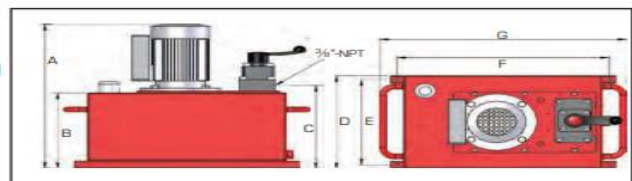


Velocidad de caudal a baja presión 7 l/min. hasta 70 bar

Velocidad de caudal a alta presión 0,65 l/min. hasta 700 bar

Bomba hidráulica de dos etapas

- >> Válvula de alivio ajustable externamente
- >> Válvula manual de serie con sostenimiento de carga (excepto en las válvulas de 2 vías)
- >> Opciones disponibles de válvula solenoide



Modelo número	Tipo válvula	Vol. aceite litros	Motor kW	Tensión motor	Peso kg	Dimensiones en mm						
						A	B	C	D	E	F	G
HEP207111	Placa P-T	10	1,5	110/115 V - Monofásico	47,0	498	198	230	246	221	368	438
HEP207112	Placa P-T	10	1,5	220/240 V - Monofásico	47,0	498	198	230	246	221	368	438
HEP207114	Placa P-T	10	1,5	380/440 V - Trifásico	47,0	498	198	230	246	221	368	438
HEP207121	Placa P-T	25	1,5	110/115 V - Monofásico	63,0	527	227	259	306	281	490	570

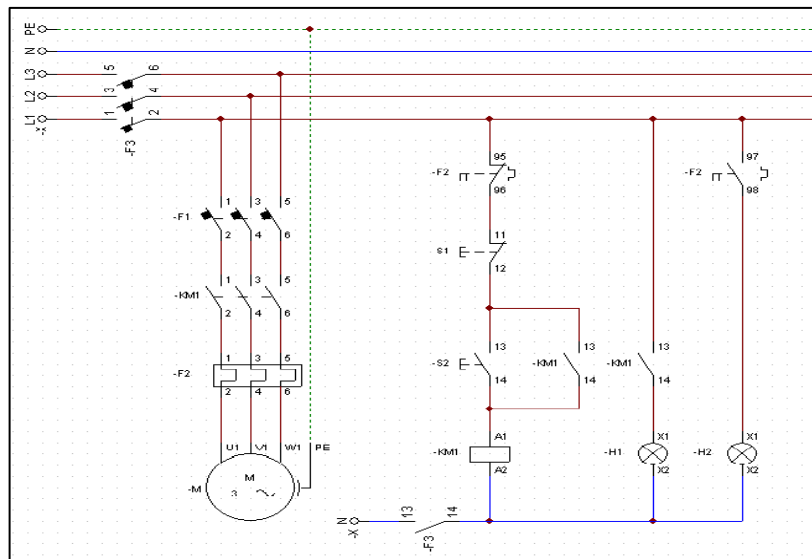
Fuente: (Hi-Force, n.d.)

### 3.4.3.15. Diagrama del circuito de control y fuerza

Mediante el siguiente diagrama se muestran las conexiones para los mandos para el tablero de control el primero para el motor trifásico para la puesta en marcha de la máquina, el segundo es un mando de emergencia que controla todas las funciones de mando de la maquina ya que si



suscita algún accidente al presionar este botón la maquina se inmovilizara totalmente para precautelar la seguridad del operario.



**Gráfico 10-3:** Diagrama de conexión para el motor trifásico

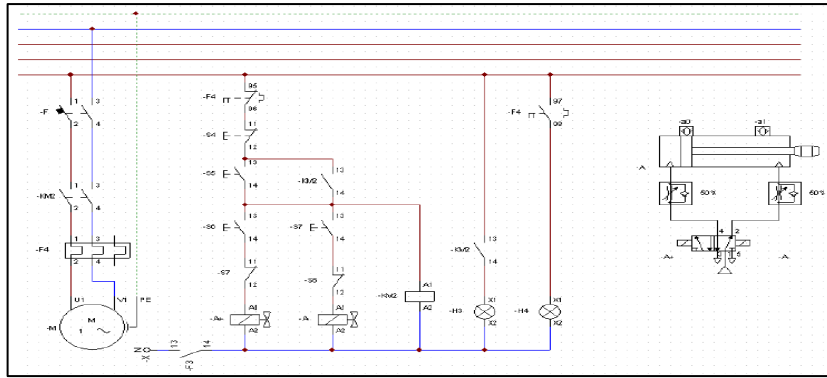
Realizado por: Gómez M, 2022

**Tabla 27-3:** Componentes del circuito para el mando de motor trifásico

COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
F1	Protección automático trifásico para motor.
F2	Relé térmico de protección trifásico con contacto NA.
F3	Protección automática de línea trifásica +neutro sin diferencial.
KM1	Contactador trifásico 120v con 2 contactos NA.
S1	Botonera de paro NC 120V (para detener proceso)
S2	Botonera NA 120V (para activar motor trifásico)
H1	Luz piloto 120V (encendido de motor)
H2	Luz piloto 120V (activación de relé de protección)
M1	Motor trifásico 5.5 KW

Realizado por: Gómez M, 2022

El siguiente diagrama muestra la conexión de mando para la electrobomba la cual sera encargada mediante presión hidráulica de ejecutar el cilindro de doble efecto, es decir al accionar el mando baja el pistón accionado la cuchilla para cortar el perfil y luego de esto retornar a la posición inicial y continuar con un nuevo ciclo.



**Gráfico 11-3:** Diagrama de conexión de la electrobomba

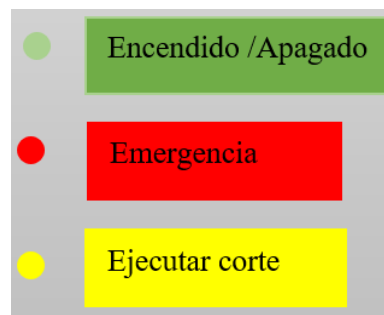
Realizado por: Gómez M, 2022

**Tabla 28-3:** Componentes del circuito de conexión de la electrobomba

COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
F3	Protección automática monofásica contacto sin diferencial
F4	Relé térmico de protección monofásico con contacto NA.
F5	Protección automática para motor monofásico
S4	Botonera de paro NC 120V (para detener proceso)
S5	Botonera NA 120V (para activar motor monofásico)
S6	Botonera NA 120V (para activar sentido positivo cilindro) + contacto NC
S7	Botonera NA 120V (para activar sentido negativo cilindro) + contacto NC
KM2	Contactor monofásico con 2 contactos NA
H3	Luz piloto 120V (encendido de motor)
H4	Luz piloto 120V (activación de relé de protección)
M2	Motor monofásico 1.5 KW
A+	Bobina electroválvula sentido positivo
A-	Bobina electroválvula sentido negativo

Realizado por: Gómez M, 2021

En la siguiente figura se indica los mandos de control para el tablero



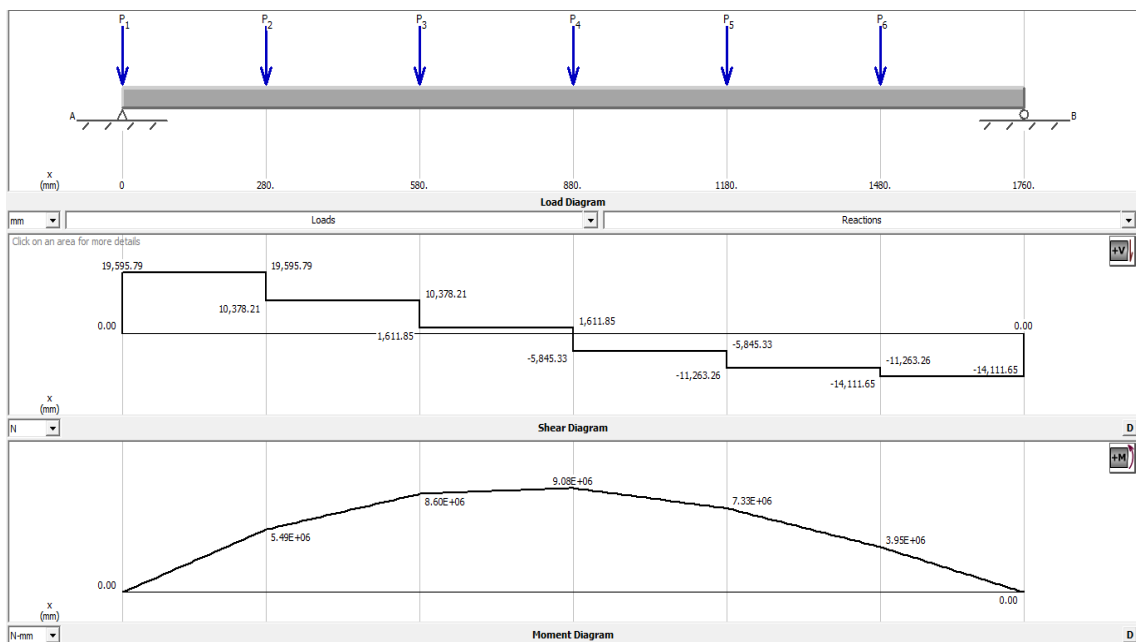
**Figura 22-3:** Tablero de mandos

Realizado por: Gómez M, 2022

### 3.4.3.16. Diseño del bastidor

Para la longitud total de la maquina se consideró la distancia entre centros calculada anteriormente de 300mm, como también una distancia adecuada entre las columnas que soportan al sistema de rodillos y sistema de corte obteniéndose así una longitud total de 1760mm.

