

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

"Diseño y simulación de máquina dobladora de placas de fijación para  
fracturas"

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniera Mecánica**

Presentado por:

Ariana Dominique Tamayo Terán

María Belén Noboa Saavedra

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2018

## DEDICATORIA

A Dios por todas las bendiciones, a mis amados padres María y Vicente por su apoyo y amor incondicional. A mis hermanos Diana, Leonardo, Michelle y Pierre por su cariño y gran ejemplo a seguir. A mis sobrinos Leandro, Luigi, Catalina y Olivia por todas las sonrisas y travesuras. A todos ustedes por ser el pilar más importante en mi vida, dedico mi esfuerzo para la realización de este trabajo.

***María Belén Noboa Saavedra***

A Dios, por darme la fortaleza y siempre estar para mí. A mis padres, por ser mi guía, mi ejemplo a seguir del amor y constancia. A mis hermanos, Carlos, Romina y Natasha, por ser mis mejores amigos, siempre tratando de ser su soporte. A mi twin sister, Oriana, por ser mi confidente y compañera en cada momento de mi vida. A mi abuelita Dora, por sus enseñanzas y continuas oraciones. Y por último, pero no menos importante, a mi ser extraordinario; X, que siempre estuvo para mí, y siempre seguirá siendo parte de mí. Cada uno de ellos, mis mejores amigos, mis amores.

Los amo infinitamente,

***Ariana Dominique Tamayo Terán***

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios y mi familia por ser mi soporte y guía en todo este trayecto. A mis grandes amigos Viviana, Cristina, Ariana, Danny, Manuel y en especial a José por los momentos compartidos durante mi vida universitaria.

Agradezco también al profesor Gabriel Helguero, PhD., por su confianza y guía para la realización de este proyecto.

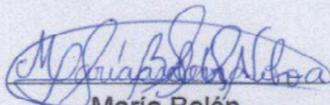
***María Belén Noboa Saavedra***

Al Señor, por mostrarme siempre el camino. A mis padres y hermanos que sin ellos este logro no hubiera sido posible. Mis amigos Andrea, Andrés, Denisse, Diana, David, Gustavo, Jimmy, Ma.Belén y Paúl por compartir estos años. A mi amigo Frederick por ser mi hermano en fe. A Henry, Manuel, Sidney, Tito, Viviana, Wladimir, Ximena y Yadira, porque a pesar de la distancia y el tiempo, mostrar que la verdadera amistad perdura. Y a cada profesor y tutor que aportó a mi crecimiento académico, en especial al Ing. Jorge Félix e Ing. Miguel Pisco.

***Ariana Dominique Tamayo Terán***

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *María Belén Noboa Saavedra* y *Ariana Dominique Tamayo Terán* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

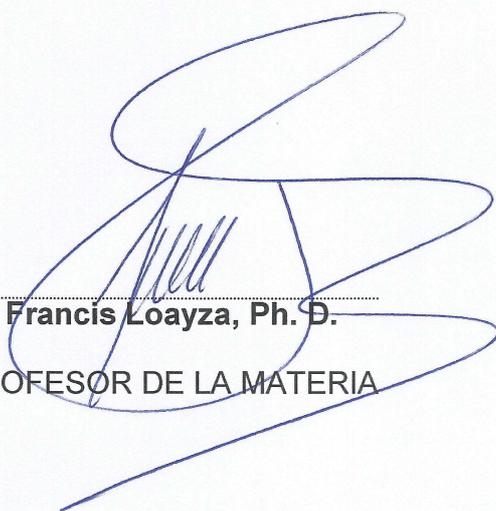


María Belén  
Noboa Saavedra

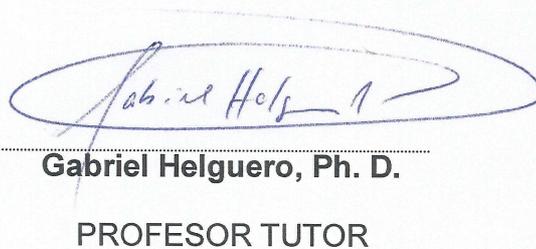


Ariana Dominique  
Tamayo Terán

## EVALUADORES



Francis Loayza, Ph. D.  
PROFESOR DE LA MATERIA



Gabriel Helguero, Ph. D.  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

Las placas de fijación son usadas como técnicas quirúrgicas en traumatología y osteotomías, con el fin de corregir huesos fracturados. El procedimiento consiste en doblar la placa hasta que se asemeje con la superficie anatómica del hueso del paciente, mediante el uso de dobladoras tales como grifas, prensas de mesa y alicates. Estas herramientas carecen de precisión y consumen tiempo dentro del quirófano en el cual el paciente está expuesto. Este estudio propone el diseño mecánico y simulación de una máquina que permita doblar la placa en una sola iteración, reduciendo el tiempo dentro del quirófano.

Se elaboró el diseño CAD de la máquina y se planteó el uso de identadores, los cuales están en contacto directo con la placa de fijación. Se ejecutó una simulación mediante análisis de elementos finitos (FEA), en la cual se obtuvo la fuerza de doblado ejercida por los identadores. A partir de este dato, se escogió un sistema de transmisión de fuerza de palanca el cual es accionado con una fuerza de 243 N y se determinó los esfuerzos máximos a los cuales la máquina estaría expuesta. Se escogió como material de la máquina el acero inoxidable AISI 420 por sus excelentes propiedades mecánicas. Se escogió el proceso de soldadura SMAW con electrodo E-410NiMo-15 para fijar los elementos y se especificó una soldadura continua en todo el contorno para prevenir nichos de contaminación.

Por medio de los cálculos realizados de esfuerzo y deformación de las partes más críticas de la máquina, se determinó que no se presentarán fallas debido a que estos no superan el límite elástico del material.

**Palabras Clave:** Placa de fijación, fracturas, acero inoxidable, identadores, máquina dobladora.

## **ABSTRACT**

*Fixation plates are commonly used in traumatology and osteotomies as surgical techniques in order to correct fractured bones. The procedure consists of bending the plate until it resembles to the anatomical surface of the patient's bone, using bending machines such as clamps, hand presses and pliers. These tools lack precision and are time consuming inside the operating room in which the patient is exposed. The aim of this study is to present a mechanical design and simulation of a machine that allows bending the plate in a single iteration, reducing the time inside the operating room.*

*A CAD design of the machine was elaborated, and the use of indenters, which are in direct contact with the fixation plate, was proposed. A simulation was executed using finite element analysis (FEA), and the bending force exerted by indenters was obtained. From this result, a transmission force system of a lever was chosen which is actuated with 243 N, maximum stresses of the bending machine were calculated. Stainless steel AISI 420 was chosen as the material of the machine for its excellent mechanical properties. The SMAW welding process with electrode E-410NiMo-15 was chosen to unite the elements, a continuous welding was specified in the whole contour to prevent niches of contamination*

*Through the calculations made of stress and deformation of the critical elements in the machine, it was determined that mechanical failures will not be caused because it does not exceed the elastic limit of the material.*

**Keywords:** *Fixation plates, fractures, stainless steel, indents, bending machine.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1    Introducción .....	1
1.1    Descripción del problema .....	1
1.2    Requerimientos del proyecto.....	2
1.3    Justificación del proyecto .....	2
1.4    Objetivos .....	3
1.4.1    Objetivo General .....	3
1.4.2    Objetivos Específicos.....	3
1.5    Marco teórico.....	3
CAPÍTULO 2.....	8
2    Metodología .....	8
2.1    Descripción de propuestas .....	10
2.1.1    Descripción de Materiales.....	11
2.1.2    Simulación inicial .....	13
2.1.3    Análisis para la obtención de la fuerza aplicada del sistema de transmisión de fuerza.....	16
2.1.4    Descripción de alternativas de transmisión de fuerza.....	19

2.2	Diseño de forma de propuesta escogida .....	21
2.2.1	Criterios de diseño .....	21
2.2.2	Bosquejo de propuesta .....	22
2.3	Análisis de cargas .....	23
2.3.1	Análisis de Elementos de Base superior e Inferior.....	23
2.3.2	Análisis del marco de la estructura .....	26
2.3.3	Análisis del nervio para aumento de rigidez .....	28
2.4	Análisis de esfuerzos.....	29
2.4.1	Esfuerzos en elementos de diseño .....	29
2.4.2	Esfuerzos en pernos de ajuste de altura del identador .....	29
2.4.3	Esfuerzo en tuerca de pernos de ajuste .....	30
2.5	Cálculo de desplazamientos.....	30
2.6	Diseño de soldadura.....	31
2.6.1	Análisis por elementos finitos.....	34
2.7	Especificaciones técnicas: Dimensionamiento final y diseño definitivo .....	35
CAPÍTULO 3.....		36
3	Resultados y análisis .....	36
3.1	Cálculos para la fuerza aplicada para el sistema de transmisión de fuerza .....	36
3.1.1	Palanca .....	36
3.1.2	Tornillo de potencia y volante .....	38
3.2	Análisis de Cargas.....	38
3.2.1	Análisis de elementos de base superior e inferior.....	38
3.2.2	Análisis del marco de la estructura .....	39
3.2.3	Análisis de cargas del nervio .....	41
3.3	Análisis de Esfuerzos .....	41
3.3.1	Esfuerzos en pernos y tuerca de ajuste del identador .....	43

3.4	Cálculo de desplazamientos.....	43
3.5	Soldadura .....	44
3.6	Análisis por elementos finitos .....	46
3.7	Análisis de Costos .....	51
CAPÍTULO 4.....		53
4	Conclusiones y recomendaciones .....	53
4.1	Discusión .....	53
4.2	Conclusiones .....	57
4.3	Recomendaciones.....	58
BIBLIOGRAFÍA		
ANEXOS		

## **ABREVIATURAS**

AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero)
ANSYS	Analysis Systems
ASTM	American Society for Testing and Materials (Asociación Americana de Ensayo de Materiales)
CT	Computed Tomography (Tomografía Computarizada)
ELI	Extra Low Interstitials (Intersticial extra bajo)
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FEA	Finite Element Analysis (Análisis de Elementos Finitos)
LC-DCP	Dynamic Compression Plates with Limited Bone Contact (Placas de Compresión Dinámica de Contacto Óseo Limitado)
SMAW	Shield Metal Arc Welding (Soldadura Manual por Arco eléctrico)

## SIMBOLOGÍA

$Ti$	Titanio
$Al$	Aluminio
$V$	Vanadio
$Cr$	Cromo
$MPa$	Mega Pascales
$GPa$	Giga Pascales
$kg$	Kilogramo
$J$	Joules
$K$	Kelvin
$^{\circ}C$	Grados Celsius
$mm$	Milímetro
$m$	Metro
$N$	Newton
$Nm$	Newton metro
$l$	Longitud
$\sigma$	Esfuerzo de tensión
$M$	Momento
$M_N$	Momento interno en cada extremo cercano del claro
$\theta$	Desplazamiento angular del claro en los soportes
$\varphi$	Rotación de la cuerda del claro debida a un desplazamiento lineal.
$FEM$	Momento del extremo fijo
$c$	Distancia desde la base al centro de gravedad
$I$	Inercia
$I_u$	Inercia unitaria
$b$	Base
$h$	Altura
$E$	Módulo de elasticidad
$y$	Deformación
$y_{m\acute{a}x}$	Desplazamiento máximo
$S_y$	Esfuerzo de fluencia

$p$	Paso
$d_r$	Diámetro de raíz
$d_p$	Diámetro de paso
$\tau$	Esfuerzo cortante
$A$	Área
$K$	Rigidez del claro
$\tau'$	Esfuerzo cortante primario
$\tau''$	Esfuerzo cortante secundario
$t$	Espesor
$n$	Factor de seguridad
$A_c$	Área de compresión
$\sigma_c$	Esfuerzo de compresión
$\sigma$	Esfuerzo de tensión
$\sigma_{perm}$	Esfuerzo permisible
$w_i$	Factor de diámetro menor que define el paso en cuerda
$w_o$	Factor de diámetro mayor que define el paso en cuerda

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Muestra del doblado de una placa de fijación mediante la utilización de grifas dentro del quirófano.....	6
Figura 2.1 Bosquejo a mano.....	9
Figura 2.2 Esquema de la metodología realizada para la maquina dobladora de placas de fijación.....	10
Figura 2.3 Simulación inicial de identadores y placa de fijación, para obtención de la fuerza de reacción $P$ .....	14
Figura 2.4 Simulación inicial de identadores y placa de fijación, para obtención de la fuerza de reacción $P$ .....	15
Figura 2.5 Sistema de transmisión de fuerza de la palanca.....	16
Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre del elemento 1.....	17
Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre del elemento 2.....	17
Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre del elemento 3.....	17
Figura 2.9 Diagrama de cuerpo libre del elemento 4.....	18
Figura 2.10 Palanca.....	20
Figura 2.11 Tornillo de Potencia y Volante.....	20
Figura 2.12 Actuador Eléctrico.....	20
Figura 2.13 Diseño de la máquina dobladora.....	22
Figura 2.14 Vista frontal de la base superior de la máquina dobladora de placas de fijación.....	23
Figura 2.15 Diagramas de cargas del elemento <b>A. 1</b> de la base superior.....	23
Figura 2.16 Diagrama de cargas del elemento <b>A. 3</b> de la base superior.....	24
Figura 2.17 Elemento <b>A. 2</b> de la base superior sometido a compresión.....	25
Figura 2.18 Diagrama de cargas de la base inferior.....	25
Figura 2.19 Marco de la estructura de la máquina dobladora.....	26
Figura 2.20 Diagrama de momentos en B y C del marco de la estructura.....	27
Figura 2.21 Diagrama de fuerzas y momentos del marco de la estructura BC.....	27
Figura 2.22 Vista izquierda del nervio junto con las fuerzas a las cuáles estará sometidas que provocan diferentes momentos.....	28

Figura 2.23 Voladizo soldado sujeta a flexión. ....	32
Figura 2.24 Voldadizo soldado sujeto a tensión. ....	33
Figura 2.25 Contorno de soldadura circular.....	34
Figura 2.26 Vista isométrica de la máquina dobladora de placas de fijación .....	35
Figura 3.1 Diagrama de momentos del marco de la estructura. ....	40
Figura 3.2 Elemento 1 de soldadura.....	45
Figura 3.3 Elemento 2 de soldadura.....	45
Figura 3.4 Elemento 3 de soldadura.....	46
Figura 3.5 Elemento 4 de soldadura.....	46
Figura 3.6 Elemento 5 de soldadura.....	46
Figura 3.7 Diagrama de esfuerzos por elementos finitos correspondiente a los elementos A.1 y A.2 de la dobladora de placas.....	47
Figura 3.8 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente a los elementos A.1 y A.2 de la dobladora de placas .....	47
Figura 3.9 Diagrama de esfuerzo por elementos finitos correspondiente al elemento A.3 de la dobladora de placas.....	48
Figura 3.10 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente al elemento A.3 de la dobladora de placas .....	48
Figura 3.11 Diagrama de esfuerzo por elementos finitos correspondiente a la base inferior de la dobladora de placas.....	49
Figura 3.12 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente a la base inferior de la dobladora de placas .....	49
Figura 3.13 Diagrama de esfuerzo por elementos finitos correspondiente al marco de la estructura y nervio de la dobladora de placas. ....	50
Figura 3.14 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente al marco de la estructura y nervio de la dobladora de placas .....	50
Figura A.1 Parámetros de tornillo de cuerda cuadrada obtenida del libro Diseño de Máquinas de Norton. ....	66
Figura A.2 Relaciones para rosca cuadrada obtenido del libro Tecnología Mecánica I .....	66
Figura A.3 Diagrama para cálculo de ángulo de avance .....	67
Figura A.4 Análisis de fuerzas al mover la carga.....	68

Figura A.5 Pieza rectangular con un agujero transversal en flexión obtenido del libro  
Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley .....76

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Fracturas más comunes en el cuerpo humano.....	4
Tabla 2.1 Materiales de grado quirúrgico para la máquina dobladora e identadores: Acero inoxidable AISI A316L, acero inoxidable AISI 420, acero inoxidable AISI 440 y aleación de titanio Ti-6Al-4V ELI. ....	11
Tabla 2.2 Matriz de decisión del material a usar para los identadores de la máquina dobladora de placas. ....	12
Tabla 2.3 Matriz de decisión para la estructura de la máquina dobladora de placas. ...	13
Tabla 2.4 Diagramas de cuerpo libre de cada uno de los elementos del sistema de transmisión de fuerza de la palanca junto con sus respectivas ecuaciones. ....	17
Tabla 2.5 Fuerzas máximas voluntarias generadas por un ser humano según un estudio realizado en la Universidad de Pensilvania.....	18
Tabla 2.6 Alternativas para el sistema de transmisión de fuerza de la máquina dobladora: a) Palanca; b) Tornillo de potencia y volante; c) Actuador eléctrico. ....	20
Tabla 2.7 Matriz de decisión para el sistema de transmisión de fuerza .....	21
Tabla 2.8 Especificaciones del electrodo para acero inoxidable según la clasificación AWS: E-410NiMo-15. ....	31
Tabla 2.9 Números de nodos y elementos para la simulación de los elementos <b>A. 1</b> , <b>A. 3</b> , base inferior y marco de la estructura.....	34
Tabla 3.1 Datos utilizados y resultados del análisis de carga del sistema de transmisión de fuerza de la palanca. ....	36
Tabla 3.2 Datos y resultados del análisis de carga del sistema de transmisión de fuerza del tornillo de potencia y volante. ....	38
Tabla 3.3 Datos y resultados de análisis de cargas de la base superior e inferior .....	39
Tabla 3.4 Datos y resultados del análisis del marco de la estructura. ....	39
Tabla 3.5 Datos y resultados del análisis de cargas del nervio. ....	41
Tabla 3.6 Datos y resultados del análisis de esfuerzos para los elementos de la base superior, base inferior, nervio, palanca y marco de la estructura.....	41
Tabla 3.7 Datos y resultados para el análisis de esfuerzos en pernos y tuercas de ajuste del identador. ....	43
Tabla 3.8 Datos y resultados del cálculo de desplazamientos máximos en los elementos de la base superior, base inferior y palanca.....	44

Tabla 3.9 Datos y resultados de la soldadura aplicada en la máquina dobladora. ....	45
Tabla 3.10 Esfuerzos y desplazamientos máximos de los elementos <i>A. 1</i> , <i>A. 2</i> , base inferior y el marco de la estructura y nervio. ....	51
Tabla 3.11 Estimación de costos de materiales requeridos para la elaboración del proyecto.....	51
Tabla 3.12 Costo total estimado del proyecto.....	52
Tabla B.1 Momentos en los extremos fijos.....	94
Tabla B.2 Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas.....	94
Tabla B.3 Tabla de regulación de Soldadura Arco Sumergido.....	95
Tabla B.4 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete.....	96
Tabla B.5 Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte.....	97
Tabla B.6 Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete ..	98
Tabla C.1 Cilindros eléctricos posibles para el sistema de transmisión de fuerza de la máquina dobladora de placas de fijación.....	99

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Componentes de máquina dobladora de placas de fijación
PLANO 2	Vista frontal y lateral de la máquina dobladora de placas de fijación
PLANO 3	Marco de la estructura y nervio
PLANO 4	Base superior
PLANO 5	Base inferior y cilindro guía
PLANO 6	Sistema de transmisión de fuerza de la palanca
PLANO 7	Sistema de ajuste de indentador

# CAPÍTULO 1

## 1 INTRODUCCIÓN

### 1.1 Descripción del problema

La fractura de un hueso ha sido un problema que, mediante el transcurso de los años, se ha solucionado con diferentes técnicas, hasta llegar al uso de elementos de fijación interna.

Para la gran mayoría de osteotomías y correcciones ortopédicas, los doctores especializados en el área de traumatología se ven en la tarea de utilizar placas de fijación, las cuales vienen pre-dobladas de manera estándar. Sin embargo, es necesario que los doctores terminen el doblado, con más de una iteración, hasta que la placa se asemeje a la curvatura de la superficie del hueso del paciente, afectando de esta manera las propiedades mecánicas de la placa y por consiguiente perjudicando la salud, tiempo y economía del paciente mediante cirugías de revisión a futuro.

Se conoce también que el número máximo de iteraciones que se puede realizar en una placa de fijación es de nueve veces, ya que al exceder este número, se experimenta un decrecimiento de resistencia a la fatiga que se atribuye a al endurecimiento por deformación que da como resultado a una pérdida de ductilidad [1].

Además del uso de herramientas de doblado de placas, un poco arcaicas, actualmente se realizan modelos 3D a partir de una tomografía computarizada (CT, por sus siglas en inglés) para la elaboración específica de la placa según la anatomía del paciente. No obstante, el proceso es costoso, demorado y por estas razones es rechazado en su mayoría.