El ancho de la maquina se diseñó tomando como base el ancho de la chapa a conformar (300mm) más las dimensiones de las columnas, lo cual dio un valor igual a 350mm. Conocido el largo y ancho se analizó las cargas que se distribuyen a lo largo de la base, determinándose el diagrama de cortante y momento flector máximo que se produce en la tercera etapa con un valor igual a  $9.08 \times 10^6 N/mm$



**Gráfico 12-3:** Análisis de fuerza, cortante y momento flector del bastidor

Realizado por: Gómez M, 2022

Para la altura adecuada se consideró aspectos ergonómicos para el operador, peso, rigidez y facilidad de anclaje, por lo que se analizó en diversos catálogos las alturas disponibles encontrándose y seleccionándose un perfil UPN de 800mm de altura como se indica en la siguiente tabla.

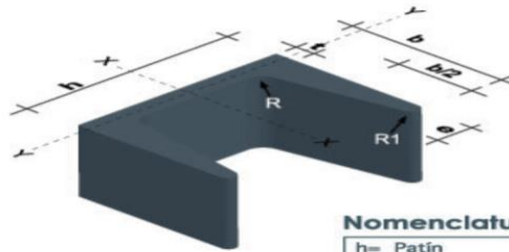
**Tabla 29-3:** Selección del perfil UPN

**VIGAS LAMINADAS**



**Perfiles laminados UPN**

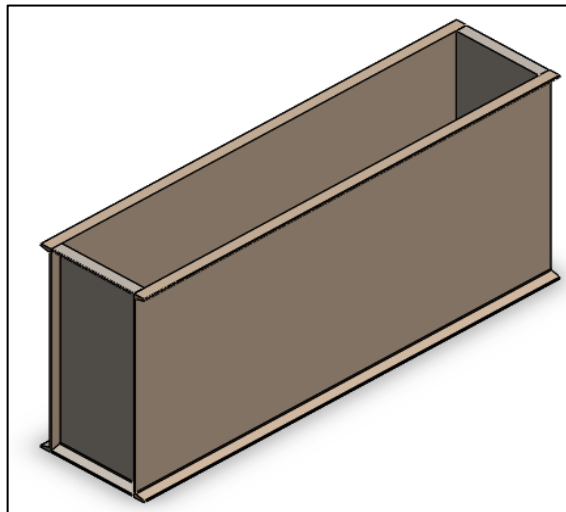
DENOMINACIÓN	h	b	t	e	R	R1	Área Sección mm <sup>2</sup>	Pesos kg/mts	INERCIA (cm <sup>4</sup> )		MÓDULO RESISTENCIA (cm <sup>3</sup> ) SECCIÓN	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm			Eje x - x	Eje y - y	Eje x - x	Eje y - y
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	46.20	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80



**Nomenclatura**

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

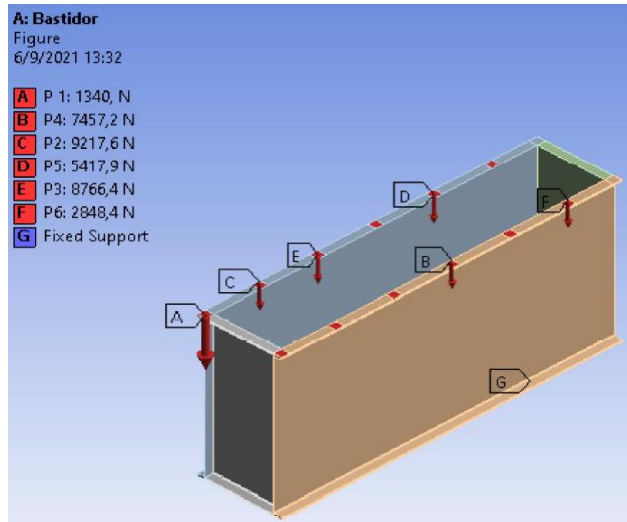
Fuente: (DISMETAL)



**Figura 23-3:** Bastidor

Realizado por: Gómez M, 2022

Para determinar el comportamiento de la estructura esta se analizó mediante el software ANSYS como se indica a continuación.







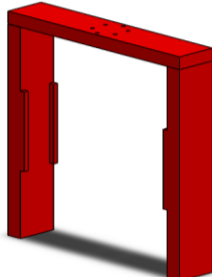
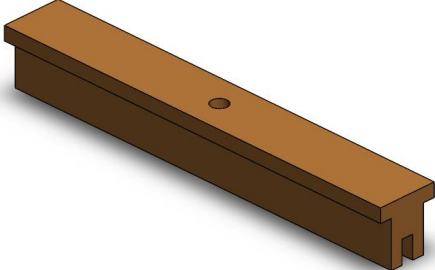
**Figura 24-3:** Cargas actuantes

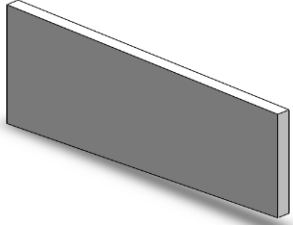
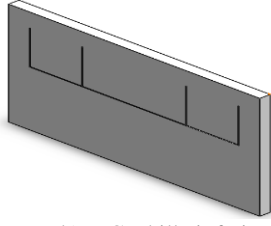
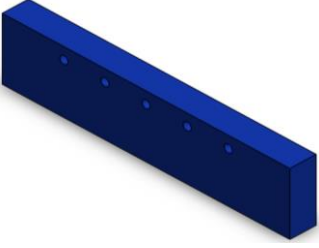
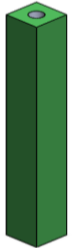
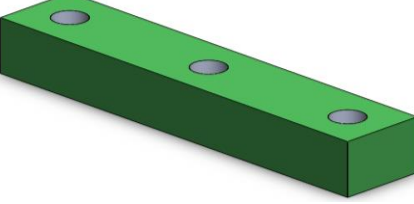
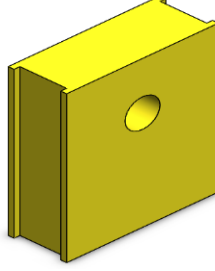
Realizado por: Gómez M, 2022

3.4.3.17. *Digitalización de componentes de la maquina*

Una vez concluido los cálculos de diseño y selección de materiales se digitalizo cada componente de la maquina mediante el uso del software SolidWorks. A continuación, se indica un resumen de los componentes más relevantes.

**Tabla 30-3:** Componentes digitalizados

 <p>a) Rodillo superior</p>	 <p>b) Rodillo inferior</p>
 <p>c) Eje superior</p>	 <p>d) Eje inferior</p>
	

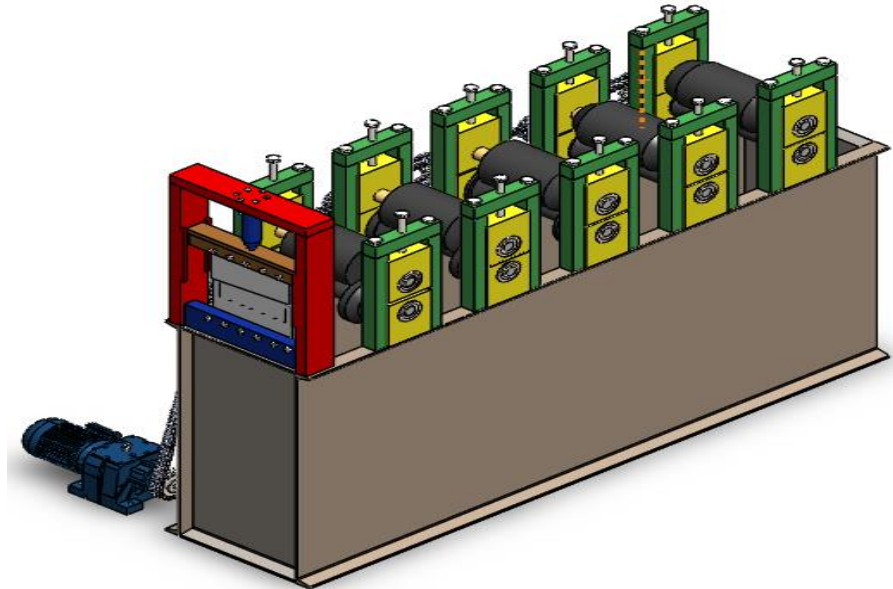
<p>e) Base del sistema de corte</p>  <p>g) Cuchilla superior</p>	<p>f) Base porta cuchilla</p>  <p>h) Cuchilla inferior</p>
 <p>i) Base porta cuchilla inferior</p>	 <p>j) Columna porta base de rodillos</p>
 <p>k) Bancada superior</p>	 <p>l) Base porta ejes de rodillo</p>

Realizado por: Gómez M, 2021

## CAPÍTULO IV

### 4. RESULTADOS

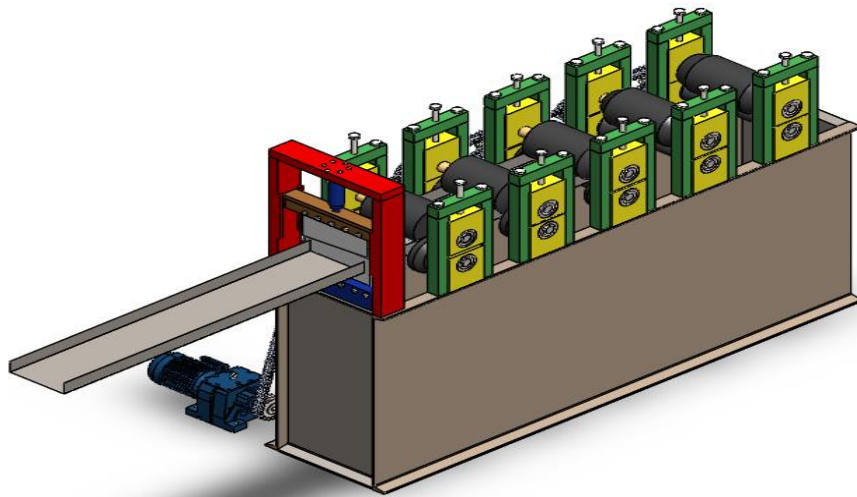
En la siguiente figura se muestra como resultado obtenido en base al diseño propuesto la maquina conformadora de perfiles variables para estructura Steel Framing.



**Figura 1-4:** Maquina conformadora de perfiles U de dimensiones variables

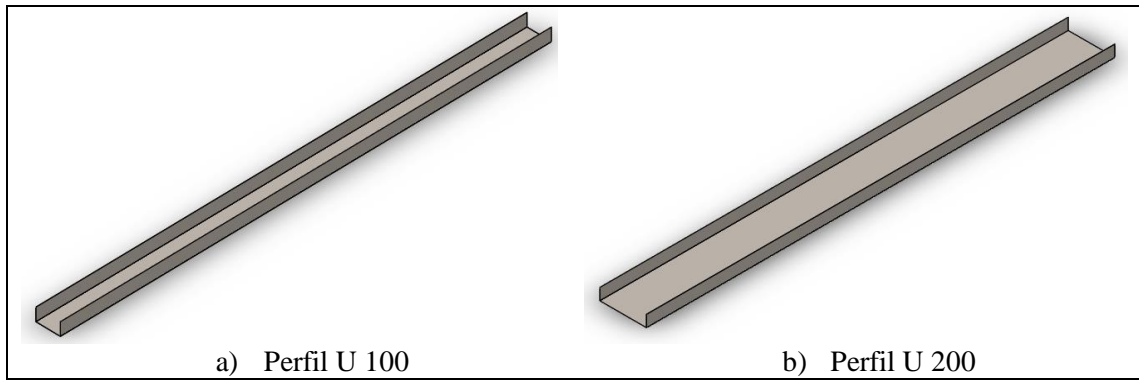
Realizado por: Gómez M, 2022

En la siguiente figura se indica la maquina terminando de conformar el perfil



**Figura 2-4:** Conformado del perfil U 200mm

Realizado por: Gómez M, 2022

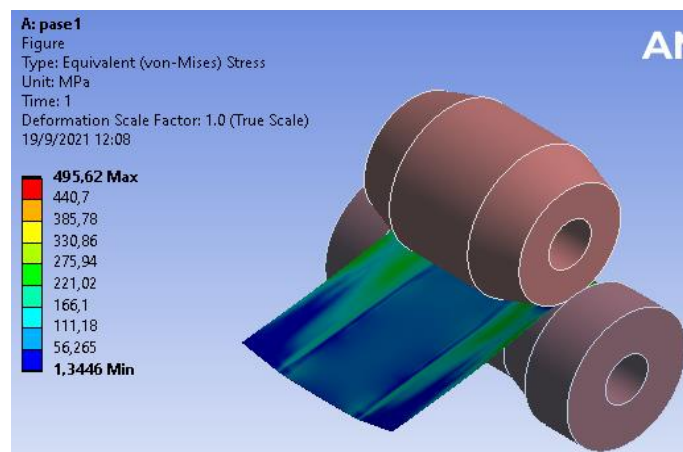


**Figura 3-4:** Perfiles conformados

Realizado por: Gómez M, 2022

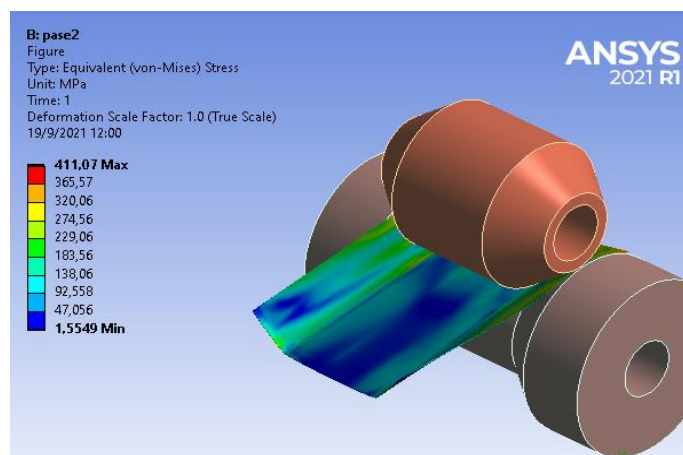
#### 4.1. Validación de resultados

##### 4.1.1. Validación del perfil de 100mm por cada etapa de conformado



**Figura 4-4:** Etapa 1

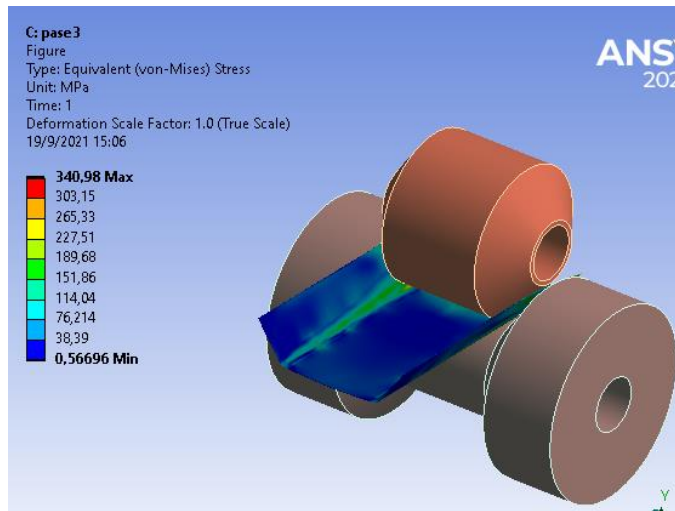
Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 5-4:** Etapa 2

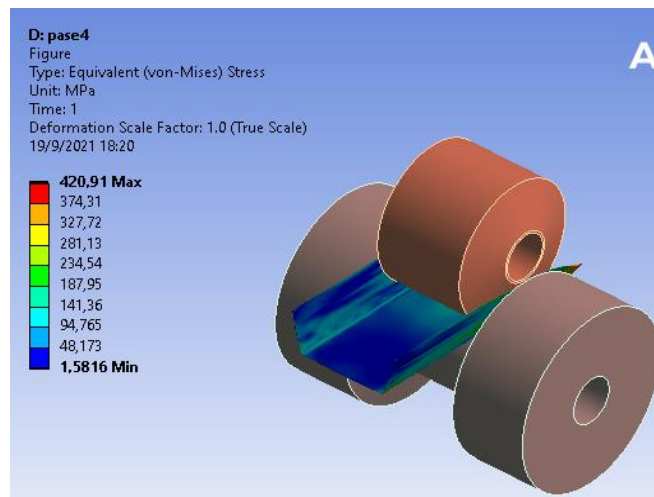
Realizado por: Gómez M, 2022





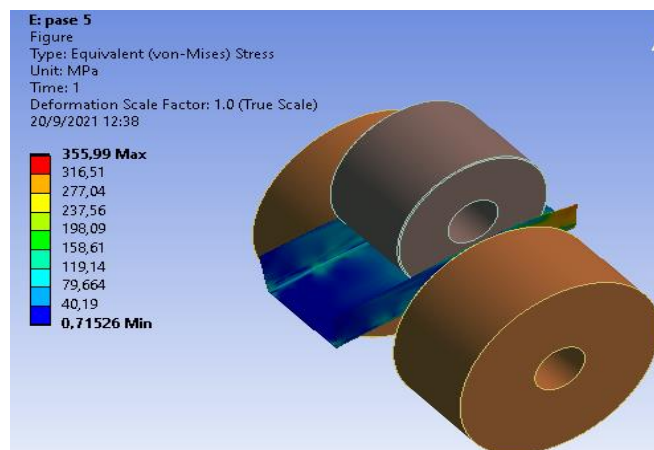
**Figura 6-4: Etapa 3**

Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 7-4: Etapa 4**

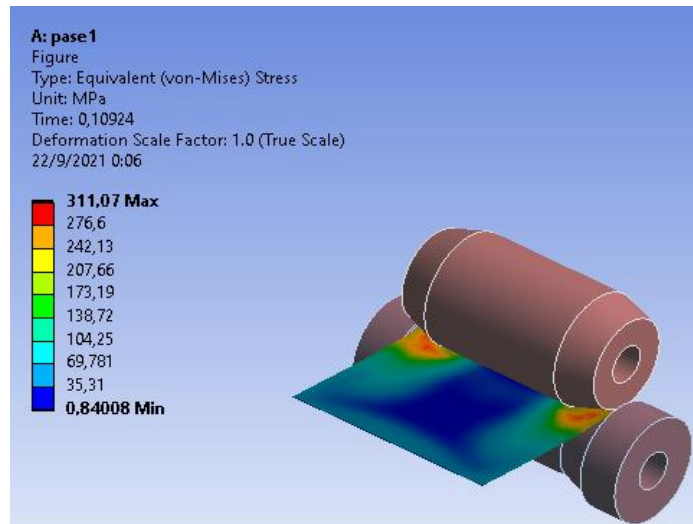
Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 8-4: Etapa 5**