## **1.2 Requerimientos del proyecto**

Se tiene como principal requerimiento, el diseño total y simulación de una máquina dobladora de placas de fijación. El material a seleccionar de la máquina debe ser tal, que sea permitido para el ingreso a áreas quirúrgicas. Una de las características del material a utilizar en el diseño, es tener considerable resistencia a la corrosión, por el ambiente al que va a estar expuesto, además de ser de grado quirúrgico para su completa esterilización. De igual manera, la altura y largo del dispositivo no deben que sobrepasar 500 mm, y el ancho máximo debe ser de 700 mm. El diseño debe que ser capaz de dar cabida a una placa de longitud máxima de 300 mm. Se desea que la máquina realice el trabajo sin mayor esfuerzo que el ya existente y en un menor tiempo.

## **1.3 Justificación del proyecto**

En la actualidad, dentro del quirófano, se tienen instrumentos para doblar placas que carecen de precisión y a su vez, son demorados en cuanto a las veces que se tiene que doblar una placa para obtener la forma requerida del hueso de cada paciente.

Según un estudio de evaluación de ajuste entre la placa y el hueso, basado en cuatro criterios de fijación, tales como el extremo proximal, ángulo proximal, distancia media y ajuste distal, para una alineación quirúrgica correcta, se obtuvo que solo el 19% de las placas pre-dobladas, se ajustaron perfectamente a los modelos óseos [2], [3]. Es decir que el 81% restante de placas, debieron ser modificadas porque no cumplieron con los cuatro criterios de fijación.

Es por esto, que se requiere de una máquina que doble la placa de fijación en una sola iteración, obteniendo así, una placa igual a la superficie anatómica del hueso del paciente en un menor tiempo.

## **1.4 Objetivos**

### **1.4.1 Objetivo General**

Diseñar un sistema para doblado de placas para fijación de fracturas y para osteotomías.

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

1. Realizar el diseño de forma del dispositivo.
2. Seleccionar el material de la máquina dobladora de placas.
3. Presentar una nueva alternativa de procedimiento para el doblado de placas de fijación.
4. Calcular los esfuerzos, deformaciones, formas y desplazamientos.
5. Simular utilizando teoría de elementos finitos con el fin de obtener los puntos de máximo esfuerzo de sistema y sus deformaciones.
6. Comparar los resultados obtenidos entre los cálculos analíticos y la simulación.

## **1.5 Marco teórico**

Una fractura ocurre cuando la intensidad, a causa de una fuerza como un golpe o caída, supera la elasticidad del hueso y se define como la pérdida de continuidad de la sustancia cartilaginosa. La Tabla 1.1 muestra un resumen de las fracturas más comunes en el cuerpo humano dividida en tres partes, tales como la cabeza y las partes del miembro superior e inferior.

La fractura más común en niños es la clavícula, representando un 30% de todas las fracturas [4]. Según un estudio de Osteosíntesis realizado en México, para las edades entre 16 y 99 años, las fracturas más comunes son para el fémur y radio/cúbito, representando un 24.5 y 24.4% de 1127 fracturas registradas durante un año en el hospital General León [5].

**Tabla 1.1 Fracturas más comunes en el cuerpo humano [4].**

<b>Maxilo Facial</b>	<b>Miembro Superior</b>	<b>Miembro inferior</b>
<b>Tercio superior</b>	<b>Hombro</b>	<b>Pelvis</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Afectan el seno frontal</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fractura de clavícula</li> <li>Fractura de glenohumeral</li> <li>Fractura de escápula</li> <li>Fractura de diáfisis humeral</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fracturas sin afectación del anillo pelviano</li> <li>Fracturas que comprometen el anillo pelviano</li> <li>Fracturas del acetábulo</li> </ul>
<b>Tercio medio</b>	<b>Codo</b>	<b>Cadera</b>
Afectan oclusión: <ul style="list-style-type: none"> <li>Fx Alveolo-Dentarias</li> <li>Fx Maxilar Superior (Lx Le Fort I, II, III)</li> <li>Fx Panfaciales</li> </ul> No afectan a la oclusión: <ul style="list-style-type: none"> <li>A Fx orbito cigomáticas (Fx orbito cigomáticas, Fx aislada de arco cigomático, Fx aislada de suelo de órbita)</li> <li>A Fx naso etmoidales (Fx nasales, Fx naso etmoido orbitarias)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fracturas del extremo distal del húmero</li> <li>Fracturas del cúbito y radio</li> <li>Luxación del codo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Subcapitales</li> <li>Transcervicales</li> <li>Basicervicales</li> </ul>
	<b>Antebrazo</b>	<b>Rodilla</b>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fractura-luxación de Monteggia</li> <li>Fractura-luxación de Galeazzi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fracturas de la extremidad distal del fémur</li> <li>Fractura de rótula</li> <li>Fractura del platillo tibial</li> </ul>
<b>Tercio inferior</b>	<b>Carpo y mano</b>	<b>Pierna, tobillo y pie</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Fractura de la mandíbula</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fractura de Colles</li> <li>Fractura de escafoides</li> <li>Fractura de Bennett</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fracturas diafisarias de la tibia y el peroné</li> <li>Fracturas maleolares del tobillo</li> <li>Fracturas de pie: astrágalo, calcáneo, escafoides, metatarsianos.</li> </ul>

Se conoce como fijación interna, a la intervención quirúrgica del paciente que presenta cualquier tipo de fractura en uno de sus huesos y que a su vez requiere de un elemento mecánico, tal como placas, tornillos, alambres, etc., para adquirir estabilidad mecánica hasta su completa cicatrización. Conforme el catálogo especializado en placas y demás implementos de fijación, 7s-medical, se conoce

que las medias mínimas y máximas de espesor y longitud oscilan entre 1.2-5.8 y 33-300 mm respectivamente [6].

Actualmente, las placas de fijación interna vienen pre-dobladas de forma estandarizada para las diferentes partes del cuerpo. Estas en general cumplen cinco funciones fundamentales, tales como: *estabilidad* en el hueso mediante la compresión en la fractura, *protección* en la neutralización de fuerzas tanto de flexión como de rotación, *soporte* para la resistencia de carga axial, *unión* y fijación entre dos fragmentos, y debido a que la placa es colocada en el lado de tensión de la fractura, *convertir* la fuerza de tracción en fuerza de compresión [7].

Existen cinco tipos de placas de fijación que se describen a continuación:

- Placa de compresión dinámica de contacto limitado (LC-DCP): permite una mayor libertad para la colocación de los tornillos, es decir longitudinal como transversal. Son utilizados comúnmente en el fémur, la tibia, el húmero, el antebrazo, el peroné, la pelvis y la clavícula.
- Placas tubulares: se utilizan en el recubrimiento de tejidos blandos, como el maléolo lateral, el olecranon y el extremo distal del cúbito.
- Placas de reconstrucción: utilizadas en la geometría ósea compleja como la pelvis, acetábulo, húmero distal, tibia distal y clavícula.
- Placas de bloqueo: pueden ser utilizadas como fijadores internos y normalmente se usan en huesos con osteoporosis
- Placas especiales: tienen forma anatómica específica, correspondientes al sitio donde se aplicarán.

Las placas de fijación, al estar en contacto con tejido humano utilizan materiales que cumplan con los requisitos necesarios como lo son propiedades mecánicas y químicas. Tradicionalmente estas placas utilizan dos materiales los cuáles son acero inoxidable AISI 316L y una aleación de Titanio Ti-6Al-4V ELI. El acero inoxidable es el más utilizado en la industria de placas óseas debido a las ventajas en su resistencia a la fatiga, más ductilidad y mejor maquinabilidad. Este se utiliza

para dispositivos de implantes temporales como lo son las placas de fracturas, tornillos y clavos de cadera [8].

Los dispositivos temporales se caracterizan por brindar apoyo para el crecimiento celular y tisular hasta que el tejido recupere su forma y propiedades mecánicas necesarias. Para dispositivos permanentes, que no producen toxicidad ni problemas de sensibilización, se utiliza la aleación de titanio las cuáles se caracterizan por ser aleaciones de memoria de forma. Estas aleaciones, pueden volver a su forma memorizada mediante un cambio de temperatura [2], [8]. Sin embargo, cuando se va a realizar un contorno de deformación grande se debe utilizar acero inoxidable AISI 316L, ya que este mantiene la integridad mecánica luego de grandes deformaciones [8]. Las propiedades mecánicas de estos materiales se los describen en las normas ASTM estándar F136-11, F138-08 and F139-8 [9], [10].



**Figura 1.1 Muestra del doblado de una placa de fijación mediante la utilización de grifas dentro del quirófano [11].**

Los métodos o instrumentos que se utilizan en el presente para el doblado de placas son: alicates de modelado de placa, alicate de modelado simple, alicate de modelado tridente de diferentes longitudes y alicate de corte. Utilizando estos instrumentos, más la habilidad del doctor para doblar la placa, se realiza su respectivo conformado según lo requerido en el procedimiento quirúrgico [11], [12]. Además de alicates para modelar las placas se utilizan grifas para su doblado según se observa en la Figura 1.1.

El objetivo de este proyecto es presentar el diseño de una máquina dobladora de placas, que satisfaga la necesidad que tiene el cirujano en traumatología dentro del quirófano, de obtener una placa de fijación con la misma curvatura de la superficie anatómica del hueso del paciente en una sola iteración. De esta forma, se logra evitar los problemas más comunes presentados actualmente [13], como el rompimiento de la placa por exceso de fuerza para doblarla, múltiples curvaturas o éstas muy pronunciadas para llegar a la forma requerida, además de cirugías de revisión. Para comprobar la validación del diseño sugerido, se requiere hacer una simulación, en donde se podrá observar las máximas y mínimas deformaciones, así como también su máximo esfuerzo.

# CAPÍTULO 2

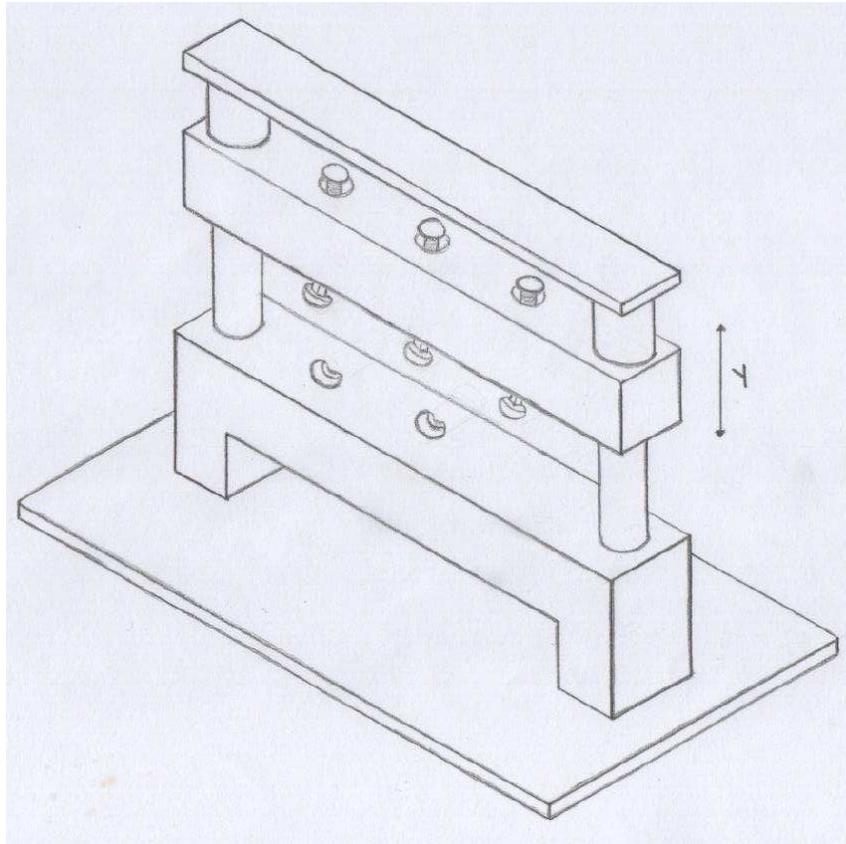
## 2 METODOLOGÍA

El diseño de la máquina dobladora de placas de fijación se bosquejó a mano, mostrado en la Figura 2.1 a). La máquina consta de una base inferior y superior, en donde fueron ubicados los elementos encargados del doblado de la placa (llamados indentadores, Figura 2.1 b), se colocaron tres en la parte superior y dos en la parte inferior, en cada base respectivamente, espaciados de tal manera que su longitud total coincida con la longitud máxima de una placa de fijación.

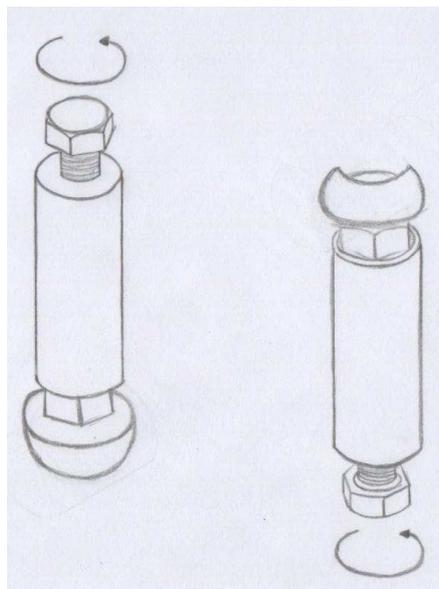
Se especificó también que la base superior sea la que realice el movimiento vertical a través de unos cilindros guías situados uno en cada extremo lateral, es decir que este tendrá un grado de libertad en el eje *y*. Para un mejor soporte de la máquina se empleó una plancha base situada debajo de la base inferior.

Los indentadores superiores e inferiores difieren entre sí, la longitud de los indentadores superiores se graficó en base al mayor ancho de una placa de fijación, mientras que los indentadores inferiores tienen una mayor longitud y una muesca igual a la longitud de los superiores, de tal manera que, al bajar la base superior por la fuerza aplicada, los indentadores superiores embonen perfectamente en la muesca.

Para ajustar la altura de los indentadores, en base a la placa modelo, se consideró en el uso de un tornillo y cilindro, el cual consta de un grado de libertad en el eje *y*. Se contempló que las dimensiones máximas de la máquina deben ser menores a las dimensiones de la cámara de esterilización *STERRAD 100NX*. [14]



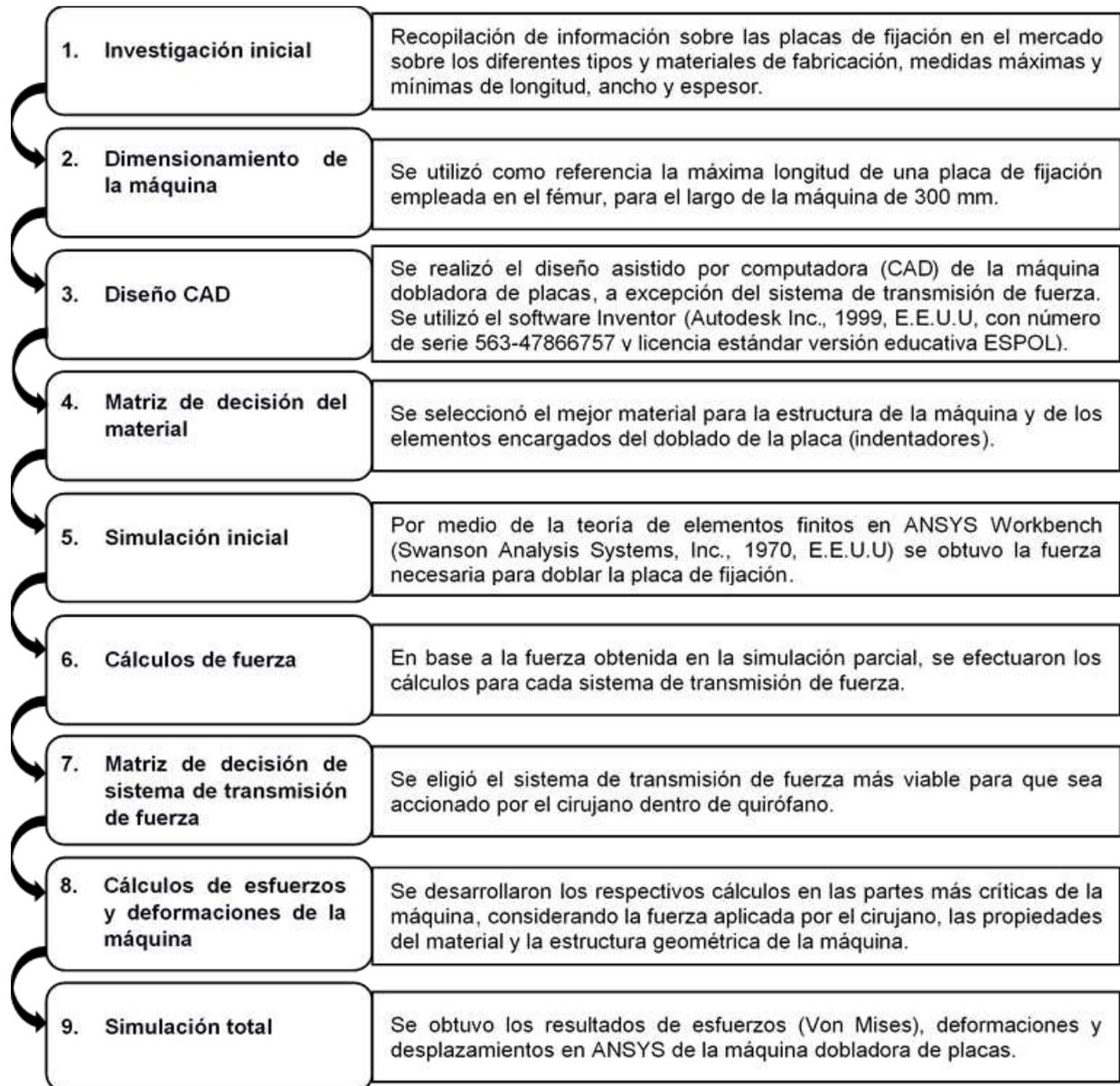
a)



b)

**Figura 2.1** Bosquejo a mano de: a) la máquina dobladora de placas de fijación; b) elementos encargados del doblado de placas, identadores.

Se siguieron nueve pasos de forma consecutiva, para la realización de la máquina dobladora de placas de fijación, los cuales se describieron en la Figura 2.2.



**Figura 2.2 Esquema de la metodología realizada para la maquina dobladora de placas de fijación.**

## 2.1 Descripción de propuestas

Para el diseño de la máquina dobladora de placas, se escogió el material respectivo para la máquina e indentadores. Los indentadores superiores son aquellos que

realizan el doblado de la placa de fijación, mientras que los indentadores inferiores son los que sostienen la placa sin necesidad de que alguien la sujete. Para la selección del material, se presentó diferentes alternativas y criterios que mediante una matriz de decisión se calificó según su relevancia.

### 2.1.1 Descripción de Materiales

Se presentaron cuatro materiales, de grado quirúrgico, para el diseño del dispositivo y sus partes, tales como acero inoxidable AISI A316L, AISI 420, AISI 440 y aleación de Titanio Ti-6Al-4V ELI cuyas propiedades mecánicas, físicas y algunas características de interés se describieron en la Tabla 2.1.

**Tabla 2.1 Materiales de grado quirúrgico para la máquina dobladora e indentadores: Acero inoxidable AISI A316L [2], acero inoxidable AISI 420 [15]– [17], acero inoxidable AISI 440[18] y aleación de titanio Ti-6Al-4V ELI [2].**

Aleación	Acero Inoxidable AISI A316L	Acero Inoxidable AISI 420	Acero Inoxidable AISI 440	Aleación de Titanio Ti-6Al-4V ELI
Resistencia a la fluencia (MPa)	170	1482	1280	793
Resistencia última a la tensión (MPa)	485	1724	1750	862
Coefficiente de Poisson (%)	0,27	0,28	0,40	0,34
Módulo de Elasticidad (GPa)	195	200	200	114
Módulo de Corte (GPa)	77	78		44
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	7950	7690	7800	4430
Resistividad Eléctrica (microhm-mm)	740	550	680	4420
Corrosión (Aluminio más corrosivo que cromo)	17-19 (% Cr)	12-14 (% Cr)	16-18 (% Cr)	5,5-6,5 (%Al)

Las propiedades mostradas en la Tabla 2.1 fueron usadas principalmente para comparar y calificar, según los criterios para la matriz de decisión de indentadores, detallados a continuación en orden de importancia:

- Resistencia a la fluencia (40%): Criterio de más relevancia en los indentadores, ya que no se debe superar la magnitud de esta propiedad para que no exista deformación.

- **Facilidad de esterilización (30%):** Se requiere que el material cumpla con este criterio debido a que está en contacto directo con la plantilla (que a la vez está en contacto con el hueso del paciente) y la placa de fijación.
- **Resistencia a la corrosión (20%):** Después de cada uso del indentador, este tiene que ser esterilizado, es por este motivo que el material del indentador deber ser resistente a la corrosión, además de estar en contacto con fluidos obtenidos de la placa modelo.
- **Facilidad de obtención (10%):** Se planteó este criterio debido a que es importante que la adquisición del material no vaya a ser un problema al momento de la construcción.