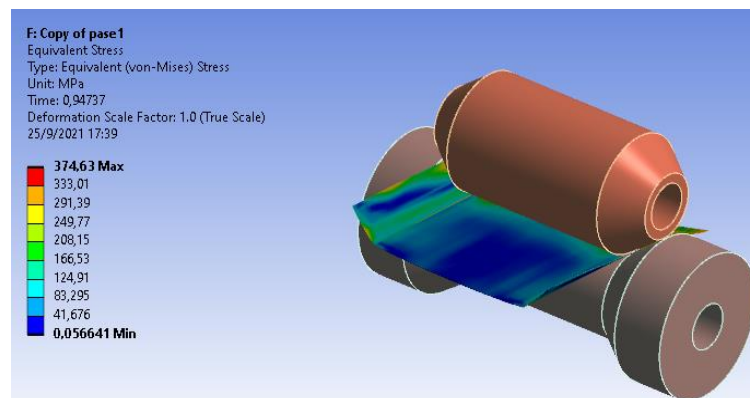
Realizado por: Gómez M, 2022

#### 4.1.2. Validación del perfil de 200mm por cada etapa



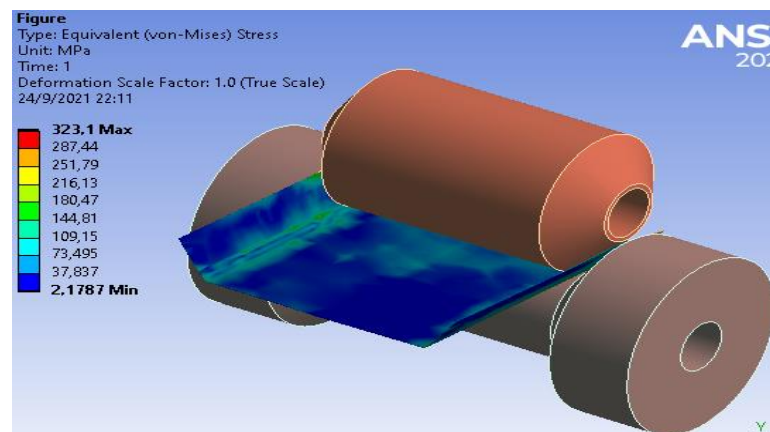
**Figura 9-4: Etapa 1**

Realizado por: Gómez M, 2022



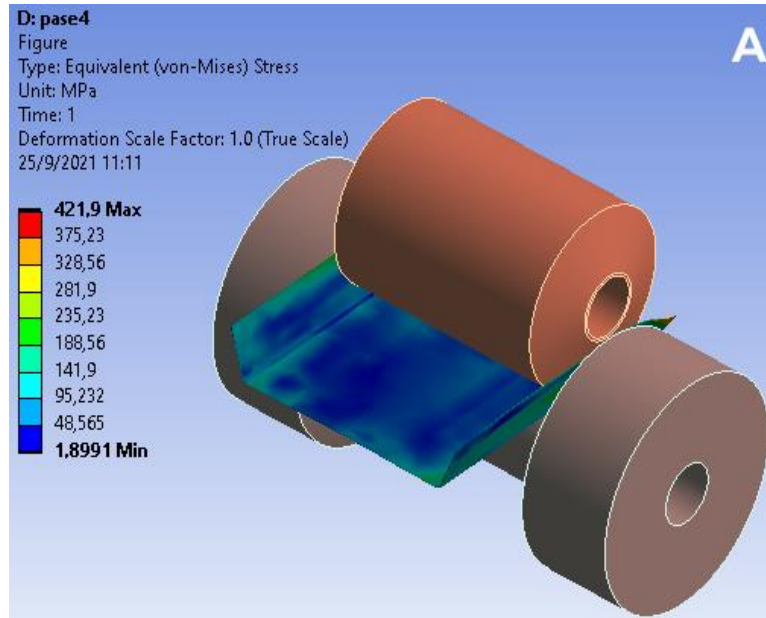
**Figura 10-4: Etapa 2**

Realizado por: Gómez M, 2022



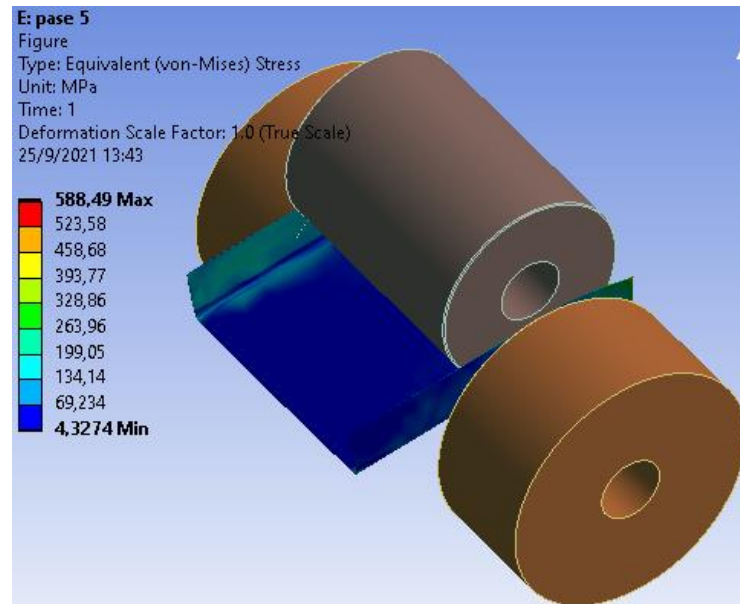
**Figura 11-4: Etapa 3**

Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 12-4: Etapa 4**

Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 13-4: Etapa 5**

Realizado por: Gómez M, 2022

**Tabla 1-4: Análisis de la deformación de los perfiles**

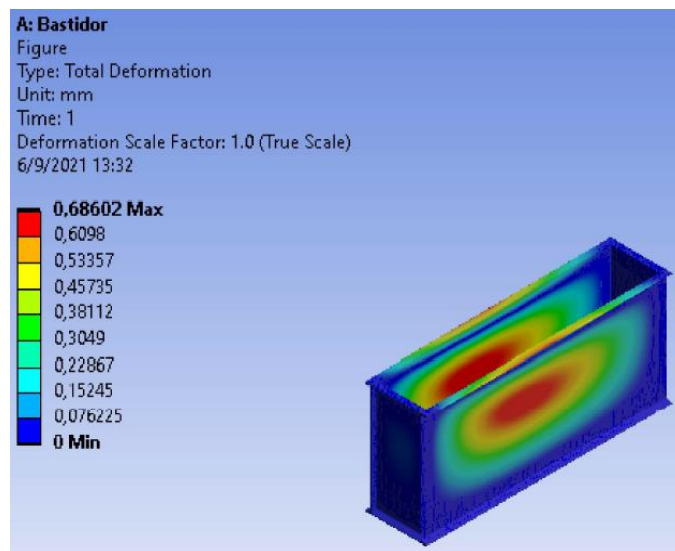
Etapas Perfil	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3	Etapa 4	Etapa 5
100	275.94MPa	229.06MPa	265.33MPa	281.13MPa	237.56MPa
200	276.6MPa	249.77MPa	216.13MPa	235.23MPa	263.96MPa

Realizado por: Gómez M, 2021

En la siguiente Tabla 1-4, se muestra un resumen de los valores obtenidos en los análisis, los cuales son menores al esfuerzo último del material es decir 310.26Mpa. Esto indica que el perfil de acero no sufre roturas y se deforma progresivamente en cada paso hasta llegar a la quinta etapa obteniéndose el perfil requerido y deformado de manera permanente.

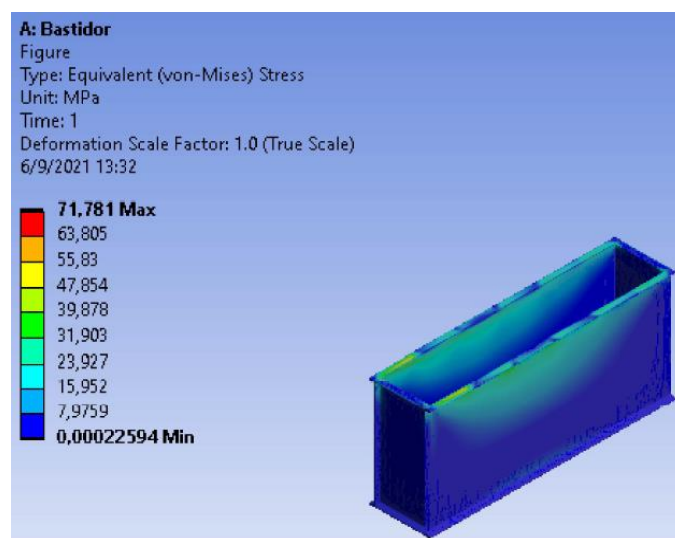
#### 4.1.3. Validación del bastidor

En las siguientes figuras se indican los resultados de la deformación total, equivalente de Von Mises y factor de seguridad respectivamente del bastidor obtenidos mediante software ANSYS.



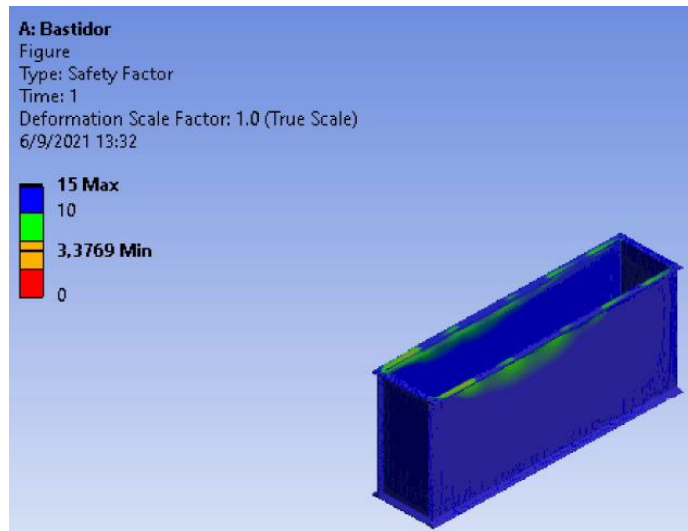
**Figura 14-4:** Deformación total del bastidor

Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 15-4:** Equivalente de Von Mises

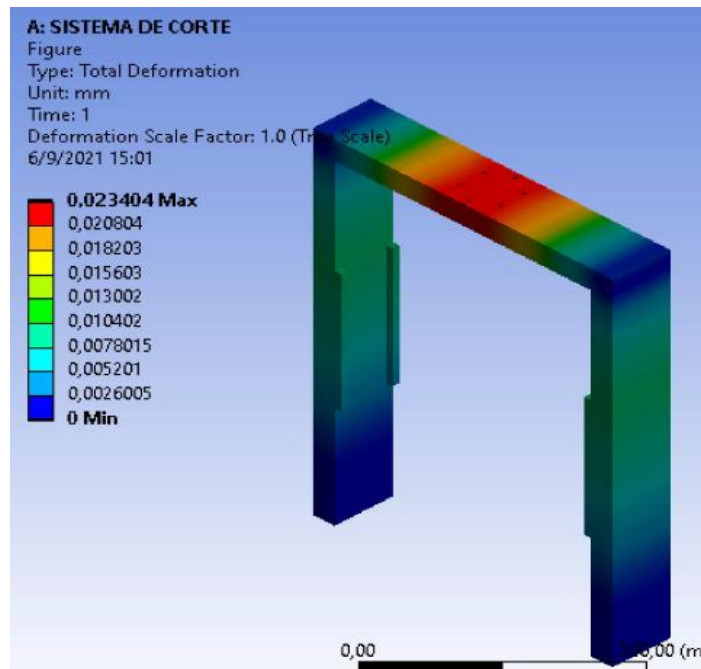
Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 16-4:** Factor de seguridad

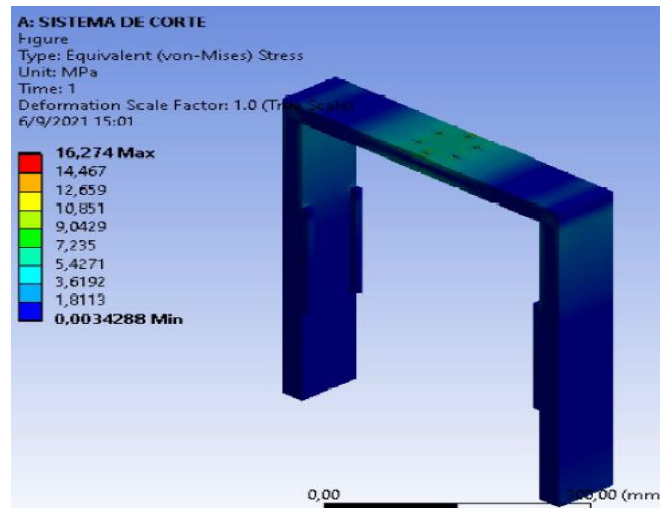
Realizado por: Gómez M, 2022

4.1.3.1. Validación de la estructura del sistema de corte



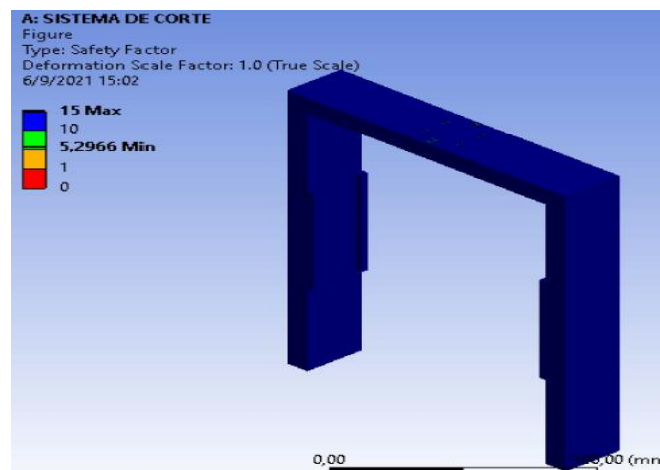
**Figura 17-4:** Deformación total de la base

Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 18-4:** Equivalente de Von Mises

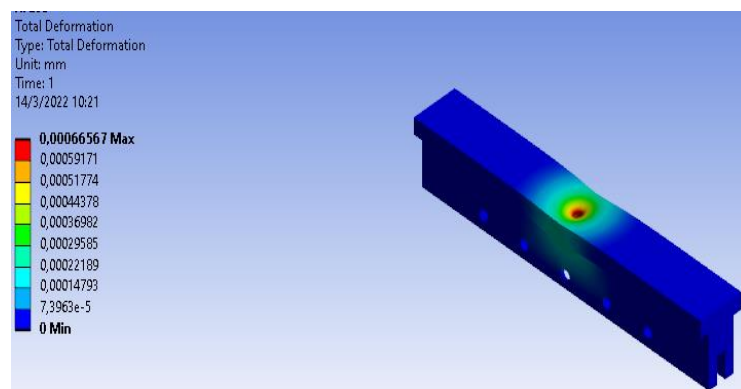
Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 19-4:** Factor de seguridad

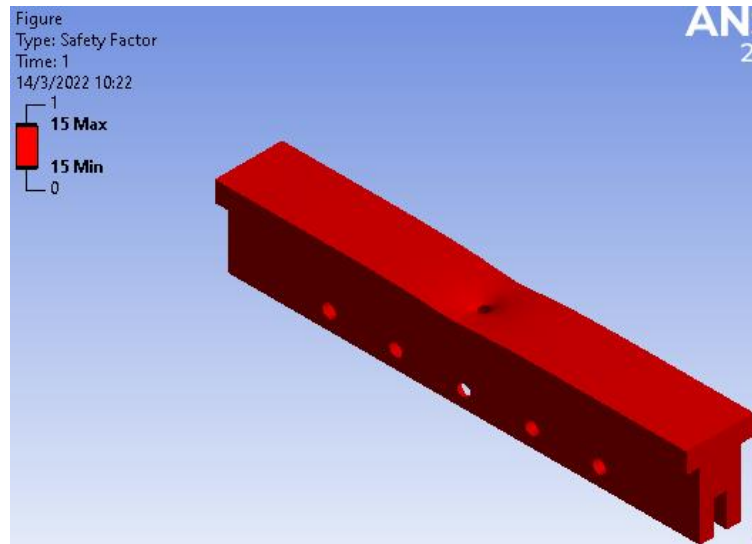
Realizado por: Gómez M, 2022

4.1.3.2. Validación de la porta cuchilla superior



**Figura 20-4:** Deformación total

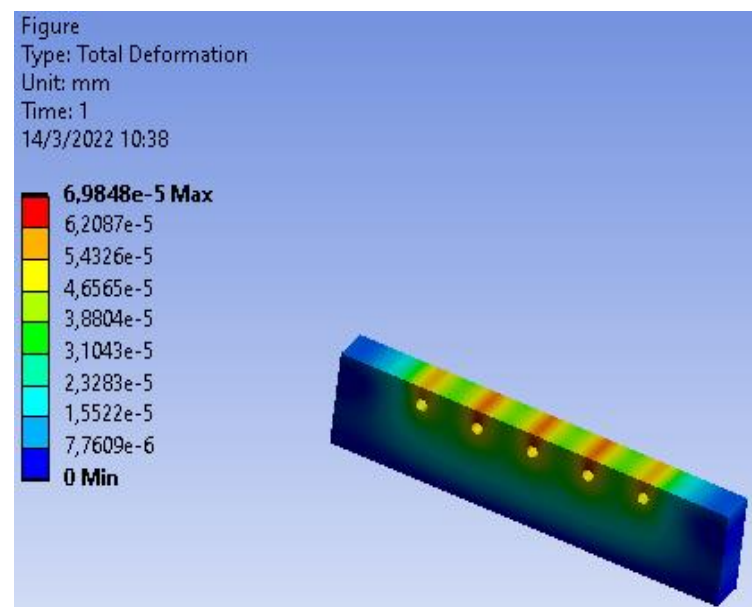
Realizado por: Gómez M, 2022



**Figura 21-4:** Factor de seguridad

Realizado por: Gómez M, 2022

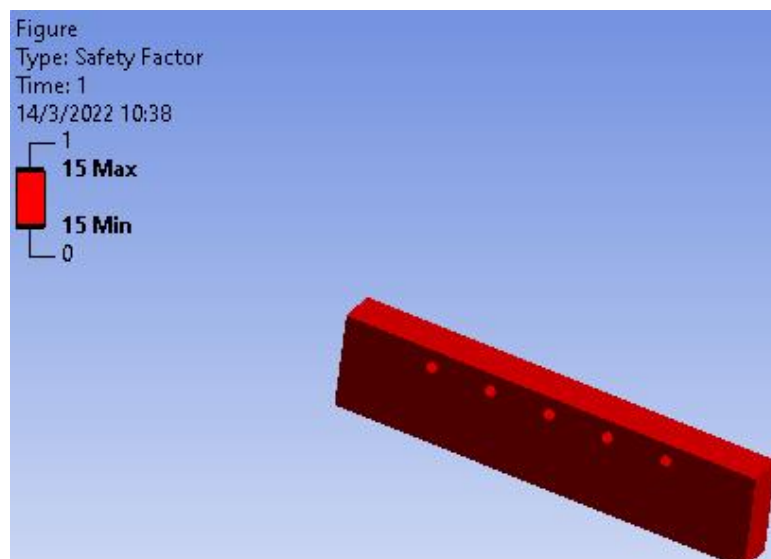
#### 4.1.3.3. Validación de la porta cuchilla inferior



**Figura 22-4:** Deformación total

Realizado por: Gómez M, 2022





**Figura 23-4:** Factor de seguridad

Realizado por: Gómez M, 2022

#### 4.2. Análisis de costos de la maquina conformadora de perfiles “U”

En la siguiente tabla se detallan los costos de la materia prima y equipamiento para la manufactura de la máquina.