**Tabla 2.2 Matriz de decisión del material a usar para los indentadores de la máquina dobladora de placas.**

1 → Regular	2 → Bueno	3 → Excelente
-------------	-----------	---------------

<b>Criterio</b> <b>Alternativa</b>	<b>Resistencia a la Fluencia (40%)</b>	<b>Facilidad de Esterilización (30%)</b>	<b>Resistencia a la corrosión (20%)</b>	<b>Facilidad de Obtención (10%)</b>	<b>Total</b>
<b>Acero Inoxidable AISI A316L</b>	1	2	2	2	1.6
<b>Acero Inoxidable AISI 420</b>	3	2	1	3	2.3
<b>Aleación de Titanio Ti-6Al-4V ELI</b>	2	2	3	1	2.1

En la Tabla 2.2 se puede apreciar, que la máxima calificación obtenida para el material de los indentadores fue el acero inoxidable AISI 420.

Así mismo, se realizó una comparación de criterios para la matriz de decisión de la estructura, descritos a continuación por orden de importancia:

- **Propiedades mecánicas (40%):** Criterio de mayor relevancia para la estructura, debido a que se requiere que esta no falle al ejercer la fuerza para doblar la placa de fijación.
- **Peso (30%):** Se requiere que el material de la estructura de la máquina sea liviano, ya que este será movilizado dentro del quirófano.

- Resistencia a la corrosión (20%): Dado que la estructura de la máquina será ubicada dentro del quirófano, se requiere que este sea esterilizado en cada operación, por lo cual se requiere que sea resistente a la corrosión.
- Facilidad de obtención (10%): Para su construcción se requiere que el material escogido sea de fácil obtención dentro del país.

**Tabla 2.3 Matriz de decisión para la estructura de la máquina dobladora de placas.**

1 → Regular	2 → Bueno	3 → Excelente
-------------	-----------	---------------

Criterio Alternativa	Propiedades Mecánicas (40%)	Peso (30%)	Resistencia a la corrosión (20%)	Facilidad de Obtención (10%)	Total
Acero Inoxidable AISI A316L	1	1	3	2	1.50
Acero Inoxidable AISI 420	3	3	1	3	<b>2.60</b>
Acero Inoxidable AISI 440	2	2	2	1	1.90

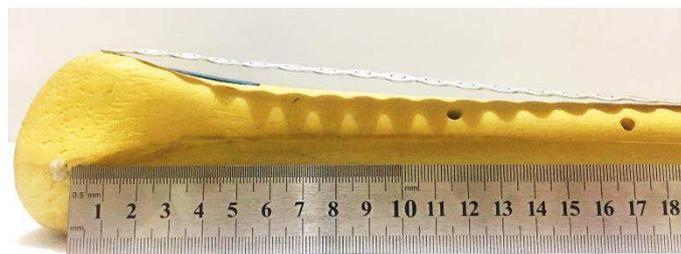
En la Tabla 2.3 se observa que la máxima calificación obtenida para el material de la estructura de la máquina fue el acero inoxidable AISI 420. Realizado la selección de materiales respectivos se procedió a calcular las fuerzas o dimensiones requeridas para cada tipo de transmisor de fuerza dado.

### 2.1.2 Simulación inicial

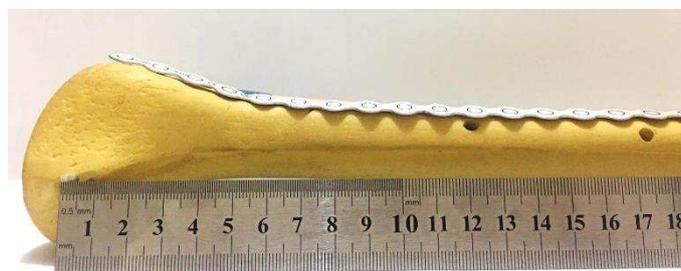
Para la obtención de la fuerza de resistencia  $P$ , se consideró una placa de aleación de titanio Ti-6Al-4V ELI, por sus propiedades mecánicas más críticas que las del acero inoxidable AISI 316 L. La fuerza de resistencia  $P$ , existe como reacción entre los indentadores con respecto a la placa de fijación. Se realizó una simulación con tres indentadores, uno arriba y dos debajo, de acero inoxidable AISI 420, de tal manera que el indentador superior sea el que ejerza la fuerza hacia abajo y los indentadores inferiores sirvan de soporte para la placa de fijación.

El espaciamiento entre centros de los indentadores fue de 46 mm entre el indentador inferior de la izquierda con el indentador superior y de 155 mm entre el indentador superior y el indentador inferior de la derecha, tal y como se muestra en la Figura 2.3.

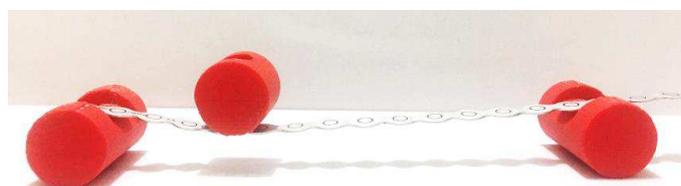
Estas medidas se las obtuvo mediante la representación “real” de un hueso de plástico y una plantilla de **215 mm** de longitud. La placa utilizada fue dibujada según las medidas del catálogo 7s-medical de una placa dinámica LCD con longitud, ancho y espesor de **214, 14 y 4.5 mm** respectivamente y **12** agujeros [6].



a)



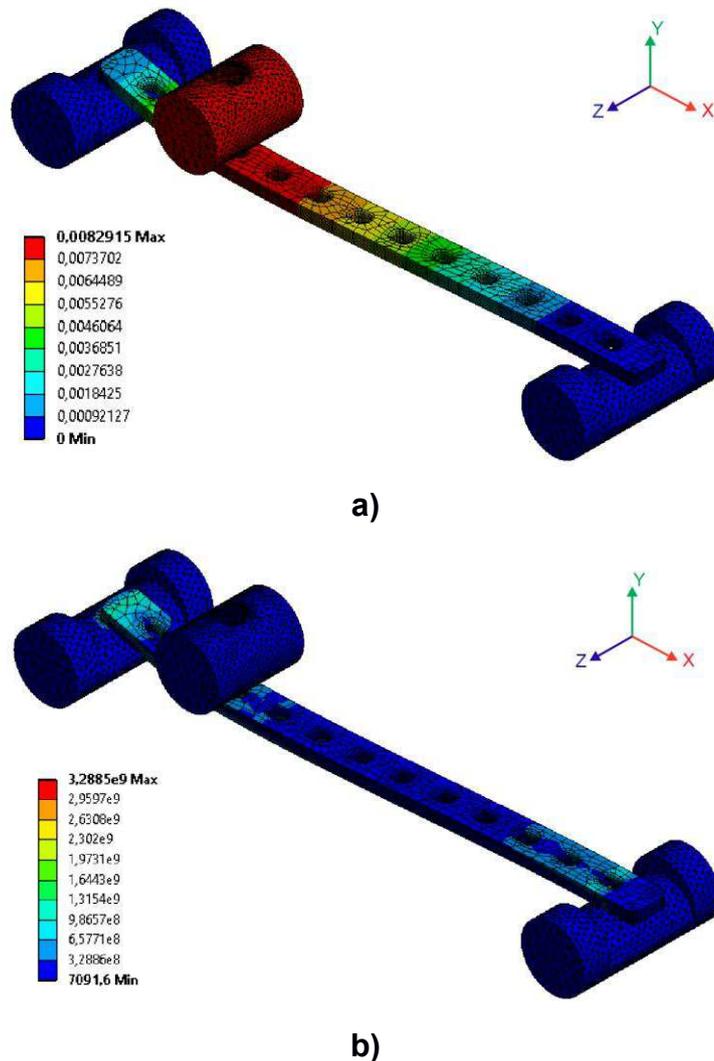
b)



c)

**Figura 2.3 Representación “real” para la obtención de la curvatura de la superficie anatómica del hueso con el uso de una plantilla. a) Plantilla recta sobre el hueso; b) plantilla moldeada con la curvatura del hueso; c) representación de los indentadores (impresos en 3D) con la plantilla.**

Se realizó varias iteraciones de fuerza y finalmente se obtuvo que, para  $7\text{ kN}$ , la placa se desplazaba  $8.29\text{ mm}$  (ver Figura 2.4 a) y su esfuerzo máximo de Von Mises (ver Figura 2.4 b), estaba dentro del rango entre el esfuerzo de fluencia y el esfuerzo último a la tensión,  $793 - 862\text{ MPa}$  respectivamente. Se utilizaron las propiedades mecánicas enlistadas en la Tabla 2.1, más sin embargo se consideró un 20% adicional de dichas propiedades según como lo realizan los fabricantes de placas de fijación [2].



**Figura 2.4 Simulación inicial de indentadores y placa de fijación, para obtención de la fuerza de reacción  $P$ , en el cual se observa: a) Desplazamiento [m]; b) Esfuerzo equivalente de Von Mises [Pa]. Las imágenes fueron modificadas para una mejor apreciación de la descripción de los resultados obtenidos de desplazamiento y esfuerzo.**

### 2.1.3 Análisis para la obtención de la fuerza aplicada del sistema de transmisión de fuerza

#### Palanca

Para el sistema de transmisión de fuerza conformada por la palanca, se realizó un análisis de carga compuesta por cuatro elementos como se muestra en la Figura 2.5.

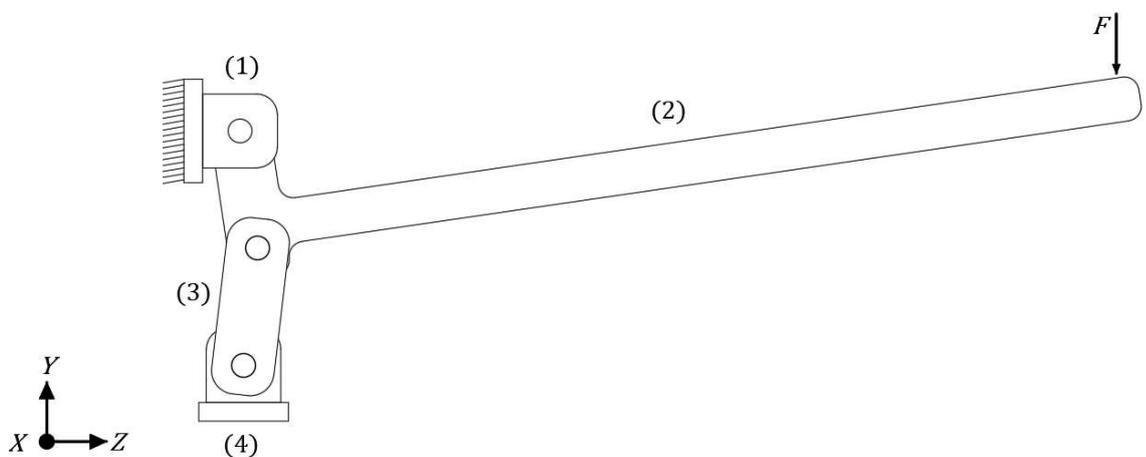
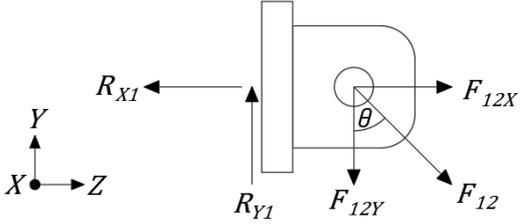
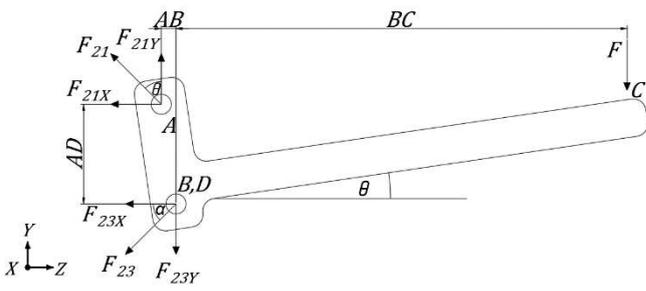
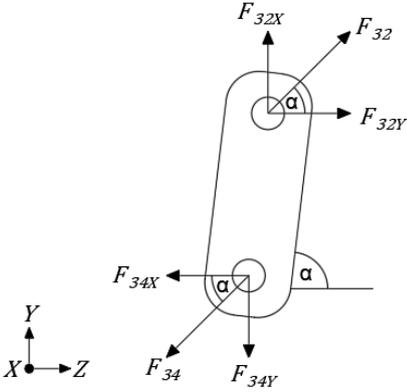


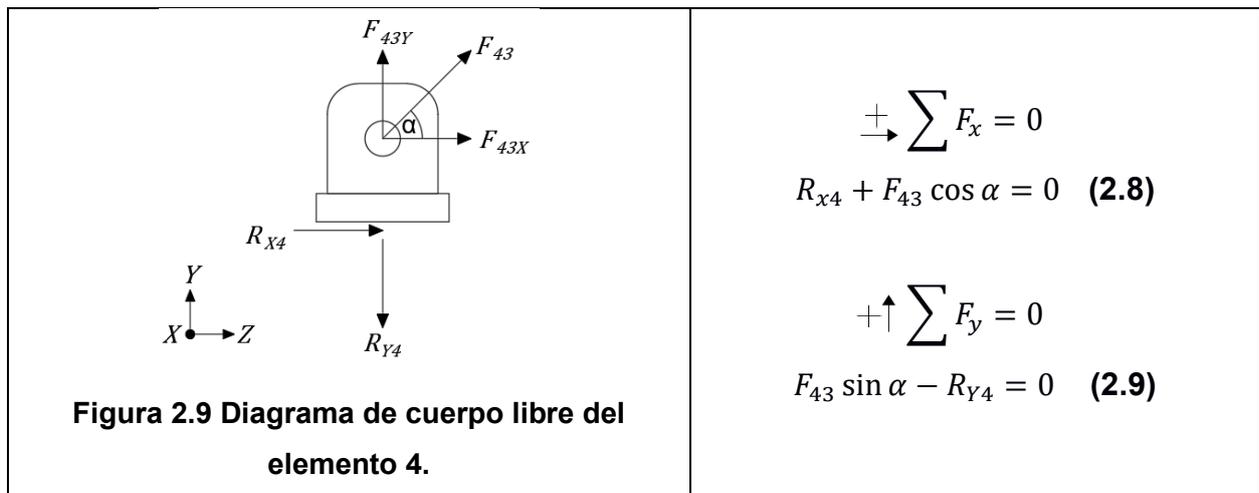
Figura 2.5 Sistema de transmisión de fuerza de la palanca.

La fuerza  $F$  es aplicada verticalmente hacia abajo y es la cual se calculó como se muestra en el Apéndice A con las ecuaciones planteadas para cada elemento presentado en la Tabla 2.4. En donde  $R_{Y4}$  es la fuerza de resistencia igual a  $7\text{ kN}$  y mediante los datos reemplazados en las ecuaciones de la Tabla 2.4, se obtuvo que la fuerza aplicada por el doctor  $F$  es de  $243\text{ N}$ .

Según el Centro Canadiense para la Investigación de Seguridad y Salud Ocupacional, que la fuerza promedio a la altura del codo, de una persona halando hacia abajo es de  $290\text{ N}$  [6], [19]. Dado que la fuerza calculada es menor que la fuerza promedio, el doctor está en la condición de ejercer la fuerza verticalmente hacia abajo para doblar la placa de fijación.

Tabla 2.4 Diagramas de cuerpo libre de cada uno de los elementos del sistema de transmisión de fuerza de la palanca junto con sus respectivas ecuaciones.

Elemento	Ecuaciones
 <p>Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre del elemento 1.</p>	$\begin{aligned} \pm \sum F_x &= 0 \\ -R_{X1} + F_{12} \sin \theta &= 0 \quad (2.1) \\ +\uparrow \sum F_y &= 0 \\ R_{Y1} - F_{12} \cos \theta &= 0 \quad (2.2) \end{aligned}$
 <p>Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre del elemento 2.</p>	$\begin{aligned} \curvearrowright \sum M_A &= 0 \\ F(AC) + F_{23Y} \sin \alpha (AB) + \\ F_{23X} \cos \alpha (AD) &= 0 \quad (2.3) \\ \pm \sum F_x &= 0 \\ -F_{21} \sin \theta - F_{23} \cos \alpha &= 0 \quad (2.4) \\ +\uparrow \sum F_y &= 0 \\ -F - F_{23} \sin \alpha + F_{21} \cos \theta &= 0 \quad (2.5) \end{aligned}$
 <p>Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre del elemento 3.</p>	$\begin{aligned} \pm \sum F_x &= 0 \\ F_{32} \cos \alpha - F_{34} \cos \alpha &= 0 \quad (2.6) \\ +\uparrow \sum F_y &= 0 \\ F_{32} \sin \alpha - F_{34} \sin \alpha &= 0 \quad (2.7) \end{aligned}$



### Tornillo de potencia y volante

Para el cálculo de la fuerza máxima que se puede generar para el doblado de placas al utilizar un tornillo de potencia, se tomó en cuenta la fuerza máxima voluntaria (MVC) que una persona promedio puede generar. Según un estudio realizado en la Universidad de Pensilvania, la fuerza máxima voluntaria generada por una persona varía dependiendo del ángulo en que se encuentre el brazo con respecto a la referencia, considerando el tronco como  $0^\circ$ . En la Tabla 2.5 se puede observar la magnitud de fuerza generada con respecto a la dirección [19]

**Tabla 2.5 Fuerzas máximas voluntarias generadas por un ser humano según un estudio realizado en la Universidad de Pensilvania [19].**

Dirección	Fuerza máxima Voluntaria
135	$131 \pm 25.0 \text{ N}$
270	$138.2 \pm 33.7 \text{ N}$
315	$118.7 \pm 32.8 \text{ N}$
45	$74.0 \pm 25.1 \text{ N}$
225	$81.6 \pm 21.8 \text{ N}$
360	$81.6 \pm 21.8 \text{ N}$

Para el desarrollo del tornillo, se tomó la menor fuerza posible la cual es de **74 N**. Considerando esta fuerza y un tornillo de **500 mm** de diámetro, se obtuvo que el momento máximo a generarse es de **18.5 Nm** mediante la ecuación 2.10.

$$|\vec{M}_o| = |\vec{r} \times \vec{F}| \quad (2.10)$$

Sin embargo, se necesitó realizar el cálculo del momento mínimo para mover la carga de **7 kN**. Realizados los cálculos respectivos observados en el Capítulo, 3 correspondiente al tornillo, se obtuvo un momento de **11.5 Nm**.

### **Actuador Eléctrico**

Las cargas de los actuadores eléctricos van desde **300 N** a **25000 N**. En el Anexo C se detalla el modelo y las especificaciones técnicas de los posibles actuadores eléctricos para el sistema de transmisión de fuerza de la máquina dobladora, de marca RK ROSE+KRIEGER.

#### **2.1.4 Descripción de alternativas de transmisión de fuerza.**

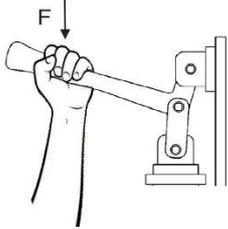
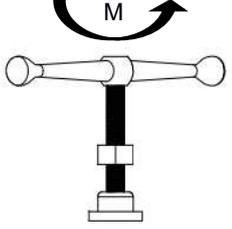
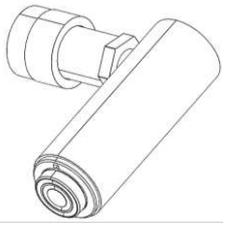
Mediante la simulación realizada, se obtuvo que la máquina requiere de una fuerza de **7 kN** para doblar la placa. Las alternativas que se consideraron para la transmisión de fuerza se muestran en la Tabla 2.6.

Los criterios que debe cumplir el sistema de transmisión de fuerza para el diseño de la máquina dobladora de placas de fijación, son cinco y se describen a continuación:

1. Fuerza de transmisión (30%): Criterio más importante debido a que de esta fuerza depende el doblado de la placa.
2. Limpio-esterilizable (25%): Se planteó este criterio, debido a que todo lo que se encuentre dentro del quirófano debe ser completamente limpio y de grado quirúrgico, para evitar proliferación de bacterias.
3. Peso y espacio (20%): Se requiere que el peso del actuador no sobrepase el peso de la máquina, así como también su espacio, debido a que se desea que la máquina sea móvil, se vea estéticamente simétrico en sus dimensiones y no ocupe mucho espacio dentro del quirófano.

4. Tiempo entre mantenimiento (15%): Se requiere que el mantenimiento no se tenga que realizar en cortos lapsos de tiempo debido a que esto puede afectar a la esterilización.
5. Costo (10%): Criterio con menor ponderación, debido a que en el ámbito médico es de mayor importancia factores que aseguren el correcto procedimiento dentro del quirófano más que el valor monetario.