**Tabla 2-4:** Costos de materia prima y equipamiento

MATERIA PRIMA	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	TOTAL (\$)
Costo del fleje	1	Rollo	500	500
Plancha de Acero ISI 1030	16.292	Kg	2.60	42.359
Plancha de acero AISI 4140	165.714	kg	2.60	430.856
Eje de acero AISI 4140, longitud 6 m	5.191	kg	1.05	5.451
Perfil laminado UPN 800	3	U	120	360
Electrodos de soldadura, disco de corte, broca, refrigerante, guaipe, pintura, etc.)	1.00	U	300	300
EQUIPAMIENTO				
Motorreductor eléctrico de 5.5KW=7.373HP	1	U	900	900
Electrobomba	1.00	U	600	600
Sistema de transmisión (Incluye, Ruedas dentadas, y cadenas)	1.00	U	800	500
Tablero de control (Incluye, brekers, botonera y luces)	1.00	U	900	300
Rodamiento N306EG15	10	U	36.43	364.300
Arandela B18.22M	1	U	2	2
Anillo de sujeción ROTO-CLIP SH-255	5	U	4.32	21.600
Actuador 8100/Z	1	U	130	130
Perno paso grueso M16x2mm	30	U	0.27	8.10
Perno hexagonal M10x1.5x45-26WN	5	U	1.37	6.85
Perno hexagonal M10x1.5x25mm	5	U	1.12	5.60
Perno hexagonal M7x1.25x50mm	6	U	1.10	6.60
<b>TOTAL</b>				<b>4483.716</b>

Realizado por: Gómez M, 2021



En el Ecuador se estima los costos de un trabajo de acuerdo al grado de dificultad, por lo que en la siguiente tabla se detallan los costos de mano de obra, trabajando con un técnico mecánico, dos ayudantes, un técnico de suelda y un técnico eléctrico para la conexión.

**Tabla 3-4:** Costos de mano obra

ACTIVIDAD	NÚMERO DE HORAS	COSTO/HORA (\$)	TOTAL
Técnico encargado de torno	40	15	600
Técnico encargado del Centro de mecanizado CNC	8	15	120
Ayudante de fresadora	8	15	120
Ayudante de cortadora de cinta	5	15	75
Técnico de soldadura eléctrica	8	20	160
Ayudante de rectificación	8	15	120
Técnico eléctrico	5	15	75
<b>TOTAL</b>			<b>1270</b>

Realizado por: Gómez M, 2021

En la siguiente tabla se presenta la sumatoria de los costos anteriores que representa el costo total de manufactura siendo este de 7453.716\$, en base a este costo se determinó precio de venta al público de la máquina el cual es de 8348.162\$

**Tabla 4-4:** Costo total de manufactura y de venta al publico

Costos	Valor (USD)
<b>Materia prima</b>	4483.716
<b>Mano de obra</b>	1270
<b>Costo de diseño y simulación</b>	1500
<b>Imprevistos</b>	200
<b>Subtotal de costos</b>	<b>7453.716</b>
<b>IVA 12%</b>	<b>894.446</b>
<b>Importe IVA</b>	<b>894.446</b>
<b>Precio de venta</b>	<b>8348.162</b>

Realizado por: Gómez M, 2021

## CONCLUSIONES

- Se realizó el diseño y validación asistida por computadora de una máquina conformadora de perfiles U de dimensiones variables para los sistemas de construcción SF.
- Se determinó la magnitud de la fuerza necesaria cuyo valor es de 9217.584N con la cual la chapa sufre una deformación plástica permanente.
- Se realizó el diseño analítico de cada componente de la máquina, en base a los conocimientos adquiridos en la escuela de ingeniería mecánica, mismos que posterior a esto fueron digitalizados mediante el software SolidWorks.
- Mediante software MEF se validó los componentes de la máquina, y se realizó las simulaciones de deformación para el perfil 100mm y 200mm respectivamente.

## RECOMENDACIONES

- Realizar un estudio con la finalidad de automatizar el sistema de funcionamiento de la máquina.
- Para que el cambio de rodillos sea más rápido se recomienda mecanizar y tener armado aparte cualquiera de los dos juegos (100 o 200) mm mismo que consta de ejes, rodillos superiores e inferiores respectivamente.
- Durante el funcionamiento no exceder la velocidad de diseño inicial.
- Contar con equipos computacionales de buenas características para ejecutar los análisis de deformación en el software MEF
- En el caso de suscitarse algún percance durante el proceso de conformado, presionar el botón de emergencia que es el encargado de inmovilizar totalmente todos los sistemas de funcionamiento de la máquina.

## **BIBLIOGRAFÍA**

**AL VENT.** Al Vent. [En línea] 2018. [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: <https://alvent.es/materiales-los-instrumentos-viento-metales/>.

**ARIAS, O.** *Diseño de una maquina perfiladora de chapa en frio.* 2004.

**AVALLONE, E. & BAUMEISTER, T.** *Standard Handbook for Mechanical Engineers* . New York : McGraw - Hill , 1986.

**AVALOS, ET AL.** *Diseño y construcción de un spoiler y un alerón en fibra natural para el vehículo de competencia formula (SAE) de la carrera de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH.* . Riobamba

**BOHLER..** *Material de herramientas de corte* . 2018.

**BUNYDAS, R.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* México : McGraw-Hill, 2008.

**CABECERA, R.** En cabecera formacion . [En línea]. 2015. [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: <http://encabeceraformacion.blogspot.com/2015/09/analisis-de-materiales-diagramas.html>.

**CECAR.** Conformado de metales. *Materiales de Ingeniería.* [En línea] 2013. [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: <http://industrialmaterials20xx.blogspot.com/2013/03/cizallado.html>.

**CILINDROS, CILINDROS Y CROMADO.** [En línea] 2013. [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: [https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos\\_y\\_documentos/944/Catalogo-General-CICROSA.pdf](https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/944/Catalogo-General-CICROSA.pdf).

**CONSULSTEEL.** *Manual de procedimiento Construcción con Steel Framing.*

**DIPAC.** *Bobinas* .

**DISMETAL.** *Mestales para la industria y construcción* .

**FRAMING, S.** Steel Framing. [En línea]. [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: <https://www.pinterest.com/pin/587367976373505725/>.

**GANGOTENA, R.** *Analisis de doblado con rodillo* . Quito ., 1986.

**GARCÍA, F.** “Diseño y construcción de una cortadora de láminas de acero, tipo guillotina hidraulica, de hasta 1.4 mm de espesor”. Ambato : Universidad Técnica de Ambato, 2020.

**GASPARINI.** Calcular la longitud y el peso de una bobina de chapa metálica. [En línea] <https://www.gasparini.com/es/calcular-longitud-peso-bobina-chapa-metalica/>.

**HALMOS, G.** *Roll forming handbook*.

**HERRERA, D. et al.** Proceso de doblado . [En línea] 2015. [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: <http://pmuno.blogspot.com/2015/11/articulo-de-revision-proceso-de-doblado.html>.

**HIASA.** Hiasa grupo Gonvarri. [En línea] 2011. [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: <http://www.hiasa.com/es/cargarFichaProducto.do?identificador=21>.

**IZA, B.** *Dimensionamiento y construccion de una roladora manual para laboratorio* . Quito, 2007.

**MARCO et al.** *Tecnologia Mecanica*. Madrid. 2019.

**MECANICA DE MATERIALES.** [En línea] [Consulta: 06 de julio de 2021.] Disponible en: <http://mecatronica4b.blogspot.com/2011/11/diagrama-esfuerzo-deformacion-unitaria.html>.

**NSK.** *Rodamientos De Rodillos Cilíndricos*.

**ROSERO, E.** *Diseño Construcción E Implementación De Un*. Quito, 2016.

**SÁNCHEZ, J.** *Diseño y cálcul de un reductor de velocidad con relación de transmisión 8,5 y par máximo a la salida*. Valencia : Universitat Politècnica de Valencia, 2018.

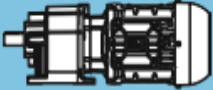
**SINGER, P.** *Resistencia de materiales* .

**SARMANHO, A & MORAES, R. 2006.** *Steel Framing Arquitectura* . Rio de Janeiro, 2006.

**WG20.** Gear Units and Geared Motors up to 18000 Nm.

## ANEXOS

### ANEXO A: MOTORREDUCTORES DISPONIBLES

$P_N = 5.5 \text{ kW}$							IE3		
50 Hz	60 Hz				at 50 Hz			m kg	Dimension sheet see page
5.5 kW	6.6 kW	$M_2$ Nm	$f_s$	i	$F_{rH}$	$F_{rM}$			
$n_{50}$ min <sup>-1</sup>	$n_{60}$ min <sup>-1</sup>				kN	kN			
7.1	8.5	7417	1.80	206.88	106.9	20.1	<b>CG143-11P-132S-04E</b> <b>CF143-11P-132S-04E</b>	454 472	130
8.1	9.8	6467	2.05	180.38	108.0	21.0			
8.4	10	6236	2.10	173.94	108.2	21.2			
9.4	11	5571	2.35	155.38	108.9	21.9			
11	13	4797	2.75	133.80	109.5	22.7			

Fuente: (WG20)

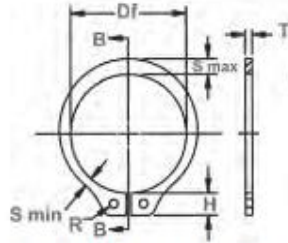
## ANEXO B: ANILLOS DE RETENCIÓN PARA EJES



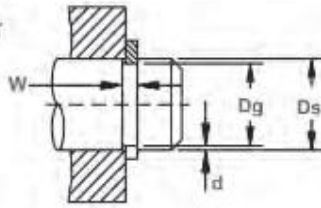
### SH Anillos de Eje

#### Ensamblaje Externo

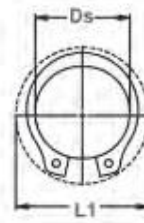
Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") sostiene un conjunto en su lugar.



Diámetro Libre y Medidas del Anillo con la Sección B-B



Diámetro del Eje y Dimensiones de la Ranura



Diámetro Límite Expandido Sobre el Eje



Diámetro Límite y Diámetro de Calibración Liberados en la Ranura

NO. DE ANILLO	DIÁMETRO DEL EJE			TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DIAM. LIMITE			CARGA DE EMPUJE (lb)			
				DIÁMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	DIÁMETRO LIBRE	ESPESOR***		Peso por 1000 piezas	Expandido Sobre el Eje	Liberado la Ranura	Límites de Factor de Seguridad del Anillo de 4	esquinas rectas Factor de Seguridad de la Ranura de 2			
	Ds DEC	Ds FRAC	Ds mm	Dg	Tol.	W	Tol.	d	Df	Tol.	Y	Tol.	lbs.	L1	L2	Pr	Pg
SH-118	1.188	1-3/16	30.2	1.118	.056			.035	1.048		.060		5.6	1.61	1.54	7105	2950
SH-125	1.290	1-7/16	31.7	1.178	±.001	.056		.037	1.156		.060		5.9	1.68	1.62	7160	3250
SH-131	1.312	1-5/16	33.3	1.232	.006*	.056		.040	1.214	+0.010	.060		6.8	1.75	1.67	7866	3700
SH-137	1.375	1-3/8	34.9	1.291		.056		.042	1.272	-.015	.060		7.2	1.80	1.72	8222	4100
SH-143	1.438	1-7/16	36.5	1.350		.056		.044	1.333		.060		8.1	1.87	1.79	8628	4500
SH-150	1.500	1-1/2	38.1	1.406		.056		.047	1.397		.060		9.0	1.99	1.90	8932	5000
SH-156	1.562	1-9/16	39.7	1.468		.060		.047	1.446		.062		12.4	2.10	2.01	11571	5200
SH-162	1.625	1-5/8	41.3	1.529		.068	+0.004	.048	1.503		.062		13.2	2.17	2.08	12026	5500
SH-168	1.688	1-11/16	42.9	1.589	±.006	.068	-0.000	.049	1.560		.062		14.8	2.24	2.15	12535	5850
SH-175	1.750	1-3/4	44.4	1.650	.006*	.068		.050	1.618	+0.013	.062		15.3	2.31	2.21	12942	6200
SH-177	1.772	-	45.0	1.688		.068		.051	1.637	-.020	.062		15.4	2.33	2.23	13144	6400
SH-181	1.812	1-13/16	46.0	1.708		.068		.052	1.675		.062		15.6	2.38	2.28	13449	6650
SH-187	1.875	1-7/8	47.6	1.789		.068		.053	1.735		.062		17.3	2.44	2.34	13906	7300
SH-196	1.999	1-31/32	50.0	1.857		.068		.056	1.819		.062		18.0	2.57	2.46	14926	7900
SH-200	2.000	2	50.8	1.886		.068		.057	1.850		.062		19.0	2.60	2.49	14819	8050
SH-206	2.062	2-1/16	52.4	1.946		.066		.056	1.906		.078		25.0	2.68	2.57	18234	8450
SH-212	2.125	2-1/8	54.0	2.003		.066		.061	1.954		.078		26.1	2.78	2.66	19793	9150
SH-215	2.156	2-5/32	54.8	2.032		.066		.062	1.983		.078		26.3	2.81	2.69	20097	9450
SH-225	2.250	2-1/4	57.1	2.120		.066		.066	2.081	+0.015	.078	±.003	27.7	2.88	2.76	21011	10350
SH-231	2.312	2-5/16	58.7	2.178		.066		.067	2.139	-.025	.078		28.0	2.94	2.81	21518	10650
SH-237	2.375	2-3/8	60.3	2.239		.066		.068	2.197		.078		29.2	3.06	2.93	22127	11400
SH-243	2.438	2-7/16	61.9	2.299	±.006	.066	+0.005	.069	2.255		.078		29.5	3.07	2.94	22736	11900
SH-250	2.500	2-1/2	63.5	2.360	.006*	.066	-0.000	.070	2.313		.078		29.7	3.17	3.03	23345	12350
SH-255	2.559	-	65.0	2.419		.066		.070	2.377		.078		33.9	3.18	3.04	23853	12650
SH-262	2.625	2-5/8	66.7	2.481		.066		.072	2.428		.078		35.0	3.30	3.16	24462	13350
SH-268	2.688	2-11/16	68.3	2.541		.060		.073	2.485		.078		36.0	3.37	3.23	25071	13850
SH-275	2.750	2-3/4	69.8	2.602		.103		.074	2.543		.093		42.5	3.48	3.34	30551	14400
SH-287	2.875	2-7/8	73.0	2.721		.103		.077	2.659		.093		48.5	3.60	3.46	31973	15650

Fuente: (Rotor Clip Company)



## ANEXO C: ÍNDICES DE RIGIDEZ Y RESISTENCIA DE VIGAS A FLEXIÓN

**Table B1** Stiffness-limited design at minimum mass (cost, energy, environmental impact\*)

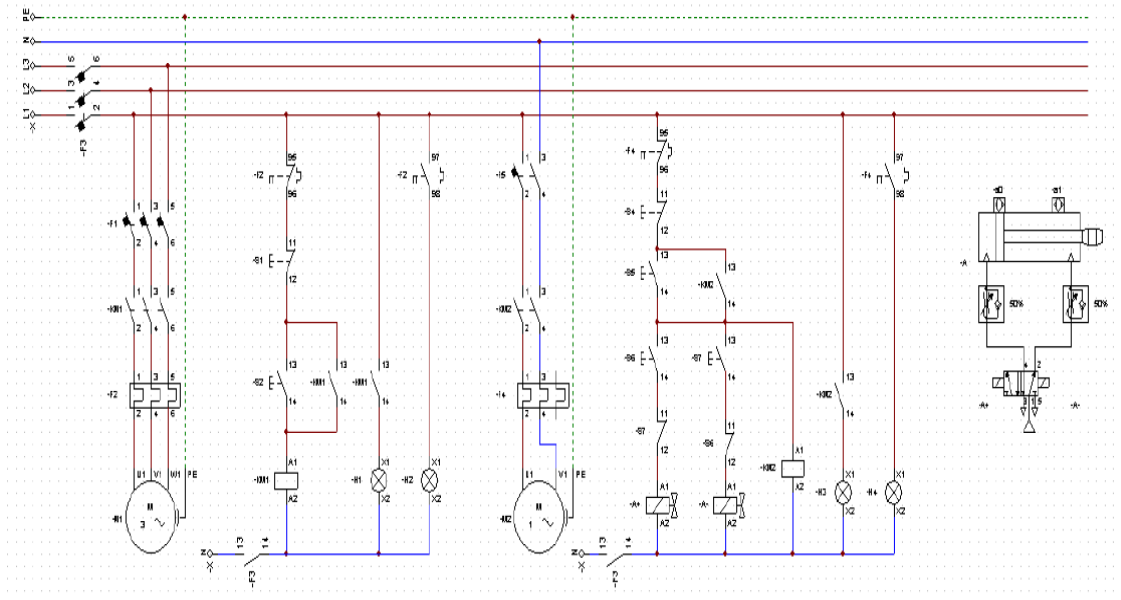
<i>Function and constraints*</i>	<i>Maximize<sup>†</sup></i>
<b>Tie (tensile strut)</b> stiffness, length specified; section area free	$E/\rho$
<b>Shaft (loaded in torsion)</b> stiffness, length, shape specified, section area free	$G^{1/2}/\rho$
stiffness, length, outer radius specified; wall thickness free	$G/\rho$
stiffness, length, wall-thickness specified; outer radius free	$G^{1/3}/\rho$
<b>Beam (loaded in bending)</b> stiffness, length, shape specified; section area free	$E^{1/2}/\rho$
stiffness, length, height specified; width free	$E/\rho$
stiffness, length, width specified; height free	$E^{1/3}/\rho$
<b>Column (compression strut, failure by elastic buckling)</b> buckling load, length, shape specified; section area free	$E^{1/2}/\rho$
<b>Panel (flat plate, loaded in bending)</b> stiffness, length, width specified, thickness free	$E^{1/3}/\rho$
<b>Plate (flat plate, compressed in-plane, buckling failure)</b> collapse load, length and width specified, thickness free	$E^{1/3}/\rho$
<b>Cylinder with internal pressure</b> elastic distortion, pressure and radius specified; wall thickness free	$E/\rho$
<b>Spherical shell with internal pressure</b> elastic distortion, pressure and radius specified, wall thickness free	$E/(1-\nu)\rho$

\*To minimize cost, use the above criteria for minimum weight, replacing density  $\rho$  by  $C_m\rho$ , where  $C_m$  is the material cost per kg. To minimize energy content, use the above criteria for minimum weight replacing density  $\rho$  by  $q\rho$  where  $q$  is the energy content per kg. To minimize environmental impact, replace density  $\rho$  by  $I_e\rho$  instead, where  $I_e$  is the eco-indicator value for the material (references [1] and [4]).