**Tabla 2.6 Alternativas para el sistema de transmisión de fuerza de la máquina dobladora: a) Palanca; b) Tornillo de potencia y volante; c) Actuador eléctrico.**

Sistema de Transmisión de Fuerza	a) Palanca	b) Tornillo de Potencia y Volante	c) Actuador Eléctrico
Figura	 Figura 2.10	 Figura 2.11	 Figura 2.12
Manufactura	Fácil	Medio	N/A, se adquiere por catálogo
Fuerza o momento aplicado	243 N	11.5 Nm	25000N máx.
Fuerza o momento promedio realizada por el hombre	290 N	18.5 Nm	N/A
Diferencia entre fuerza o momento aplicado y promedio	47 N	7 Nm	N/A
¿Cómo se ejerce la fuerza?	Con la(s) mano(s) del cirujano verticalmente hacia abajo	Aplicando un torque con ambas manos del cirujano	Verticalmente hacia abajo mediante el cilindro del actuador
Leyes aplicadas para cálculos	Análisis de fuerza y D.C.L.	Momento de Fuerza	Ninguno
Dimensiones máximas	500 mm de longitud	500 mm de diámetro	Ninguno
Esterilización	Fácil	Difícil	Media

Cada criterio fue ordenado en cuanto a su nivel de importancia, la matriz de decisión de la Tabla 2.7 muestra la calificación de cada criterio por alternativa. El sistema de transmisión de fuerza de la palanca es el que mejor calificación obtuvo con un total de 2.5.

**Tabla 2.7 Matriz de decisión para el sistema de transmisión de fuerza.**

1 → Regular    2 → Bueno    3 → Excelente

Criterio Alternativa	Fuerza de transmisión (30%)	Limpio- esterilizable (25%)	Peso y espacio (20%)	Tiempo entre mantenimiento (15%)	Costo (10%)	Total
Palanca	2	2	3	3	3	2.45
Tornillo de Potencia- Volante	1	1	2	1	2	1.60
Actuador Eléctrico	3	3	1	2	1	2.25

## 2.2 Diseño de forma de propuesta escogida

### 2.2.1 Criterios de diseño

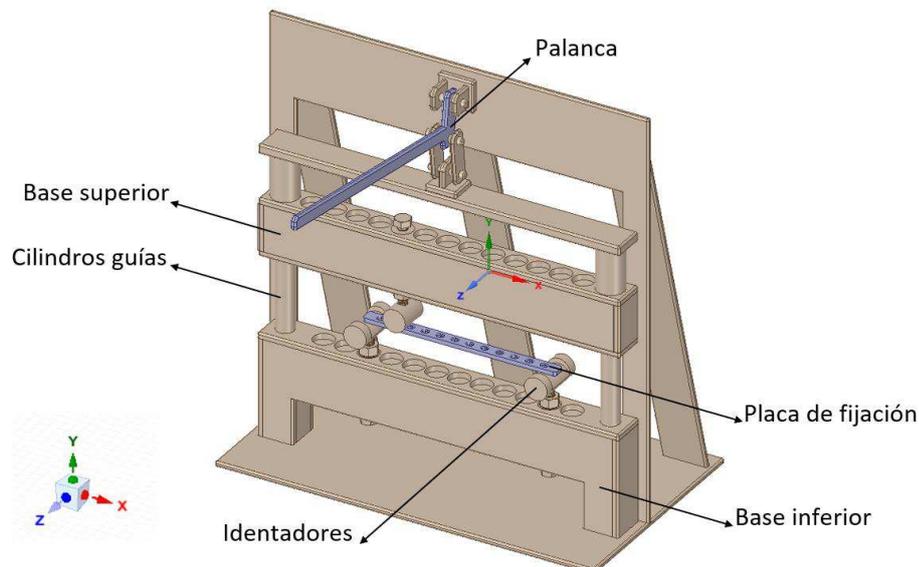
Algunos de los factores de influencia que se consideraron para el diseño del equipo son los siguientes:

- 1. Material:** Este es uno de los factores importantes del diseño ya que se requirió que sea apto para estar presente dentro del quirófano.
- 2. Peso:** Se consideró el peso del cuerpo ya que el dispositivo a diseñar debe ser trasladable para cada cirugía, así como también para su esterilización.
- 3. Facilidad de Manufactura:** Este criterio está relacionado directamente con el costo, debido a que mientras más sencilla sea su manufactura y ensamble, su costo será menor.
- 4. Dimensiones:** Las dimensiones del dispositivo no deben de exceder las previstas en el requerimiento para el fácil posicionamiento de esta en una mesa dentro del quirófano, facilidad en su manipulación y principalmente debe caber en el equipo de esterilización.
- 5. Capacidad:** Se consideró que la máquina pueda doblar placas de cualquier largo, siendo **300 mm** la máxima longitud.

### 2.2.2 Bosquejo de propuesta

La máquina contará con los siguientes elementos.

1. Soporte de máquina: Facilita la movilidad de la máquina y permite que se mantenga como un solo equipo.
2. Base superior: Soporta al conjunto de identadores superiores para el doblado de la placa permitiendo el ajuste de este.
3. Base inferior: Se mantiene fija en el soporte conteniendo al conjunto de identadores inferiores.
4. Cilindros Guías: Permiten el movimiento vertical de la base superior del diseño para la respectiva aplicación de fuerza.
5. Conjunto de identadores: Está compuesto por el tornillo con paso fino que permitirá el ajuste de altura del identador según requiera el doblado mediante el cilindro de fijación. Este cilindro estará ajustado a presión al soporte superior, al final del tornillo se encuentra una tuerca de seguridad y el identador correspondiente ya sea superior o inferior.
6. Sistema de transmisión de fuerza: Este sistema será el que genere la fuerza necesaria para el doblado de la placa.



**Figura 2.13 Diseño de la máquina dobladora.**

El cálculo de cada una de las restricciones para cada elemento del equipo se realizó mediante el análisis de cargas que se desarrolla a continuación:

## 2.3 Análisis de cargas

Se realizó el análisis de carga completo de la máquina dobladora de placas de fijación.

### 2.3.1 Análisis de Elementos de Base superior e Inferior

La Figura 2.14 muestra la vista frontal de la base superior y para el análisis de carga respectivo se consideró cada uno de los elementos, *A.1*, *A.2* y *A.3* por separado.

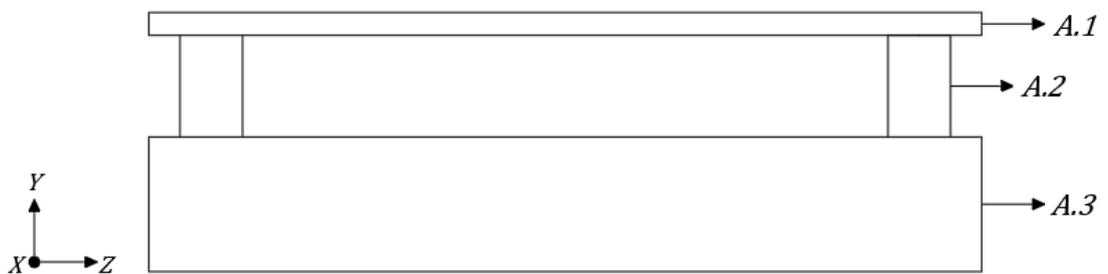


Figura 2.14 Vista frontal de la base superior de la máquina dobladora de placas de fijación.

El elemento *A.1* se lo analizó como una viga simplemente apoyada, considerando las siguientes reacciones y distancias observadas en la Figura 2.15.

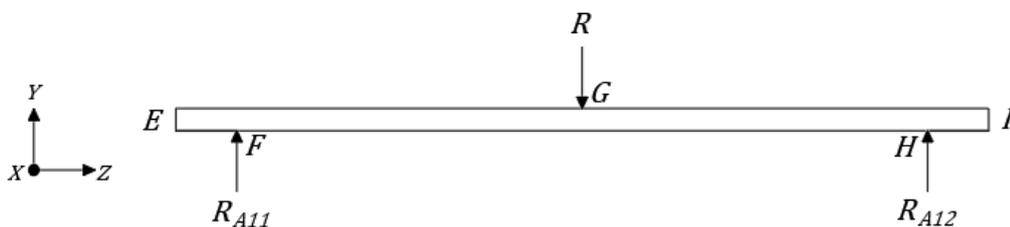


Figura 2.15 Diagramas de cargas del elemento *A.1* de la base superior.

Mediante la ecuación (2.11) se obtuvo las reacciones correspondientes a los apoyos.

$$|R_{A11}| = |R_{A12}| = R \frac{FG}{FH} \quad (2.11)$$

En donde  $R$  corresponde a la fuerza necesaria para doblar la placa, 7000N. El cálculo del momento máximo al cual estará sometido el elemento **A. 1** está calculado mediante la ecuación (2.12).

$$M = R \frac{FG}{2} \quad (2.12)$$

Se realizó el mismo procedimiento para el elemento **A. 3** (ver Figura 2.16) considerando la fuerza  $R$  junto con sus respectivas reacciones.

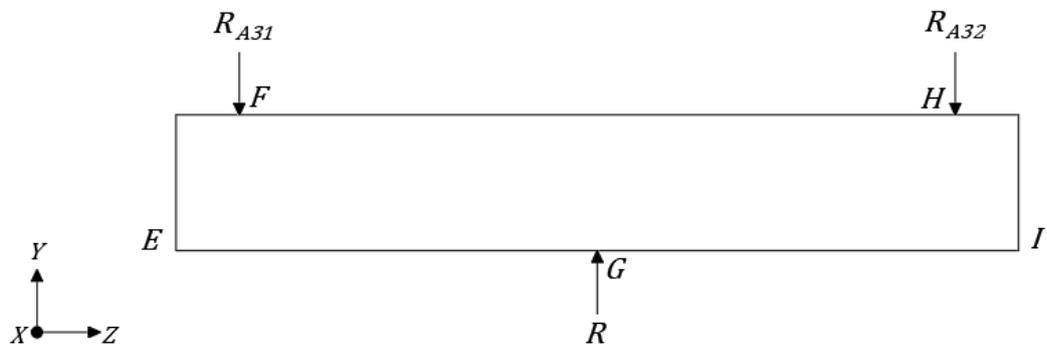


Figura 2.16 Diagrama de cargas del elemento **A. 3** de la base superior.

La ecuación (2.13) muestra las fórmulas para el cálculo de las reacciones del elemento **A. 3**.

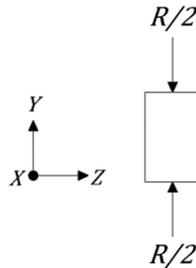
$$|R_{A31}| = |R_{A32}| = R \frac{FG}{FH} \quad (2.13)$$

La ecuación (2.14) indica la fórmula para el cálculo del momento máximo del elemento **A. 3**.

$$M = R \frac{FG}{2} \quad (2.14)$$

El elemento **A. 2** está sometido a una fuerza de compresión. Para considerar que este elemento es una columna se debe cumplir que su longitud es mayor a diez veces su radio mínimo. La longitud de este es **50mm** y el radio mínimo es **15mm** la longitud obteniendo que  $L < 10r$ , por lo que se lo consideró

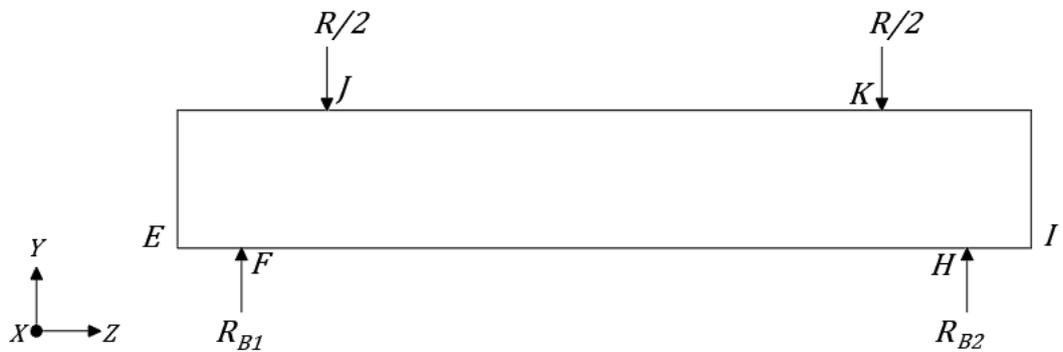
solamente como un elemento a compresión no sometido a pandeo o deflexión.



**Figura 2.17 Elemento A. 2 de la base superior sometido a compresión.**

Las cargas a las cuales estará sometida por compresión el elemento A. 2 será la fuerza  $R$  dividida para el número de elementos, el cuál en este caso es 2.

Se realizó el análisis de cargas de la base inferior del diseño (ver Figura 2.18), considerando a este como un elemento en apoyos simples con cargas idénticas.



**Figura 2.18 Diagrama de cargas de la base inferior.**

Mediante la resolución de la ecuación (2.15) se pudo determinar el cálculo de las reacciones en los soportes.

$$|R_{B1}| = |R_{B2}| = \frac{R}{2} \quad (2.15)$$

El momento máximo al cual estará sometido el elemento estará dado por la ecuación (2.16) en el tramo  $JK$ .

$$M = \frac{R}{2}(FJ) \quad (2.16)$$

### 2.3.2 Análisis del marco de la estructura

El marco de la estructura o también conocido como pórtico, está sometido a una fuerza verticalmente hacia abajo  $R_{Y1}$ , sus claros  $A$  y  $D$  están fijamente apoyados como se muestra en la Figura 2.19.

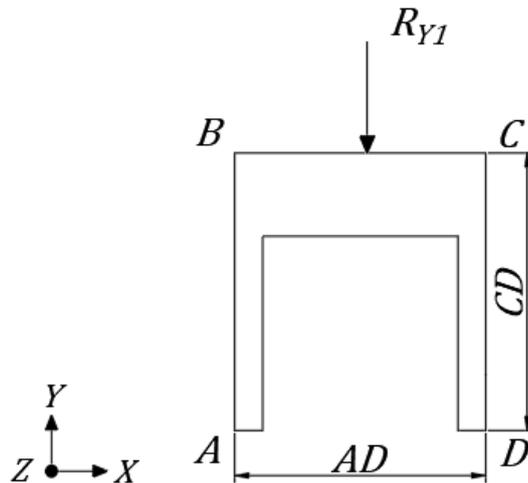


Figura 2.19 Marco de la estructura de la máquina dobladora.

Según la tabla de empotramiento perfecto que se encuentra en el Anexo B, se calculó el momento del extremo fijo  $BC$

$$(FEM)_{BC} = -\frac{1}{8}Pl \quad (2.17)$$

Donde  $P$  es la carga a la que está sometida  $R_{Y1}$  y  $l$  es la longitud del claro  $AD$ . Luego se calculó el momento interno en cada extremo cercano del claro, mediante la ecuación

$$M_N = 2EK(2\theta_N + \theta_F - 3\varphi) + (FEM)_N \quad (2.18)$$

Donde  $E$  es el módulo de elasticidad,  $K$  es la rigidez del claro  $K = I/L$ ,  $\theta_N$  y  $\theta_F$  son las pendientes de los extremos cercano y lejano o desplazamientos angulares del claro en los soportes y  $\varphi$  es la rotación de la cuerda del claro debida a un desplazamiento lineal.

Se obtuvo seis ecuaciones, con ocho incógnitas. Las dos ecuaciones de equilibrio restantes se las obtuvo del equilibrio de momentos en las juntas  $B$  y  $C$ , Figura 2.20.

$$M_{BA} + M_{BC} = 0 \quad (2.19)$$

$$M_{CB} + M_{CD} = 0 \quad (2.20)$$

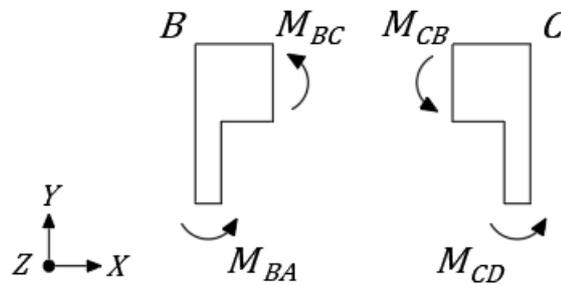


Figura 2.20 Diagrama de momentos en B y C del marco de la estructura.

Resolviendo las ecuaciones (2.17) y (2.18) se obtuvo los valores de  $\theta_B$  y  $\theta_C$  en función de  $EI$ , se sustituyó en las seis ecuaciones de momento obtenidas a partir de la ecuación (2.16) y se obtuvo los momentos respectivos.

Se determinó las reacciones en los extremos del marco de la estructura a partir de las ecuaciones de equilibrio, sumatoria de fuerzas en  $y$ , así como también el momento a partir de los diagramas de la Figura 2.21.

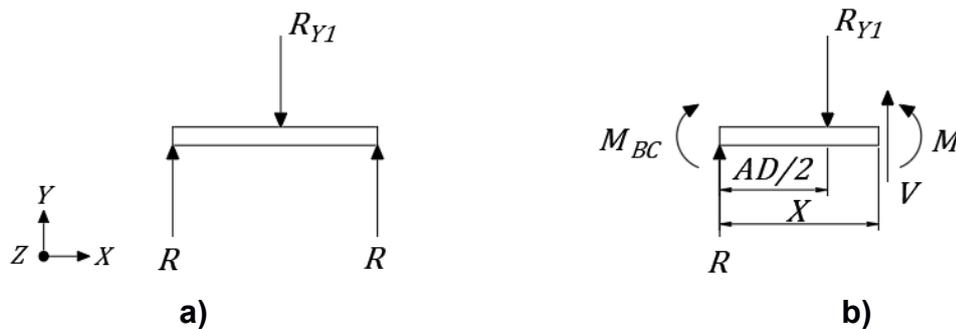
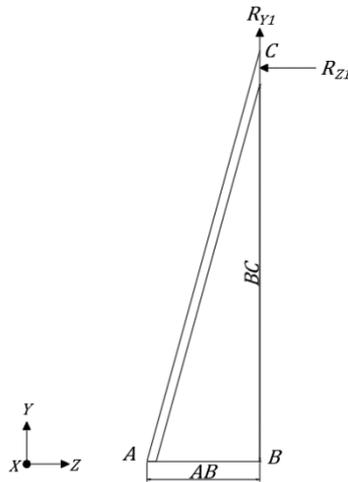


Figura 2.21 Diagrama de fuerzas y momentos del marco de la estructura BC.

### 2.3.3 Análisis del nervio para aumento de rigidez



**Figura 2.22 Vista izquierda del nervio junto con las fuerzas a las cuáles estará sometidas que provocan diferentes momentos.**

Para una mejor estabilización y rigidez del marco de la estructura, se diseñaron tres nervios [20]. Las fuerzas que actúan en cada uno de los nervios corresponden a la tercera parte de las fuerzas calculadas de  $R_{z1}$  y  $R_{y1}$ .

Como se observa en la Figura 2.22, cada una de las fuerzas generaron momentos con respecto al eje  $z$  por lo que se realizó el cálculo de cada uno de estos.

$$M_1 = \frac{R_{z1}}{3} (BC) \quad (2.21)$$

$$M_2 = \frac{R_{y1}}{3} (AB) \quad (2.22)$$

Donde  $M_1$  y  $M_2$  es el momento generado por la fuerza en dirección del eje de las  $z$  y en el eje  $y$  respectivamente,  $R_{z1}$  es la fuerza total que estuvo sometido el nervio y  $BC$  es el brazo de la fuerza correspondiente.

Ya que estos momentos actuarán sobre un mismo eje se procedió a calcular el método resultante por superposición dado por la siguiente ecuación.

$$M_z = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (2.23)$$

Calculadas las cargas se procedió a realizar los análisis de esfuerzos.

## 2.4 Análisis de esfuerzos

### 2.4.1 Esfuerzos en elementos de diseño

Los elementos como lo son las bases superior e inferior, elemento **A. 1**, **A. 3**, nervio, marco y palanca estarán sometidos a un esfuerzo de flexión el cual estuvo dado por la siguiente fórmula.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.24)$$

Donde **M** es el momento máximo al cual está sometido el elemento, **c** es la distancia desde la base al centro de gravedad e **I** es el momento de Inercia. Para calcular estos esfuerzos fue necesario determinar las inercias de cada uno de los elementos. Para los elementos **A. 1**, palanca y nervio se utilizó la fórmula.

$$I = \frac{b h^3}{12} \quad (2.25)$$

Donde **b** es igual a el ancho de la sección transversal del elemento y **h** es la altura. El cálculo de la inercia de los elementos **A. 3** y de la base inferior se los obtuvo mediante la siguiente fórmula.

$$I = \frac{(B-d)H^3 - (b-d)h^3}{12} \quad (2.26)$$

Donde **B** es el ancho externo del elemento, **b** es el ancho menor ya que el elemento es hueco; **H** es la altura mayor, **h** es la altura menor y **d** es el diámetro del concentrador de esfuerzo.

El esfuerzo en el elemento **A. 2**, sometido a compresión, fue calculado mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.27)$$

Donde **F** es la fuerza a la cual estuvo sometido el elemento y **A** el área.

### 2.4.2 Esfuerzos en pernos de ajuste de altura del identador

Los hilos de los pernos que sujetan los identadores están soportando esfuerzo cortante  $\tau$  y de compresión. Para el desarrollo del esfuerzo cortante se utilizó la ecuación (2.28), donde **F** es la carga que va a soportar, **d<sub>r</sub>** es el

diámetro menor,  $w_i$  es el factor de diámetro menor que define el paso correspondiente al tipo de cuerda y  $p$  es el paso.

$$\tau = \frac{F}{\pi d_r w_i p} \quad (2.28)$$

Para el cálculo del esfuerzo de compresión  $\sigma_c$  se utilizó la ecuación (2.29), donde  $A_c$  es el área de compresión.

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} \quad (2.29)$$

Se determinó esta área mediante la ecuación (2.30), donde  $d_p$  es el diámetro de paso y  $d_r$  el diámetro de raíz.

$$A_c = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (2.30)$$

### 2.4.3 Esfuerzo en tuerca de pernos de ajuste

Los hilos de las tuercas de seguridad están soportando esfuerzo cortante  $\tau$  dado por la ecuación (2.31), donde  $d$  es el diámetro mayor de la tuerca y  $w_o$  es el factor de área mayor que define el paso correspondiente al tipo de cuerda.

$$\tau = \frac{F}{\pi d w_o p} \quad (2.31)$$

Para la obtención de los factores de seguridad  $N$  de los diferentes elementos relevantes se utilizó la siguiente ecuación.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2.32)$$

En donde,  $S_y$  es el esfuerzo de fluencia del material utilizado y  $\sigma$  es el esfuerzo al cual estará sometido el elemento.

## 2.5 Cálculo de desplazamientos

Los elementos A.1 y A.3 actúan como apoyo simple con carga central por lo que la fórmula de deformación máxima a la cuál estuvieron sometidos son las siguientes.

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{Fl^3}{48EI} \quad (2.33)$$

Donde  $F$  será la fuerza a la cuál estuvieron sometidos,  $l$  es el largo del elemento y  $E$  el módulo de elasticidad obtenido en la Tabla 2.1.

Por otro lado, la base inferior se comporta como una viga en apoyos simples con cargas idénticas, cuyo desplazamiento máximo se lo determinó mediante la siguiente fórmula.

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{Fa}{24EI} (4a^2 - 3l^2) \quad (2.34)$$

Donde  $a$  es la distancia entre el primer apoyo y la primera fuerza.

La última deformación analizada fue la palanca que se comporta como un voladizo con carga en un extremo, esta viene dado por la siguiente fórmula.

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{Fl^3}{3EI} \quad (2.35)$$

## 2.6 Diseño de soldadura

El tipo de soldadura aplicada en la máquina dobladora fue secundaria en la mayoría, debido a que experimenta pequeñas fuerzas, y es usada principalmente para mantener juntos los componentes de la máquina dobladora.

Se consideró una soldadura manual por arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW), para el cual se utilizó como electrodo, según la clasificación AWS, al electrodo para acero inoxidable **E-410NiMo-15**, cuyas características más importantes se encuentran en la Tabla 2.8.

**Tabla 2.8 Especificaciones del electrodo para acero inoxidable según la clasificación AWS: E-410NiMo-15 [21].**

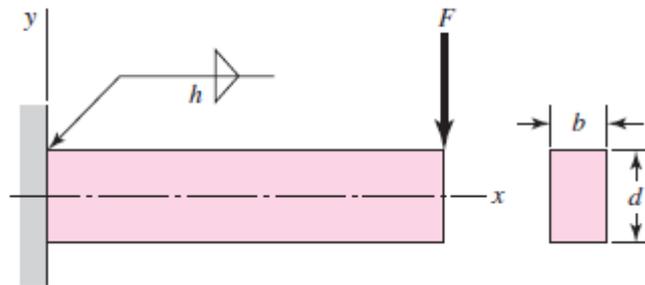
Composición química del metal depositado:				
C 0,04%; Mn 0,48%; Si 0,29%; P 0,019%; S 0,011%; Cr 11,5%; Ni 4,1%; Mo 0,48%				
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.4/A5.4M-06):				
Tratamiento Térmico	Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte			Requerimientos
610°C x 1 hr.	Resistencia a la tracción: 827 MPa Alargamiento en 50 mm: 17%			760 MPa 15%
Amperajes recomendados:				
Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Amperaje		Electrodos por kg aprox.
		Mín.	Máx.	
3.2	350	90	120	30

Según lo recomendado por el fabricante de electrodos **E-410NiMo-15**, para soldaduras por arco sumergido con materiales de espesor de **6 – 7 mm** se

recomienda la utilización de electrodo de diámetro **3.2 mm**. (Tabla B.3, Anexo B) [21].

Las ecuaciones planteadas para cada sección en la cual se aplicó soldadura se muestran a continuación para los casos de:

- Esfuerzo en uniones soldadas sujetas a flexión



**Figura 2.23 Voladizo soldado sujeta a flexión.**

El área de la garganta seleccionada fue la de un rectángulo de lados  $b$  y  $d$ , en la cual se seleccionó de la Tabla B.4 del Anexo B.

$$A = 1.414h(b + d) \quad (2.36)$$

Así mismo, se realizó el cálculo del segundo momento unitario del área y segundo momento del área respectivamente de la Tabla B.4, con base en el área de la garganta de la soldadura.

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad (2.37)$$

$$I = 0.707hI_u \quad (2.38)$$

Dado que la fuerza está aplicada en voladizo, la fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (2.39)$$

Donde  $A$  es el área total de la garganta.

Debido a que el momento  $M$  induce una componente de esfuerzo cortante en la garganta, el esfuerzo cortante nominal en la garganta es

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} \quad (2.40)$$

La ecuación de Pitágoras, mediante el primer y segundo cortante, representa la magnitud del cortante

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \quad (2.41)$$

El esfuerzo permisible por parte del electrodo **E-410NiMo-15**, según la Tabla B.5 del Anexo B se comparó con el resultado obtenido en la magnitud del cortante. Con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad es

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (2.42)$$

- Esfuerzo en uniones soldadas sujetas a tensión o compresión

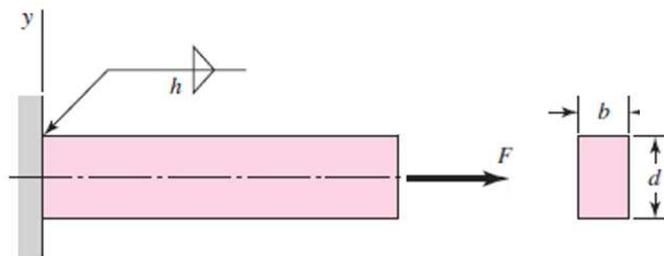


Figura 2.24 Voldadizo soldado sujeto a tensión.

De la Tabla B.6, la fuerza permisible por longitud unitaria de un electrodo de metal **E-410NiMo-15**, de soldadura es

$$F = 3.18l \quad (2.43)$$

Donde  $l$  representa la longitud total de la garganta

De la Tabla B.4 del Anexo B, de donde  $S_y = 1482 \text{ MPa}$ , el esfuerzo de tensión permisible de la unión es

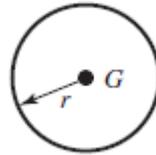
$$\sigma_{perm} = 0.6S_y \quad (2.44)$$

El esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión es

$$\sigma = \frac{F}{tl} \quad (2.45)$$

Donde  $t$  es el espesor de la placa a soldar.

Se realizó el mismo análisis de esfuerzo en uniones soldadas sujetas a tensión/compresión para todos los elementos cilíndricos, con la diferencia de la geometría del cordón de soldadura, la cual fue circular de radio  $r$ , tal y como se muestra en la Figura 2.25.



**Figura 2.25 Contorno de soldadura circular.**

### 2.6.1 Análisis por elementos finitos

Se realizó la simulación de las partes más críticas de la máquina dobladora, tales como los elementos de la base superior, base inferior y el marco de la estructura. Para ello se hizo un análisis de elementos finitos mediante el software ANSYS Workbench.

**Tabla 2.9 Números de nodos y elementos para la simulación de los elementos A. 1, A. 3, base inferior y marco de la estructura.**

	<b>N° nodos</b>	<b>N° elementos</b>
Elemento <b>A. 1</b>	17898	3082
Elemento <b>A. 3</b>	24360	3448
Base inferior	24816	3515
Marco de la estructura y nervio	28211	4018

Primero se escogió un análisis Transient Structural (estructural transiente), para el cual se agregó como nuevo material el acero inoxidable AISI 420, luego se seleccionó el elemento a analizar en Geometry (Geometría). A continuación, se entró a la pestaña Model (Modelo) y se agregaron las condiciones iniciales tales como fuerzas y soportes fijos, se ejecutó el mallado con una relevancia de 80% y números de nodos y elementos como

se muestran en la Tabla 2.9. Posteriormente, en la pestaña de Solutions (Soluciones), se seleccionó deformación y esfuerzo de Von-Mises. Finalmente, se analizó los resultados obtenidos, como se muestran en el Capítulo 3.

## 2.7 Especificaciones técnicas: Dimensionamiento final y diseño definitivo

En la Figura 2.26 se puede observar el diseño CAD definitivo de la máquina dobladora de placas. Este diseño consta con el marco de la estructura, los nervios, cada uno de los elementos de la base superior (A. 1, A. 2 y A. 3), la base inferior, los cilindros guías que permitirán el movimiento de la base superior, y el sistema de transmisión de fuerza. El dimensionamiento final se lo puede observar en los planos ubicados en Anexos D.

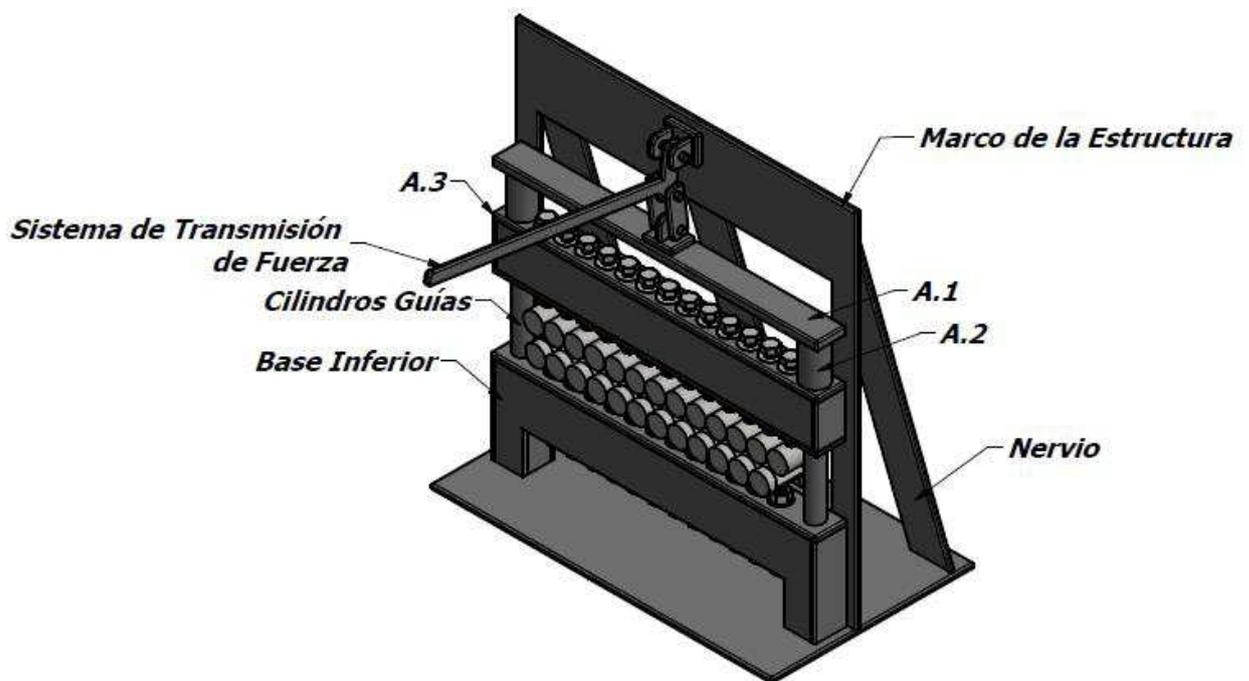


Figura 2.26 Vista isométrica de la máquina dobladora de placas de fijación.

# CAPÍTULO 3

## 3 RESULTADOS Y ANÁLISIS

El desarrollo de los cálculos respectivos se los puede observar en la sección ANEXO A.

### 3.1 Cálculos para la fuerza aplicada para el sistema de transmisión de fuerza

#### 3.1.1 Palanca

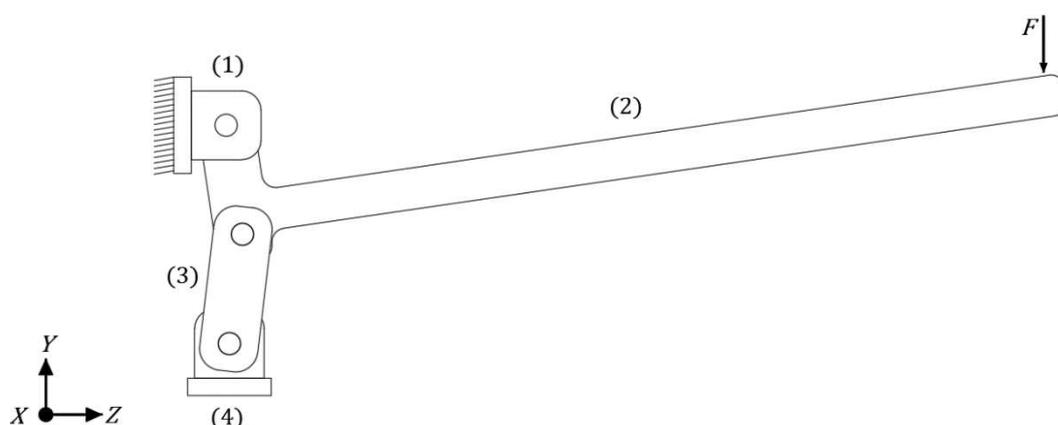
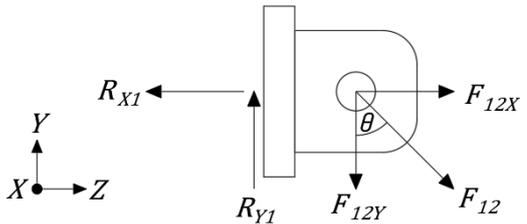
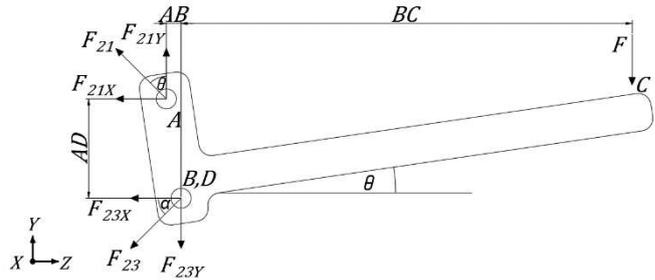
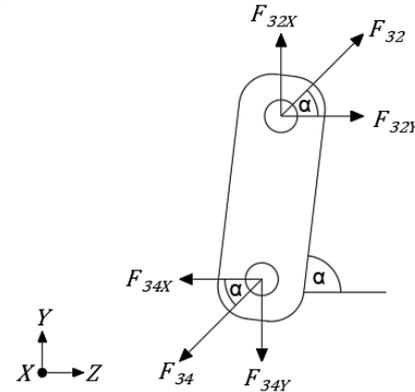
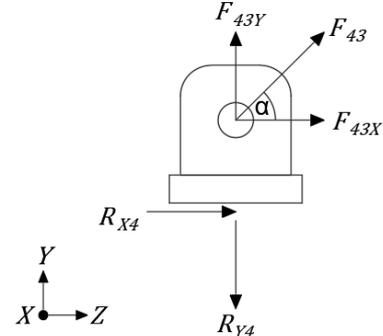


Figura 2.5 Sistema de transmisión de fuerza de la palanca.

Del análisis de carga realizado mediante los diagramas de cuerpo libre de cada elemento del sistema de transmisión de fuerza de la palanca, se obtuvo que la fuerza necesaria para doblar la placa de fijación fue de **243 N**. La Tabla 3.1 muestra los resultados de cada una de las fuerzas a las que está sometida cada elemento. Dichos cálculos se encuentran en la sección de Anexos A.

Tabla 3.1 Datos utilizados y resultados del análisis de carga del sistema de transmisión de fuerza de la palanca.

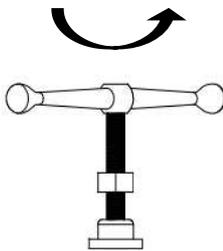
Datos utilizados	
$R_{Y4}$	7000 N
AB	$5.82 \times 10^{-3} m$
AC	0.30 m
AD	$3.96 \times 10^{-2} m$

<b>Resultados</b>	
 <p><b>Figura 2.6</b></p>	$R_{X1} = 1065.67 \text{ N}$ $R_{Y1} = 7242.37 \text{ N}$
 <p><b>Figura 2.7</b></p>	$F = 242.37 \text{ N}$ $F_{12} = F_{21} = 7320.35 \text{ N}$
 <p><b>Figura 2.8</b></p>	$F_{23} = F_{32} = 7048.26 \text{ N}$ $F_{34} = F_{43} = 7048.26 \text{ N}$
 <p><b>Figura 2.9</b></p>	$R_{X4} = 823.42 \text{ N}$

### 3.1.2 Tornillo de potencia y volante

El momento necesario para mover la carga requerida de **7000 N**, que es la fuerza con la que se dobla la placa de fijación, fue de **11.5 Nm**, como se muestra en la Tabla 3.2. En el Anexo A, se encuentran los cálculos realizados del sistema de transmisión de fuerza del tornillo de potencia y volante.

**Tabla 3.2 Datos y resultados del análisis de carga del sistema de transmisión de fuerza del tornillo de potencia y volante.**

Datos		
$F$		7000 N
$\mu$		0.15
$k$		2
$S_y$		206 MPa
Resultados		
Fuerza para elevar la carga	$F_e$	1979.58 N
 <p>Figura 2.11</p>	$T_{S_u}$	11.5 Nm

## 3.2 Análisis de Cargas

A continuación, se presentan los datos y resultados de cada uno de los análisis de cargas correspondiente a los elementos de la dobladora de placas siendo el momento máximo de **630 Nm** correspondiente a los elementos **A. 1** y **A. 2**.

### 3.2.1 Análisis de elementos de base superior e inferior

En la tabla 3.3 se presentan los datos y resultados de los análisis de cargas realizados a cada uno de los elementos de la base superior e inferior.

**Tabla 3.3 Datos y resultados de análisis de cargas de la base superior e inferior.**

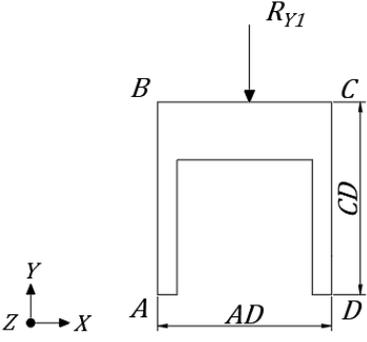
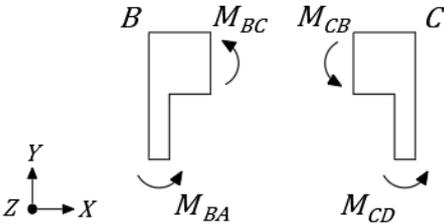
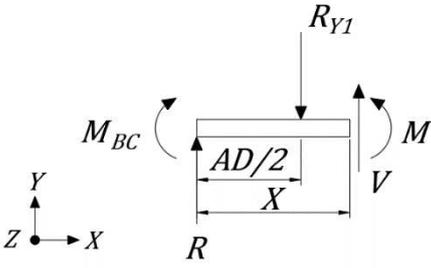
Datos		
$R$		7000 N
$FG$		180 mm
$FH$		360 mm
$FJ$		42.5 mm
Resultados		
Elemento A.1	$R_{A11}$	3500 N
	$R_{A12}$	3500 N
	$M$	630 Nm
Elemento A.3	$R_{A31}$	3500 N
	$R_{A32}$	3500 N
	$M$	630 Nm
Elemento Base Inferior	$R_{B1}$	3500 N
	$R_{B2}$	3500 N
	$M$	148.75 Nm

### 3.2.2 Análisis del marco de la estructura

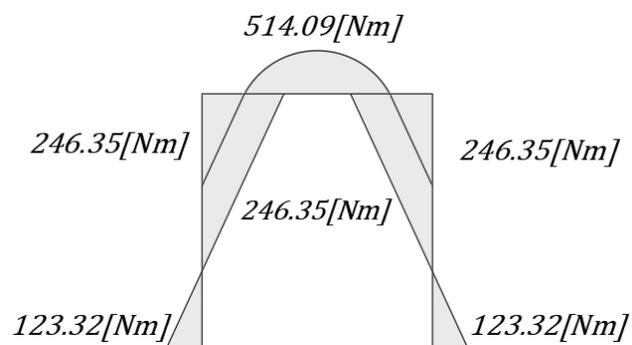
Del análisis de momentos realizados en el marco de la estructura de la máquina dobladora de placas, se obtuvo que el máximo momento presentado, se dio entre los extremos  $BC$ , siendo de **514.09 Nm**, dato que se utilizó para el cálculo de esfuerzos y factor de seguridad, presentado en el resultado de esfuerzos de la sección 3.3. En la Tabla 3.4 se observan también los momentos con respecto a cada claro.