<sup>†</sup> $E$  = Young's modulus for tension, the flexural modulus for bending or buckling;  $G$  = shear modulus;  $\rho$  = density,  $q$  = energy content/kg;  $I_e$  = eco-indicator value/kg.


Fuente: (Ashby, 2016)

## ANEXO D: CIRCUITO DE CONTROL




Realizado por: Gómez M, 2021

## ANEXO E: SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

P <sub>n</sub> = 5.5 kW								IE3	
50 Hz		60 Hz		I	at 50 Hz			m kg	Dimension sheet see page
5.5 kW		6.6 kW			F <sub>th</sub>	F <sub>st</sub>			
n <sub>50</sub> min <sup>-1</sup>	n <sub>60</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>s</sub>		kN	kN			
68	82	771	0.80	21.51	5.6	5.8	CG062-11P-132S-04E CF062-11P-132S-04E	69 74	118
82	99	640	0.95	17.85	7.7	6.2			
90	108	587	1.05	16.36	7.5	6.4			
100	120	528	1.15	14.72	7.4	6.6			
109	131	484	1.25	13.49	7.3	6.7			
112	135	469	0.85	13.07	7.1	6.1			
121	146	433	1.40	12.07	7.2	6.8			
132	159	397	1.55	11.07	7.1	6.9			
143	172	368	1.65	10.26	6.9	7.0			
147	178	356	1.10	9.94	6.8	6.6			
156	188	337	1.75	9.40	6.8	7.1			
174	209	302	1.85	8.43	6.7	7.2			
179	215	294	1.30	8.20	6.5	6.9			
180	217	292	1.85	8.13	6.6	7.3			
189	228	277	1.90	7.73	6.5	7.3			
196	237	267	1.90	7.46	6.5	7.3			
218	262	241	1.60	6.73	6.2	7.1			
219	264	240	2.00	6.69	6.3	7.4			
239	288	220	2.05	6.13	6.2	7.5			
256	309	205	1.85	5.71	6.0	7.2			
312	376	168	1.95	4.70	5.7	7.4			
323	390	162	2.00	4.53	5.6	7.4			
393	474	134	2.10	3.73	5.4	7.5			
104	126	503	0.80	14.03	2.1	5.8	CG052-11P-132S-04E CF052-11P-132S-04E	63 68	116
115	138	457	0.90	12.75	3.7	6.0			
128	154	412	1.00	11.48	4.8	6.2			
140	169	374	1.10	10.43	5.0	6.4			
157	190	334	1.20	9.31	4.9	6.6			
172	208	305	0.90	8.50	4.7	6.3			
173	209	303	1.25	8.46	4.8	6.7			
188	227	279	1.25	7.79	4.8	6.8			
207	249	254	1.30	7.08	4.7	6.9			
211	254	249	1.10	6.96	4.6	6.7			
232	280	226	1.40	6.31	4.6	7.1			
241	290	218	1.40	6.09	4.6	7.1			
255	307	206	1.45	5.74	4.5	7.2			
260	313	202	1.30	5.64	4.4	6.9			
265	319	198	1.45	5.54	4.5	7.2			
310	374	169	1.40	4.72	4.3	7.1			
383	461	137	1.50	3.83	4.1	7.3			
397	478	132	1.50	3.69	4.0	7.3			

Fuente: (WG20)

## ANEXO F: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA

 Conformadora de perfiles U	<b>ESPECIFICACION DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)</b> (CODIGO DE SOLDADURA ESTRUCTURAL ACERO CARBONO - AWS D1.1)																																															
Nombre del proyecto: <u>Maquina conformadora de perfiles variables tipo U</u> Por: <u>GOMEZ MARVIN</u> Espec. de Procedimiento N°: <u>WPS-SMAW-2020-06</u> Fecha: <u>9/7/2021</u> Revisión N°: <u>1</u> Soportado por PQR N°: <u>PQR-SMAW-2020-06</u> Fecha: <u>9/7/2021</u> Revisión N°: <u>0</u> Proceso de Sold.: <u>SMAW- PERFIL IPE 500</u> Tipo (s): <u>Automatica</u>																																																
<b>DISEÑO DE LA UNION</b> Tipo: UNION TIPO T FILETE Sencilla <input checked="" type="checkbox"/> Doble <input type="checkbox"/> Respaldo SI <input type="checkbox"/> NO <input checked="" type="checkbox"/> Material de Respaldo SIN RESPALDO Separación de la raíz FILETE Hombro FILETE Angulo de La union 90° Radio FILETE Sanamiento de Raiz SI <input type="checkbox"/> NO <input checked="" type="checkbox"/> Metodo	<b>POSICION</b> Posicion de Ranura 1F <input type="checkbox"/> Filete No aplica Progresion Ascendente <input checked="" type="checkbox"/> Descendente <input type="checkbox"/>																																															
<b>METALES BASES</b> Especificación ASTM A 36 Tipo o Grado POR NORMA ASTM Espesor ranura 10.2 mm	<b>CARACTERISTICAS ELECTRICAS</b> Modo de Transferencia (SAW) Corto Circuito <input type="checkbox"/> Globular <input checked="" type="checkbox"/> Spray <input type="checkbox"/> Corriente CA <input type="checkbox"/> DCEP <input checked="" type="checkbox"/> CCEN <input type="checkbox"/> Otros																																															
<b>METALES DE APORTE</b> Especificación AWS A5.17 Clasificación AWS EL - 12	<b>TECNICA</b> Aportación Recta u Oscilante RECTA Y OSCILANTE Paso sencillo o multiple MULTIPLE Numero de electrodo UNO Espacimientto entre electrodo Longitudinal Lateral Angulo Distancia tubo de contacto - Pieza Martilleo Limpieza entre pasos CEPILLADO																																															
<b>PROTECCION DEL ARCO</b> Fundente Gas Electrodo-Fundente (clase) F-7A4-EL8 Composición 100% Flujo 10 / 20 lbs-hrs. T. de la copa 15 - 25mm.	<b>TRATAMIENTO TERMICO</b> Temperatura Tiempo																																															
<b>PRECALENTAMIENTO</b> T° De precalentamiento T° entre pasadas mín.																																																
<b>PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA</b>																																																
<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">PASO N°</th> <th rowspan="2">PROCESO</th> <th colspan="2">MATERIAL APORTE</th> <th colspan="2">CORRIENTE</th> <th rowspan="2">Volt Range</th> <th rowspan="2">VELOCIDAD DE AVANCE (PULG.MIN)</th> <th rowspan="2">DETALLE DE LA UNION</th> </tr> <tr> <th>CLASE</th> <th>DIAMETRO</th> <th>TIPO Y POLARIDAD</th> <th>Amp. Range</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>SMAW</td> <td>EL - 12</td> <td>1/8</td> <td>DCEP</td> <td>300 - 450</td> <td>27-32</td> <td>11" - 20"</td> <td rowspan="3"></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>SMAW</td> <td>EL - 12</td> <td>1/8</td> <td>DCEP</td> <td>300 - 450</td> <td>27-32</td> <td>11" - 20"</td> </tr> <tr> <td>3 a n</td> <td>SMAW</td> <td>EL - 12</td> <td>1/8</td> <td>DCEP</td> <td>300 - 450</td> <td>27-32</td> <td>11" - 20"</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		PASO N°	PROCESO	MATERIAL APORTE		CORRIENTE		Volt Range	VELOCIDAD DE AVANCE (PULG.MIN)	DETALLE DE LA UNION	CLASE	DIAMETRO	TIPO Y POLARIDAD	Amp. Range	1	SMAW	EL - 12	1/8	DCEP	300 - 450	27-32	11" - 20"		2	SMAW	EL - 12	1/8	DCEP	300 - 450	27-32	11" - 20"	3 a n	SMAW	EL - 12	1/8	DCEP	300 - 450	27-32	11" - 20"									
PASO N°	PROCESO			MATERIAL APORTE		CORRIENTE					Volt Range	VELOCIDAD DE AVANCE (PULG.MIN)	DETALLE DE LA UNION																																			
		CLASE	DIAMETRO	TIPO Y POLARIDAD	Amp. Range																																											
1	SMAW	EL - 12	1/8	DCEP	300 - 450	27-32	11" - 20"																																									
2	SMAW	EL - 12	1/8	DCEP	300 - 450	27-32	11" - 20"																																									
3 a n	SMAW	EL - 12	1/8	DCEP	300 - 450	27-32	11" - 20"																																									
_____ Marvin Gómez Testista																																																

Realizado por: Gómez M, 2021