**Tabla 3.4 Datos y resultados del análisis del marco de la estructura.**

Datos	
$R_{Y1}$	7242.37 N
$AD$	420 mm
$CD$	456 mm
Resultados	

 <p style="text-align: center;"><b>Figura 2.15</b></p>	$(FEM)_{BC} = -380 \text{ Nm}$ $(FEM)_{CB} = 380 \text{ Nm}$
 <p style="text-align: center;"><b>Figura 2.16</b></p>	$M_{AB} = 123.32 \text{ Nm}$ $M_{BA} = 246.35 \text{ Nm}$ $M_{BC} = -246.35 \text{ Nm}$ $M_{CB} = 246.35 \text{ Nm}$ $M_{CD} = -246.35 \text{ Nm}$ $M_{DC} = -123.32 \text{ Nm}$
 <p style="text-align: center;"><b>Figura 2.17</b></p>	$M = 514.09 \text{ Nm}$

La Figura 3.1 muestra el diagrama de momentos total del marco de la estructura, en donde se puede observar todos los momentos obtenidos con respecto a los claros fijos *A*, *B*, *C* y *D*.



**Figura 3.1 Diagrama de momentos del marco de la estructura.**

### 3.2.3 Análisis de cargas del nervio

En la Tabla 3.5 se presentó los datos y resultados del análisis de carga correspondiente a los nervios dando como resultado un momento de  $239.72 Nm$  al cuál estarán sometido cada uno de ellos.

**Tabla 3.5 Datos y resultados del análisis de cargas del nervio.**

Datos	
$R_{Y1}$	7242.36 N
$R_{Z1}$	1065.67 N
$AB$	121mm
$BC$	430 mm
Resultados	
$M_1$	152.75 Nm
$M_2$	292.21 Nm
$M_z$	329.72 Nm

### 3.3 Análisis de Esfuerzos

Los resultados de esfuerzos obtenidos en los elementos de la base superior e inferior, así como del nervio, la palanca y el marco de la estructura se observan en la Tabla 3.6. El mayor esfuerzo obtenido fue del nervio, mientras que en el elemento **A. 2** se obtuvo el menor esfuerzo.

**Tabla 3.6 Datos y resultados del análisis de esfuerzos para los elementos de la base superior, base inferior, nervio, palanca y marco de la estructura.**

Datos		
Material	$S_y$	1482 MPa
Elemento A.1	$M$	630 Nm
	$b$	36 mm
	$h$	11 mm
	$c$	5.50 mm
Elemento A.2	$F$	3500 N
	$A$	$3.29 \times 10^{-4} m^2$
Elemento A.3	$M$	630 Nm
	$B$	36 mm
	$H$	65 mm

	<i>c</i>	32.5 mm
	<i>b</i>	23.3 mm
	<i>h</i>	52.3 mm
	<i>d</i>	23 mm
Elemento Base Inferior	<i>M</i>	149 N
	<i>B</i>	40 mm
	<i>H</i>	65 mm
	<i>c</i>	32.5 mm
	<i>b</i>	27.3 mm
	<i>h</i>	52.3 mm
Elemento Nervio	<i>d</i>	23 mm
	<i>M</i>	329.72 Nm
	<i>b</i>	50 mm
	<i>h</i>	6.35 mm
Elemento Palanca	<i>c</i>	3.175 mm
	<i>M</i>	142.1 Nm
	<i>b</i>	6.35 mm
	<i>h</i>	15 mm
Marco de la Estructura	<i>c</i>	7.5 mm
	<i>M</i>	514.09 N
	<i>b</i>	6.35 mm
	<i>h</i>	89.65 mm
<b>Resultados</b>		
Elemento A.1	<i>I</i>	$3,99 \times 10^{-9} m^4$
	$\sigma$	<b>867.77 MPa</b>
	<i>n</i>	1.7
Elemento A.2	$\sigma$	<b>17.83 MPa</b>
	<i>n</i>	83.1
Elemento A.3	<i>I</i>	$2.94 \times 10^{-7} m^4$
	$\sigma$	<b>146.28 MPa</b>
	<i>n</i>	10.1
Elemento Base Inferior	<i>I</i>	$3.38 \times 10^{-7} m^4$
	$\sigma$	<b>30.11 MPa</b>
	<i>n</i>	49.2
Elemento Nervio	<i>I</i>	$1.07 \times 10^{-9} m^4$
	$\sigma$	<b>981.25 MPa</b>
	<i>n</i>	1.5
Elemento Palanca	<i>I</i>	$1.79 \times 10^{-9} m^4$
	$\sigma$	<b>596.74 MPa</b>
	<i>n</i>	2.5

Marco de la estructura	<b>I</b>	$3.81 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
	<b><math>\sigma</math></b>	<b>60.44 MPa</b>
	<b>n</b>	24.5

### 3.3.1 Esfuerzos en pernos y tuerca de ajuste del identador

Se utilizó un perno M10 para el identador. En la Tabla 3.7 se pueden observar los resultados del esfuerzo de compresión y cortante para el perno y la tuerca de ajuste.

**Tabla 3.7 Datos y resultados para el análisis de esfuerzos en pernos y tuercas de ajuste del identador.**

<b>Datos</b>		
Diámetro	<b>d</b>	10 mm
Paso	<b>p</b>	1.5 mm
Diámetro de raíz	<b>d<sub>r</sub></b>	8.16 mm
Diámetro de paso	<b>d<sub>p</sub></b>	9.03 mm
Factor de diámetro menor que define el paso en cuerda ACME	<b>w<sub>i</sub></b>	0.77
Factor de diámetro mayor que define el paso en cuerda ACME	<b>w<sub>o</sub></b>	0.63
<b>Resultados</b>		
Área de compresión	<b>A<sub>c</sub></b>	58 mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de compresión	<b><math>\sigma_c</math></b>	<b>120.70 MPa</b>
Esfuerzo cortante en pernos de ajuste	<b><math>\tau</math></b>	<b>236.42 MPa</b>
Esfuerzo cortante en tuerca de seguridad	<b><math>\tau</math></b>	<b>235.79 MPa</b>

### 3.4 Cálculo de desplazamientos

A continuación, se detallan los resultados de desplazamientos de cada uno de los elementos de la dobladora de placas. Como se observa en la Tabla 3.8 el mayor desplazamiento fue de **11.2 mm** correspondiente a la palanca.

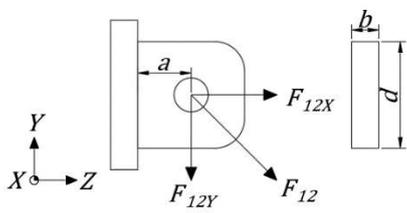
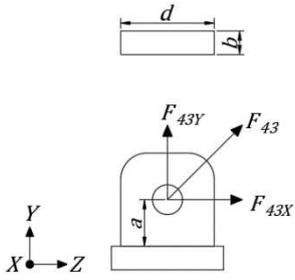
**Tabla 3.8 Datos y resultados del cálculo de desplazamientos máximos en los elementos de la base superior, base inferior y palanca.**

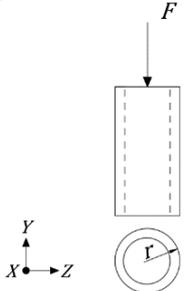
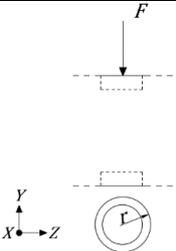
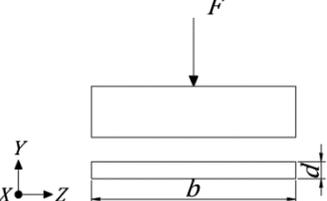
<b>Datos</b>		
Material	<i>E</i>	200 <i>GPa</i>
Elemento A.1	<i>F</i>	7000 <i>N</i>
	<i>l</i>	0.36 <i>m</i>
	<i>I</i>	$3,99 \times 10^{-9} \text{ m}^4$
Elemento A.3	<i>F</i>	7000 <i>N</i>
	<i>l</i>	0.36 <i>m</i>
	<i>I</i>	$2,94 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
Elemento Base Inferior	<i>F</i>	3500 <i>N</i>
	<i>l</i>	0.36 <i>m</i>
	<i>I</i>	$3,38 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
	<i>a</i>	42.5 <i>mm</i>
Elemento Palanca	<i>F</i>	490 <i>N</i>
	<i>l</i>	0.29 <i>m</i>
	<i>I</i>	$1,78 \times 10^{-9} \text{ m}^4$
<b>Resultados</b>		
Elemento A.1	$y_{\text{máx}}$	8.5 <i>mm</i>
Elemento A.3	$y_{\text{máx}}$	0.12 <i>mm</i>
Elemento Base Inferior	$y_{\text{máx}}$	0.035 <i>mm</i>
Elemento Palanca	$y_{\text{máx}}$	11.2 <i>mm</i>

### 3.5 Soldadura

Siguiendo los criterios de soldadura, mediante las ecuaciones planteadas en el capítulo 2, se obtuvo los resultados de la Tabla 3.9. El elemento 1 soporta un mayor esfuerzo cortante sometido a flexión, esto se debe a que la carga vertical a la que estuvo sometida fue de **7242.37 N**, más grande en comparación a las otras fuerzas.

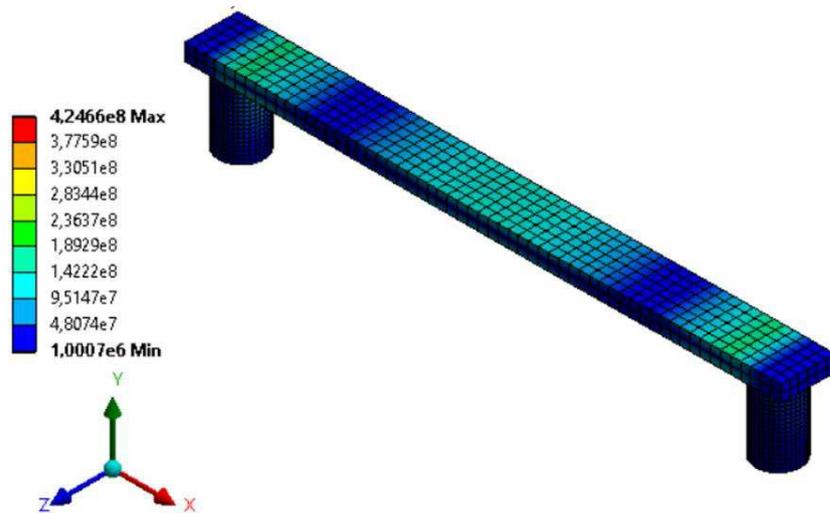
**Tabla 3.9 Datos y resultados de la soldadura aplicada en la máquina dobladora.**

<b>Datos</b>		
Tamaño de la soldadura	<b><i>h</i></b>	3.175 mm
Elementos 1 y 2	<b><i>a</i></b>	125 mm
	<b><i>b</i></b>	6.35 mm
	<b><i>d</i></b>	25 mm
Elemento 3	<b><i>r</i></b>	15 mm
	<b><i>F</i></b>	3500 N
Elemento 4	<b><i>r</i></b>	11.5 mm
	<b><i>F</i></b>	7000 N
Elemento 5	<b><i>b</i></b>	36 mm
	<b><i>d</i></b>	400 mm
	<b><i>F</i></b>	7000 N
<b>Resultados</b>		
<b>Elemento 1</b>		
 <p><b>Figura 3.2 Elemento 1 de soldadura.</b></p>	Área de la garganta	$A = 1.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
	Segundo momento unitario del área	$I_u = 4.59 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
	Segundo momento del área	$I = 1.03 \times 10^{-8} \text{ m}^4$
	Cortante primario	$\tau' = 45.61 \text{ MPa}$
	Cortante secundario	$\tau'' = 97.38 \text{ MPa}$
	Cortante total a flexión	$\tau = 107.53 \text{ MPa}$
	Esfuerzo cortante permisible	$\tau_{perm} = 248.21 \text{ MPa}$
	Factor de seguridad	$n = 3.5$
	Longitud de la soldadura	$l = 62.70 \text{ mm}$
	Fuerza unitaria/longitud permisible	$F = 34917.84 \text{ N}$
	Esfuerzo de tensión	$\sigma = 2.68 \text{ MPa}$
	Esfuerzo permisible a tensión	$\sigma_{perm} = 889.2 \text{ MPa}$
<b>Elemento 2</b>		
 <p><b>Figura 3.3 Elemento 2 de soldadura.</b></p>	Longitud de la soldadura	$l = 62.7 \text{ mm}$
	Fuerza permisible	$F = 34917.84 \text{ N}$
	Esfuerzo de tensión	$\sigma = 17.58 \text{ MPa}$
	Esfuerzo permisible a tensión	$\sigma_{perm} = 889.2 \text{ MPa}$

Elemento 3		
 <p>Figura 3.4 Elemento 3 de soldadura.</p>	Longitud de la soldadura	$l = 94.24 \text{ mm}$
	Fuerza permisible	$F = 52486.90 \text{ N}$
	Esfuerzo de tensión	$\sigma = 5.85 \text{ MPa}$
	Esfuerzo permisible a tensión	$\sigma_{perm} = 889.2 \text{ MPa}$
Elemento 4		
 <p>Figura 3.5 Elemento 4 de soldadura.</p>	Longitud de la soldadura	$l = 72.26 \text{ mm}$
	Fuerza permisible	$F = 40239.96 \text{ N}$
	Esfuerzo de tensión	$\sigma = 15.26 \text{ MPa}$
	Esfuerzo permisible a tensión	$\sigma_{perm} = 889.2 \text{ MPa}$
Elemento 5		
 <p>Figura 3.6 Elemento 5 de soldadura.</p>	Longitud de la soldadura	$l = 872 \text{ mm}$
	Fuerza unitaria/longitud permisible	$F = 485619.71 \text{ N}$
	Esfuerzo de tensión	$\sigma = 1.26 \text{ MPa}$
	Esfuerzo permisible a tensión	$\sigma_{perm} = 889.2 \text{ MPa}$

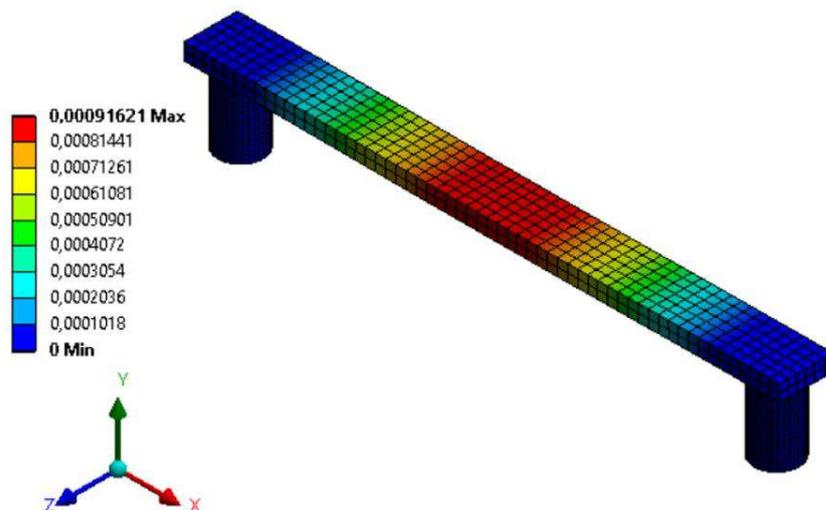
### 3.6 Análisis por elementos finitos

Una vez realizado los cálculos se procedió a obtener los resultados del análisis de elementos finitos. En la Figura 3.7 se observa que el valor máximo de esfuerzo corresponde a **236 MPa** en el elemento **A. 1** y **189 MPa** en el centro de este mismo elemento.



**Figura 3.7 Diagrama de esfuerzos por elementos finitos correspondiente a los elementos A. 1 y A. 2 de la dobladora de placas.**

La Figura 3.8 presentó los desplazamientos del elemento A. 1 y A. 2 siendo el máximo de magnitud **0.9 mm** correspondiente a la parte central del elemento A. 1.



**Figura 3.8 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente a los elementos A. 1 y A. 2 de la dobladora de placas.**

Se desarrolló el análisis de elementos finitos correspondiente al elemento A. 3, cuyo mayor esfuerzo al cual estará sometido fue de **106 MPa** en los concentradores de esfuerzos cilíndricos. (ver Figura 3.9)

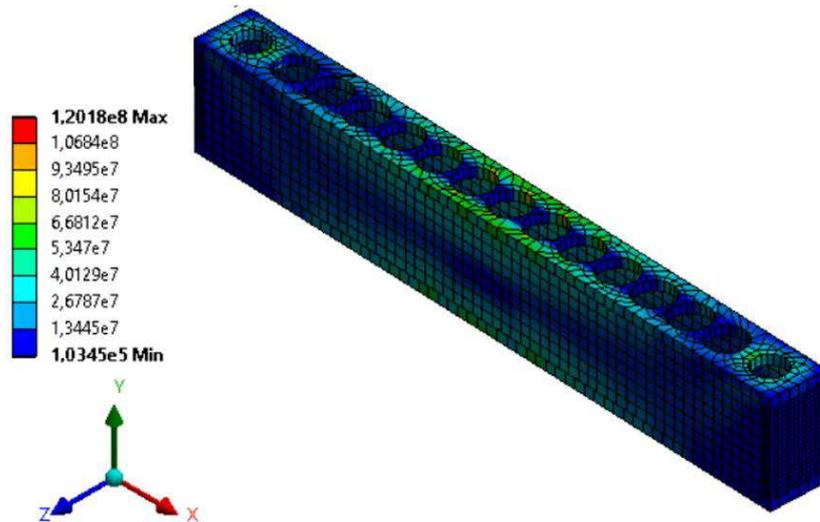


Figura 3.9 Diagrama de esfuerzo por elementos finitos correspondiente al elemento A.3 de la dobladora de placas.

De igual manera se obtuvo el desplazamiento máximo siendo este de **0.1 mm** en los extremos del elemento como se observa en la Figura 3.10.

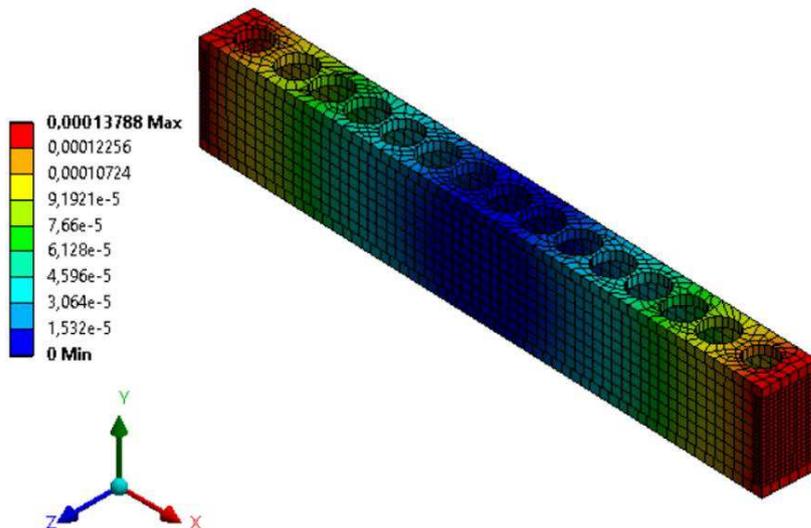
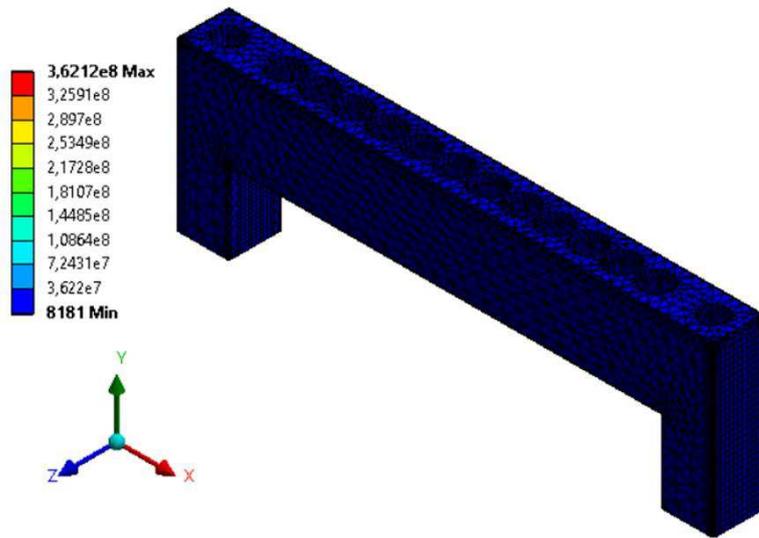


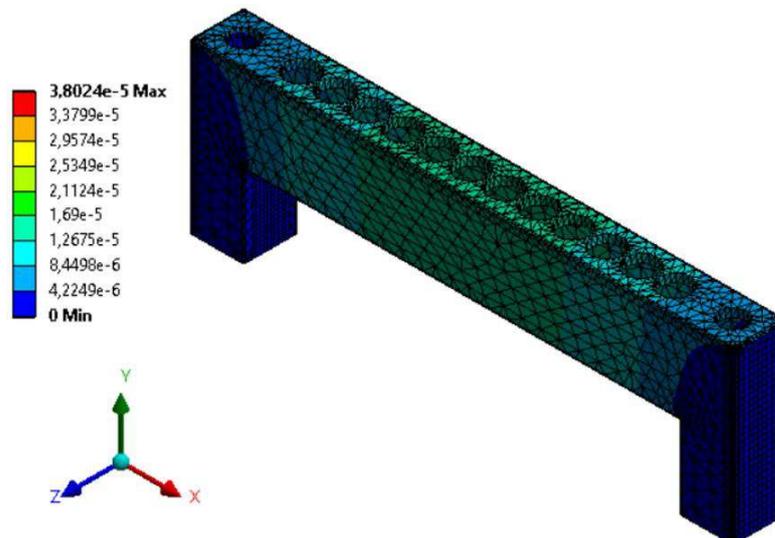
Figura 3.10 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente al elemento A.3 de la dobladora de placas.

En la Figura 3.11 se obtuvo un esfuerzo máximo de **36 MPa**, pero se observa que todo el elemento está sometido a **8.18 kPa**, por lo que se lo considera despreciable.



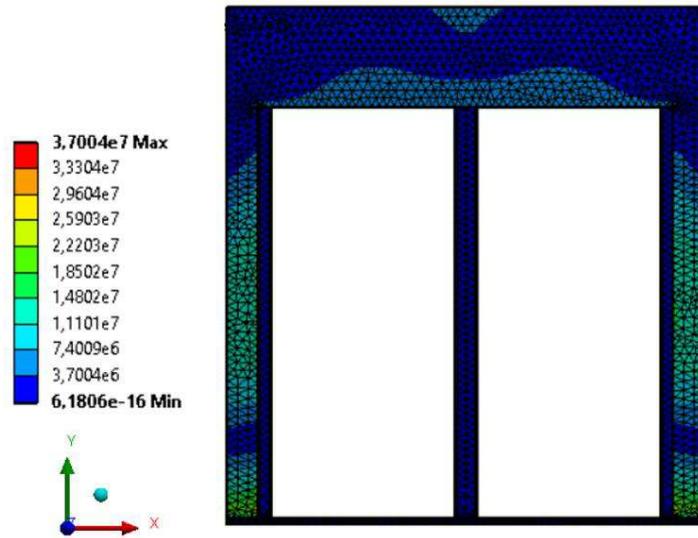
**Figura 3.11 Diagrama de esfuerzo por elementos finitos correspondiente a la base inferior de la dobladora de placas.**

La Figura 3.12 muestra el valor máximo de desplazamiento en la base inferior siendo este de magnitud **0.025 mm** correspondiente a la parte central del elemento.



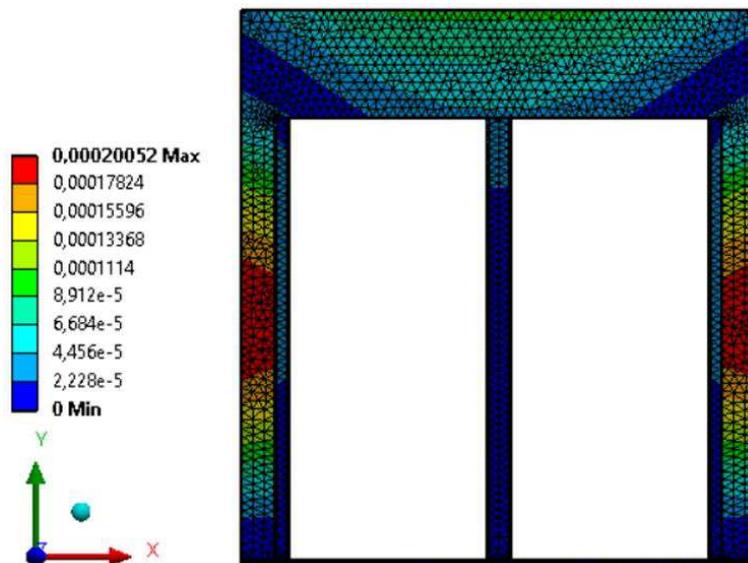
**Figura 3.12 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente a la base inferior de la dobladora de placas.**

De la Figura 3.13 se obtuvo el mayor esfuerzo de **22.2 MPa** al cual estará sometido en las columnas del marco de la estructura.



**Figura 3.13 Diagrama de esfuerzo por elementos finitos correspondiente al marco de la estructura y nervio de la dobladora de placas.**

En la Figura 3.14 se pudo observar la deformación máxima que experimenta el soporte el cuál se da en las columnas siendo esta de **0.2 mm** de magnitud.



**Figura 3.14 Diagrama de desplazamientos por elementos finitos correspondiente al marco de la estructura y nervio de la dobladora de placas.**

Un resumen de los resultados, de esfuerzo y deformación máxima, obtenidos mediante la simulación en base al criterio de elementos finitos se muestra en la Tabla 3.10.

**Tabla 3.10 Esfuerzos y desplazamientos máximos de los elementos A. 1, A. 2, base inferior y el marco de la estructura y nervio.**

Elemento	Esfuerzo/Desplazamiento	Valor máximo
A. 1 y A. 2	$\sigma$	236 MPa
	$y$	0.09 mm
A. 3	$\sigma$	106 MPa
	$y$	0.1 mm
Base inferior	$\sigma$	36 MPa
	$y$	0.025 mm
Marco de la estructura y nervio	$y$	0.2 mm
	$\sigma$	22.2 MPa

### 3.7 Análisis de Costos

Para la estimación de costos se realizaron diferentes cotizaciones para el acero inoxidable AISI 420 y los electrodos **E410NiMo-15**; estos materiales se los encontró en Ivan Bohman e Indura respectivamente. En la Tabla 3.11 se muestra en detalle precio por peso de los diferentes materiales.

**Tabla 3.11 Estimación de costos de materiales requeridos para la elaboración del proyecto.**

Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario (\$)	Costo
<b>Acero Inoxidable AISI 420</b>	28,051	Kg	\$ 21,30	\$ 597,49
<b>Electrodos E410 NiMo 15</b>	4	kg	\$ 7,00	\$ 28,00
<b>Subtotal</b>				\$ 625,49
<b>Total Incluido IVA 12%</b>				\$ 75,06
<b>Total</b>				\$ 700,54

La Tabla 3.12 muestra el costo total estimado del proyecto, siendo este de \$ 1572. El costo del mecanizado se lo obtuvo mediante una cotización realizada por la

empresa Jonny Castro O. (Mecánico Industrial) especializada en mecanizado de piezas.

**Tabla 3.12 Costo total estimado del proyecto**

<b>Materiales</b>	\$ 625,49
<b>Costo Mecanizado</b>	\$ 650,00
<b>Costo Estimado</b>	\$ 1.275,49
<b>Contingencia 10%</b>	\$ 127,55
<b>Subtotal</b>	\$ 1.403,03
<b>IVA 12%</b>	\$ 168,36
<b>Costo Total</b>	\$ 1.571,40

# CAPÍTULO 4

## 4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Discusión

En la Tabla 3.1 se pueden observar los cálculos obtenidos del desarrollo de la palanca, obteniendo como resultado una fuerza de **242.37 N**. Por otro lado, en la Tabla 3.2, la fuerza requerida para doblar la placa mediante el tornillo de potencia y volantes dio como resultado **1979.58 N**. Realizadas la matriz de decisión para el sistema de transmisión de fuerza, se determinó que la mejor opción fue la palanca.

Se realizó los análisis de cargas para obtener los momentos que se generarán mediante la aplicación de cada una de estas fuerzas en los componentes respectivos. Se requirió calcular los momentos debido a que son los que permiten la generación de esfuerzos en los elementos. En la Tabla 3.3 se muestran los resultados de momentos con respecto a la base superior y base inferior, siendo el mayor de estos momentos en los elementos **A.1** y **A.3** correspondiente a la base superior. En la Tabla 3.4 se tiene los momentos resultantes en cada una de las partes del marco siendo posible su visualización en la Figura 3.1. De esta manera se puede observar que el mayor momento se aplicará en el centro del marco con un valor de **514.09 Nm**. Por último, se determinó el momento al cual estará sometido el nervio siendo este de **329.72 Nm** como se puede observar en la Tabla 3.5.

Realizado los cálculos de esfuerzos respectivos a los elementos relevantes se logró determinar, mediante análisis, que los elementos no excederán el esfuerzo de fluencia del material al estar sometido a la fuerza correspondiente. Esto se puede percibir en la Tabla 3.6, donde se muestra los esfuerzos de cada uno de los componentes. Los elementos los cuales estarán sometidos a mayor esfuerzo son **A.1** y el nervio. El elemento **A.1** estará sometido a un esfuerzo de **867.77 MPa** y el nervio a **924.74 MPa**. La resistencia a la fluencia del acero inoxidable AISI 420 es de **1482 MPa** por lo que los componentes no excederán este valor permitiendo una deformación elástica. Además, se obtienen factores de seguridad de 1.7 y 1.5 correspondiente al elemento **A.1** y nervio, respectivamente. Debido a estos

resultados se determinó que no se producirá falla en alguno de estos componentes. Se calcularon los esfuerzos a los cuáles estará sometidos los pernos de ajuste y tuercas de los identadores, mostrados en la Tabla 3.7. Los valores máximos corresponden a los esfuerzos cortantes, siendo el mayor el de los pernos de ajuste con **236.42 MPa**, seguido por el de la tuerca de seguridad con **235.79 MPa**.

En la Tabla 3.8 se observó los valores de desplazamientos en los componentes más relevantes. Los elementos que tienen mayor desplazamiento son la palanca y el elemento **A.1**. El desplazamiento de la palanca será de **11.5 mm** y del elemento **A.1** de **8.5 mm**. Estos elementos sufrirán mayor desplazamiento debido a que están sometidos a una carga grande para su área transversal respectiva. Sin embargo, volverán a su estado inicial una vez que se deje de aplicar la fuerza debido a que, como se pudo observar mediante el desarrollo de los esfuerzos, ninguno de estos excederá el esfuerzo de fluencia respectivo.

Con respecto al diseño de soldadura en la Tabla 3.9 se puede observar cada uno de los esfuerzos a los cuales estará sometida los distintos tipos de soldadura. La soldadura que soportará el mayor esfuerzo será el del elemento 1 que corresponde a la unión del marco con respecto al elemento de soporte de la palanca. El esfuerzo cortante, sometido a flexión, correspondiente a esta unión es de **107.53 MPa**. Ya que el valor de cortante permisible es de **248.21 MPa**, se puede decir que la soldadura tiene un coeficiente de seguridad de **3.5**.

A pesar de que, los resultados por análisis de elementos finitos de ciertos elementos no son similares con respecto a los cálculos desarrollados, en las dos se llega a una misma conclusión. Esta nos indica que no existirá falla en los componentes de la máquina dobladora al aplicar la fuerza para permitir el doblado de la placa. La diferencia entre ciertos valores de esfuerzos y desplazamientos realizados puede ser debido a que al calcular los esfuerzos por cada elemento separado se está considerando una situación crítica en la cual cada uno de estos está soportando toda la carga correspondiente. Sin embargo, en la realidad, estos esfuerzos se distribuirán permitiendo el desplazamiento de todo este conjunto para

realizar el doblado de la placa cuya resistencia a la fluencia es de una menor magnitud.

Mediante la utilización de la dobladora de placas se espera reducir los esfuerzos que realiza el doctor para doblar las placas de fijación. Las herramientas actuales utilizadas para el doblado de las placas de fijación, como se pudo conocer anteriormente, son las grifas, alicates y prensa de mesa. La utilización de estos elementos requiere que el doctor realice varias iteraciones para realizar el doblado correspondiente en la placa, utilizando la mayor fuerza proveniente del usuario para la realización de esta. Otra de las ventajas, que el empleo de la dobladora de placas puede generar, es la reducción en número de iteraciones para obtener la forma de superficie anatómica del hueso del paciente, protegiendo las propiedades mecánicas del material de la placa. De igual manera se espera que la exactitud obtenida en el doblado de la placa de fijación aumente con respecto a la que existe hoy en día, ya que en ocasiones esta depende en la habilidad del usuario.

Las desventajas de este diseño son dos, el costo y el peso. El costo de manufactura de la máquina dobladora de placas puede ser elevado con respecto a los valores que puede representar la adquisición de los instrumentos de doblado en la actualidad. Sin embargo, este factor queda en segundo plano cuando se considera los beneficios que este generará como lo son la disminución de iteraciones para el doblado de la placa. De esta manera disminuye el tiempo en el que el hueso del paciente estará expuesto reduciendo los posibles riesgos para su salud. El otro factor que puede ser considerado como desventaja es el peso con respecto a los instrumentos existentes. Este puede considerarse como desventaja al momento de traslado de la máquina al quirófano. Sin embargo, existen mesas quirúrgicas rodantes en las cuáles la máquina puede ser trasladado para la facilitación de la esterilización de este.

Ciertas mejoras que se podrían realizar al diseño es cambiar el material de los componentes cuyos valores de factores de seguridad sean mayores a 5. Esto para

reducir costos en el proceso de construcción, siempre y cuando cumplan con los requisitos para el ingreso a la sala de operaciones y el proceso de esterilización.

En la actualidad no existen trabajos realizados semejantes a un proceso de doblado de placas de fijación. Sin embargo, se encontró un dispositivo de flexión de varilla ajustable cuya función es doblar una varilla espinal correctiva. Las varillas se utilizan en operaciones quirúrgicas para corregir las curvaturas lumbares del cuerpo humano. Este trabajo fue realizado por Ruey-Mo Lin, Rong-Shean Lee y Ying-Ming Huang cuyo trabajo está registrado bajo la patente correspondiente a **US6035691A** [22].

## 4.2 Conclusiones

- El procedimiento actual utilizado por los médicos consume mucho tiempo y es inexacto debido a la diferente anatomía de los huesos presentada en cada paciente. De este modo, la necesidad de una máquina que evite el doblado iterativo de las placas de fijación dentro del quirófano es sustancial.
- La máquina diseñada debe ser de fácil uso para los doctores, por este motivo, la palanca se la escogió como sistema de transmisión de fuerza debido a su facilidad de aplicación para doblar la placa de fijación.
- Dentro del quirófano se requiere que los materiales de los implementos y/o máquinas a utilizar sean de acero inoxidable, por lo que el material seleccionado de la máquina dobladora de placas y principalmente de los indentadores fue de acero inoxidable AISI 420, por sus excelentes propiedades mecánicas.
- Un diseño CAD fue realizado en Autodesk Inventor y evaluado utilizando la teoría de elementos finitos (FEA) en ANSYS Workbench. Se realizaron dos simulaciones; en la primera se obtuvo la fuerza que requieren los indentadores para doblar la placa de fijación y en la segunda simulación, se obtuvo el esfuerzo de Von Mises y el desplazamiento de los elementos más críticos de la máquina tales como la base superior, base inferior y el marco de la estructura.
- El proceso de soldadura seleccionada para la máquina dobladora fue SMAW con un electrodo de acero inoxidable. Se consideró que todas las soldaduras sean continuas por estética y además para prevenir nichos de contaminación cuando esté en funcionamiento dentro del quirófano por contacto con fluidos del cuerpo humano, además que ayuda en la esterilización.
- Mediante el cálculo de los esfuerzos de las partes más relevantes de la máquina dobladora, se determinó que estos no sobrepasan el límite elástico y

por ende no se deformarán ni presentarán fallas ya que no superan el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable AISI 420.

- El costo para la realización de la máquina es un poco exuberante debido a la adquisición de los materiales, pero este costo queda en segundo plano ya que se justifica la implementación de la máquina en que el tiempo de operación dentro del quirófano disminuirá y por ende el tiempo en que el paciente esté expuesto también, siendo de esta manera muy beneficioso para su salud.

### 4.3 Recomendaciones

- Se recomienda usar solo los identadores necesarios para generar la curvatura deseada de la placa de fijación, recordando que, para un doblado sencillo, se requieren tres identadores, uno superior y dos inferiores.
- Dado que antes de realizar una curvatura con la máquina dobladora, se tiene conocimiento sobre los tipos de placas que pueden ser usadas en la intervención quirúrgica, se recomienda ajustar la altura de los identadores, *a priori*, basándose en los posibles tipos de placas, de tal modo que el tiempo en el que el paciente estará expuesto dentro del quirófano, pueda ser reducido.
- Puesto que para los elementos **A. 2**, el marco de la estructura y la base inferior de la máquina dobladora, el cálculo de sus esfuerzos dio como resultado valores casi despreciables en comparación con el esfuerzo de fluencia y resistencia última del acero inoxidable AISI 420, se sugiere cambiar el material para disminuir costos de la máquina por materiales y evitar un sobredimensionamiento de la máquina.
- Para futuros trabajos de investigación que traten sobre el doblado de placas de fijación, se invita a diseñar la máquina dobladora basándose en un tipo especial de placas de fijación, como las usadas en operaciones maxilofaciales, debido a que de esta manera se pueda reducir el tamaño de la máquina, su

peso y por ende su costo. Se recomienda también optimizar el método de ajuste de los tornillos a la altura requerida, con el fin de disminuir al máximo el tiempo que el paciente tiene que estar expuesto dentro del quirófano.

# BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. S. P. Lin, C. M. Fechter, M. Magill, F. Wipf, T. Moore, y R. E. Guldberg, «The effect of contouring on fatigue resistance of three types of fracture fixation plates», *J. Orthop. Surg.*, vol. 11, sep. 2016.
- [2] J. Malekani, B. Schmutz, P. Gudimetla, Y. Gu, M. Schuetz, y P. K. D. V. Yarlagadda, «Studies on bending limitations for the optimal fit of orthopaedic bone plates», *Adv. Mater. Res.*, vol. 602-604, pp. 1181-1185, 2013.
- [3] B. Schmutz, M. E. Wullschlegler, H. Kim, H. Noser, y M. A. Schütz, «Fit assessment of anatomic plates for the distal medial tibia», *J. Orthop. Trauma*, vol. 22, n.º 4, pp. 258-263, abr. 2008.
- [4] L. Bernal, «07 Fisioterapia en traumatología», p. 14.
- [5] L. G. D. Gasca y S. L. O. Villaseñor, «Frecuencia y tipos de fracturas clasificadas por la Asociación para el Estudio de la Osteosíntesis en el Hospital General de León durante un año», n.º 4, p. 12, 2017.
- [6] 7S Medical, «Catalog.pdf», *Catálogo de 7S Medical*. [En línea]. Disponible en: <https://7smedical.com/images/Catalogue/Catalog.pdf#page=71>. [Accedido: 12-jun-2018].
- [7] AO Foundation, «AO Surgery Reference», *AO Surgery Reference*. .
- [8] J. Malekani, B. Schmutz, Y. Gu, M. Schuetz, y P. K. Yarlagadda, «Orthopedic bone plates : evolution in structure implementation technique and biomaterial», *GSTF J. Eng. Technol. JET*, vol. 1, pp. 135-140, jun. 2012.
- [9] ASTM International, «ASTM F136 - 11 Standard Specification for Wrought Titanium-6Aluminum-4Vanadium ELI (Extra Low Interstitial) Alloy for Surgical Implant Applications (UNSR56401)». .
- [10] «ASTMF13608.pdf», *Wrought Titanium-6Aluminum-4Vanadium ELI (Extra Low Interstitial) Alloy for Surgical Implant Applications (UNS R56401)*, 01-nov-2008. [En línea]. Disponible en: <http://www.hfjtr.com/upload/2014-09/22/ASTMF13608.pdf>. [Accedido: 12-jun-2018].
- [11] DePuySynthes, «Placas LCP diafisometafisarias palmares para radio distal», *DSEM-TRM-0815-0459c\_LR*, 25-oct-2016. [En línea]. Disponible en: [http://synthes.vo.llnwd.net/o16/LLNWMB8/INT%20Mobile/Synthes%20International/Product%20Support%20Material/legacy\\_Synthes\\_PDF/DSEM-TRM-0815-0459c\\_LR.pdf](http://synthes.vo.llnwd.net/o16/LLNWMB8/INT%20Mobile/Synthes%20International/Product%20Support%20Material/legacy_Synthes_PDF/DSEM-TRM-0815-0459c_LR.pdf). [Accedido: 12-jun-2018].
- [12] Signo Vinces Europa Lda, «FOR-041 Instrucciones de Uso Instrumentos Quirúrgicos REV-08». 08-jun-2015.
- [13] G. C. Taylor y D. R. Green, «COMPLICATIONS OF INTERNAL FIXATION», p. 6.
- [14] Division of Medos International Sàrl, «STERRAD 100NX- Especificaciones Técnicas», *AD-110249-01-CT\_C\_STERRAD100NX\_Datasheet\_LD-FINAL\_0.pdf*, 2011. [En línea]. Disponible en: [https://www.emea.asppj.com/sites/asppj.com.emea/files/pdf/AD-110249-01-CT\\_C\\_STERRAD100NX\\_Datasheet\\_LD-FINAL\\_0.pdf](https://www.emea.asppj.com/sites/asppj.com.emea/files/pdf/AD-110249-01-CT_C_STERRAD100NX_Datasheet_LD-FINAL_0.pdf). [Accedido: 02-ago-2018].
- [15] Carpenter Aceros Fortuna, «420.pdf», *Acero Inoxidable Martensítico 420*, 11-may-2014. [En línea]. Disponible en: [http://www.acerosfortuna.com.mx/hojas\\_tecnicas/aceros\\_inoxidables/420.pdf](http://www.acerosfortuna.com.mx/hojas_tecnicas/aceros_inoxidables/420.pdf). [Accedido: 12-jun-2018].
- [16] «Stainless Steel - Grade 420 (UNS S42000)», *AZoM.com*, 23-oct-2001. [En línea]. Disponible en: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=972>. [Accedido: 12-jun-2018].

- [17] Irestal Group, «2012030204152933979.pdf», *Tablas Técnicas de Acero Inoxidable*, 22-jun-2012. [En línea]. Disponible en: <http://data.irestal.com/files/files/2012030204152933979.pdf>. [Accedido: 03-jun-2018].
- [18] MatWeb, «AISI 440 Stainless Steel», *AISI 440 Stainless Steel*. [En línea]. Disponible en: <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=dc18748bbf2d43e0b425f23cc1bdc38d&ckck=1>. [Accedido: 31-ago-2018].
- [19] Y. Xu, A. V. Terekhov, M. L. Latash, y V. M. Zatsiorsky, «Forces and moments generated by the human arm: variability and control», *Exp. Brain Res.*, vol. 223, n.º 2, pp. 159-175, nov. 2012.
- [20] C. Javier, M. Aránzazu María, y A. Jorge, *Diseño y desarrollo de componentes de plástico inyectados (II): la pieza*. Prensas de la Universidad de Zaragoza, 2014.
- [21] INDURA S. A., «Manual de Soldadura INDURA.pdf», *Manual de Soldadura INDURA*, 2018. [En línea]. Disponible en: <http://www.indura.cl/Descargar/Manual%20de%20Soldadura%20INDURA?path=%2Fcontent%2Fstorage%2Fcl%2Fbiblioteca%2F00da6ac5e6754e428ecd94f1c78711cb.pdf>. [Accedido: 02-ago-2018].
- [22] R.-M. Lin, R.-S. Lee, y Y.-M. Huang, «Adjustable rod bending device for a corrective spinal rod which is used in a surgical operation», US6035691A, 14-mar-2000.
- [23] Robert Norton, *Diseño de Máquinas. Un Enfoque Integrado*, 4ta ed. Pearson.
- [24] L. C. Anchondo y L. C. A., *Tecnología Mecánica I*. Editorial Limusa, 2002.
- [25] R. Budynas y K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, Edición: 9. México D.F: McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2012.

# **ANEXOS**

## ANEXO A

### CÁLCULOS REALIZADOS

#### A.1. Cálculos de Palanca

El diagrama de cuerpo libre del elemento 4, se plantearon las ecuaciones (2.8) y (2.9), se reemplazó la fuerza de resistencia  $R_{Y4} = 7\text{kN}$  y se obtuvieron los resultados de la fuerza  $F_{43}$  y de la reacción  $R_{x4}$  como se muestra a continuación.

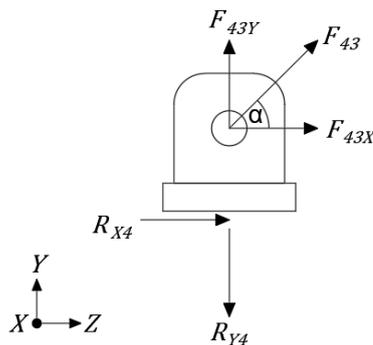


Figura 2.9 Diagrama de cuerpo libre del elemento 4.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$F_{43} \sin \alpha - R_{Y4} = 0$$

$$F_{43} = \frac{7000}{\sin \alpha}$$

$$F_{43} = \frac{7000}{\sin 83.29}$$

$$F_{43} = 7048.26 \text{ N}$$

$$\pm \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$R_{x4} + F_{43} \cos \alpha = 0$$

$$R_{x4} = -F_{43} \cos \alpha$$

$$R_{x4} = -7048.26 \cos 83.29$$

$$R_{x4} = -823.42 \text{ N}$$

Del diagrama de cuerpo libre del elemento 3, mostrado en la Figura 2.8, se obtuvo mediante las ecuaciones (2.6) y (2.7) que las fuerzas  $F_{32}$  y  $F_{34}$  son iguales en magnitud.

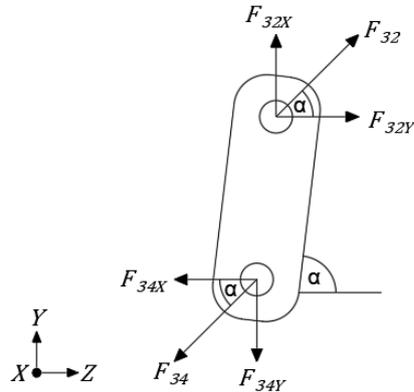


Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre del elemento 3.

$$\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$F_{32} \cos \alpha - F_{34} \cos \alpha = 0$$

$$F_{32} = F_{34}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$F_{32} \sin \alpha - F_{34} \sin \alpha = 0$$

$$F_{32} = F_{34}$$

El elemento 2 es de mayor importancia ya que de este diagrama de cuerpo libre se obtiene la fuerza que debe aplicar el doctor en la máquina para doblar la placa de fijación. Por medio de las ecuaciones (2.3), (2.4) y (2.5) se obtuvo dicha fuerza  $F$ .

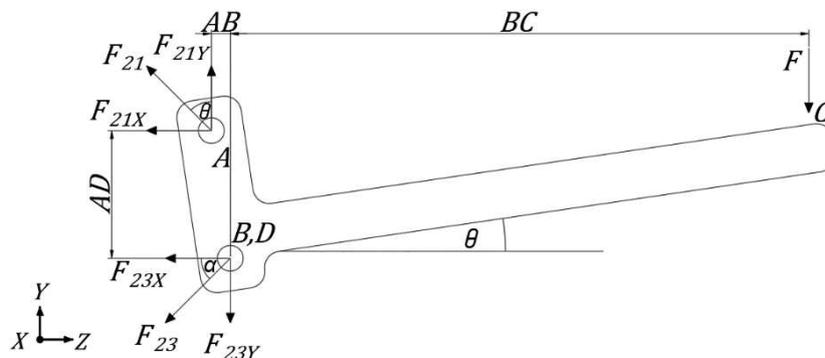


Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre del elemento 2.

$$\begin{aligned} \curvearrowright \sum M_A &= 0 \\ F(AC) + F_{23Y} \sin \alpha (AB) + F_{23X} \cos \alpha (AD) &= 0 \\ F(0.30) + F_{23} \sin \alpha (0.0058) + F_{23} \cos \alpha (0.039) &= 0 \\ F &= \frac{7048.26 \sin 83.29 (0.0058) + 7048.26 \cos 83.29 (0.039)}{0.30} \\ F &= 242.37 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} +\uparrow \sum F_y &= 0 \\ -F - F_{23} \sin \alpha + F_{21} \cos \theta &= 0 \\ F_{21} &= \frac{F + F_{23} \sin \alpha}{\cos \theta} \\ F_{21} &= \frac{242.37 + 7048.26 \sin 83.29}{\cos \theta} \\ F_{21} &= 6488.29 \text{ N} \end{aligned}$$

Las reacciones del elemento 1 servirán para cálculos posteriores, ya que este está en contacto directo, mediante soldadura, con el marco de la estructura de la máquina dobladora. Mediante las ecuaciones (2.1) y (2.2) se obtuvieron dichas reacciones.

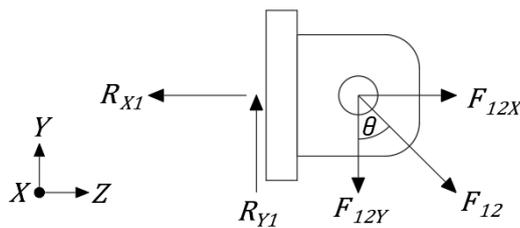


Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre del elemento 1.

$$\begin{aligned} \rightarrow \sum F_x &= 0 \\ -R_{X1} + F_{12} \sin \theta &= 0 \\ R_{X1} &= F_{12} \sin \theta \\ R_{X1} &= 6488.29 \sin 8.37 \\ R_{X1} &= 944.54 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
+\uparrow \sum F_y &= 0 \\
R_{Y1} - F_{12} \cos \theta &= 0 \\
R_{Y1} &= F_{12} \cos \theta \\
R_{Y1} &= 6488.29 \cos 8.37 \\
R_{Y1} &= 6419.07 \text{ N}
\end{aligned}$$

## A.2. Tornillo de potencia y volante

Para el cálculo del momento máximo generado por el tornillo de potencia y volante, se utilizó la ecuación (2.10) con una fuerza de **74 N** y brazo de **250 mm**.

$$|\vec{M}_o| = |\vec{r} \times \vec{F}| = (0.25m)(74N) = 18.5 \text{ Nm}$$

Sin embargo, se requiere calcular el momento mínimo para mover la carga de **7 kN**. Para la manufactura del tornillo se tomó en cuenta el acero inoxidable 316 cuyo esfuerzo de fluencia es de **206 MPa**.

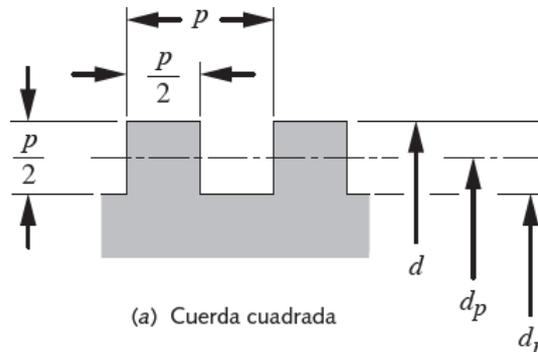
Se realizó el cálculo del diámetro interior del tornillo con un factor de seguridad de **n = 2**.

$$\begin{aligned}
\sigma &= \frac{S_y}{n} = \frac{206 \times 10^6}{2} = 103 \text{ MPa} \\
\sigma &= \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_r^2}
\end{aligned}$$

Donde  $\sigma$  es el esfuerzo al cual está sometido el tornillo de potencia, **P** es la carga de **7 kN**, y **dr** el diámetro raíz del tornillo. Se obtiene:

$$d_r = \sqrt{\frac{4P}{\pi\sigma}} = \sqrt{\frac{4(7000N)}{\pi(103 \times 10^6 \text{ Pa})}} = 9.30 \text{ mm}$$

Mediante las relaciones conocidas para un tornillo de cuerda cuadrada, dado por el texto de Diseño de Máquinas de Norton, se procedió a realizar los cálculos.



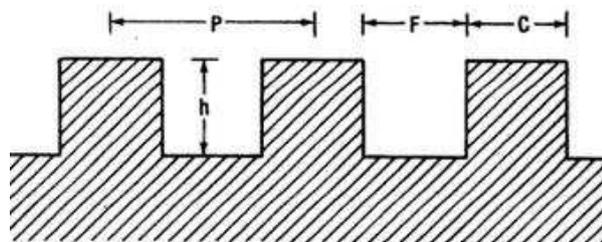
**Figura A.1 Parámetros de tornillo de cuerda cuadrada obtenida del libro Diseño de Máquinas de Norton [23].**

Se consideró que el paso  $p$  fue de  $\frac{1}{2}$  del diámetro raíz.

$$p = \frac{1}{2} d_r = \frac{1}{2} 9.3 \text{ mm} = 4.65 \text{ mm}$$

Calculado el paso se procedió a calcular la altura y espesor del filete, así como los diámetros medio e interior.

La relación de la altura del filete con respecto al paso se lo obtiene de la Figura A.2, siendo esta  $\frac{1}{2}$  del paso.



**Figura 13-7. Rosca cuadrada.**

- P.** Paso
- h.** Altura del filete =  $0.5 P$
- F.** Ancho de la ranura =  $0.5 P$
- E.** Ancho del filete =  $0.5 P$

**Figura A.2 Relaciones para rosca cuadrada obtenido del libro Tecnología Mecánica I [24].**

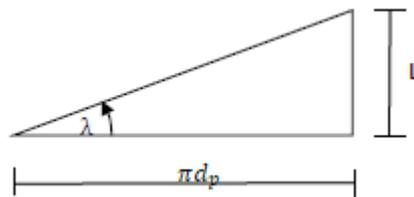
$$h = \frac{p}{2} = \frac{4.65 \text{ mm}}{2} = 2.32 \text{ mm}$$

Conocidos los valores de la altura del filete y diámetro de raíz se procedió a calcular el diámetro exterior y el diámetro medio.

$$d = d_r + 2h = 9.30 \text{ mm} + 2(2.32\text{mm}) = 13.94\text{mm}$$

$$d_m = \frac{d_r + d}{2} = \frac{9.30 \text{ mm} + 13.94 \text{ mm}}{2} = 11.62 \text{ mm}$$

Se calculó de igual manera el ángulo de avance  $\lambda$ . Debido a que es un tornillo de cuerda simple, el paso y el avance  $L$ , tienen el mismo valor obteniendo la siguiente relación mediante el diagrama a continuación.



**Figura A.3 Diagrama para cálculo de ángulo de avance.**

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \lambda &= \frac{L}{\pi d_p} = \frac{4.65 \text{ mm}}{\pi 11.62 \text{ mm}} = 0.13 \\ \lambda &= 7.26^\circ \end{aligned}$$

Para que un tornillo de cuerda cuadrada se autobloquee debe que cumplirse la siguiente inecuación.

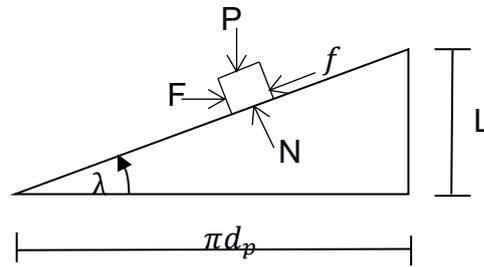
$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_p}$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción del cojinete.

$$\begin{aligned} 0.15 &\geq \frac{4.65 \text{ mm}}{\pi * 11.62 \text{ mm}} \\ 0.15 &\geq 0.13 \end{aligned}$$

Reemplazando los valores se observó que sí se cumplió la condición por lo que se pudo verificar que el sistema es de autobloqueo.

Para el cálculo del torque necesario para elevar la carga se determinó la fuerza. Mediante el siguiente diagrama de la Figura A.4 se obtuvo las ecuaciones que representan el sistema.



**Figura A.4 Análisis de fuerzas al mover la carga**

$$\sum F_x = 0$$

$$F_e \cos \lambda - P \sin \lambda - \mu N = 0$$

$$N = \frac{F_e \cos \lambda - P \sin \lambda}{\mu}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N - F_e \sin \lambda - P \cos \lambda = 0$$

$$N = F_e \sin \lambda + P \cos \lambda$$

Igualando las ecuaciones se obtiene la fuerza  $F_e$  necesaria para levantar la carga.

$$\frac{F_e \cos \lambda - P \sin \lambda}{\mu} = F_e \sin \lambda + P \cos \lambda$$

$$F_e \cos \lambda - P \sin \lambda = \mu F_e \sin \lambda + \mu P \cos \lambda$$

$$F_e \cos \lambda - \mu F_e \sin \lambda = \mu P \cos \lambda + P \sin \lambda$$

$$F_e (\cos \lambda - \mu \sin \lambda) = \mu P \cos \lambda + P \sin \lambda$$

$$F_e = \frac{P(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} = \frac{7000 \text{ N}(0.15 \cos 7.26 + \sin 7.26)}{(\cos 7.26 - 0.15 \sin 7.26)}$$

$$F_e = 1979.58 \text{ N}$$

El torque mínimo para elevar la carga se representa mediante  $T_{S_u}$ , y se lo calcula mediante la siguiente ecuación.

$$T_{S_u} = F_e \frac{d_p}{2} = 1979.58 \text{ N} \left( \frac{11.62}{2} \text{ mm} \right)$$

$$T_{S_u} = 11.50 \text{ Nm}$$

El momento necesario para mover la carga requerida es de **11.5 Nm**, el cual es posible generar por el ser humano con un volante de **500 mm** de diámetro.

### A.3. Cálculo de Cargas

#### A.3.1. Análisis de Elementos de Base superior e Inferior

##### Elemento A.1

Se realizó el cálculo de las reacciones y momento del elemento **A.1**. El cálculo de las reacciones se obtuvo mediante la ecuación **(2.11)** reemplazando los valores correspondientes de fuerza  $R = 7000N$  y distancias  $FG = 180mm$  y  $FH = 360mm$ .

$$\begin{aligned} |R_{A11}| &= |R_{A12}| = R \frac{FG}{FH} \\ |R_{A11}| &= |R_{A12}| = (7000N) \frac{(0.18 m)}{(0.36 m)} \\ |R_{A11}| &= |R_{A12}| = 3500 N \end{aligned}$$

De igual manera se procedió a realizar el cálculo del momento máximo al cual estará sometido dado por la ecuación **(2.12)**.

$$M = R \frac{(FG)}{2}$$

Se reemplaza los valores respectivos obteniendo como resultado un valor de  $630Nm$ .

$$M = (7000N) \frac{(0.18m)}{2} = 630 Nm$$

##### Elemento A.3

Se realizó el cálculo de las reacciones y momento del elemento **A.3**. El cálculo de las reacciones se obtuvo mediante la ecuación **(2.13)**

reemplazando los valores correspondientes de fuerza  $R = 7000N$  y distancias  $FG = 180mm$  y  $FH = 360mm$ .

$$\begin{aligned} |R_{A31}| &= |R_{A32}| = R \frac{FG}{FH} \\ |R_{A31}| &= |R_{A32}| = (7000N) \frac{(0.18m)}{(0.36m)} \\ |R_{A31}| &= |R_{A32}| = 3500 \text{ N} \end{aligned}$$

De igual manera se procedió a realizar el cálculo del momento máximo al cual estará sometido dado por la ecuación **(2.14)**.

$$M = R \frac{FG}{2}$$

Se reemplaza los valores respectivos obteniendo como resultado un valor de  $630Nm$ .

$$M = (7000N) \frac{(0.18m)}{2} = 630 \text{ Nm}$$

### **Elemento base inferior**

Se realizó el cálculo de las reacciones y momento del elemento base inferior. El cálculo de las reacciones se obtuvo mediante la ecuación **(2.15)** reemplazando los valores correspondientes de fuerza  $R = 7000N$  y distancia  $FJ = 42.5 \text{ mm}$ .

$$\begin{aligned} |R_{B1}| &= |R_{B2}| = \frac{R}{2} \\ |R_{B1}| &= |R_{B2}| = \frac{(7000N)}{2} \\ |R_{B1}| &= |R_{B2}| = 3500 \text{ N} \end{aligned}$$

De igual manera se procedió a realizar el cálculo del momento máximo al cual estará sometido dado por la ecuación **(2.16)**.

$$M = \frac{R}{2}(FJ)$$

Se reemplaza los valores respectivos obteniendo como resultado un valor de  $148.75Nm$ .

$$M = (3500N)(0.0425m) = 148.75 Nm$$

### A.3.2. Análisis del marco de la estructura

Para el cálculo de los momentos ejercidos en el marco de la estructura de la Figura 2.19, se plantearon las ecuaciones (2.17) de pendiente-flexión con respecto a los extremos fijos  $BC$ .

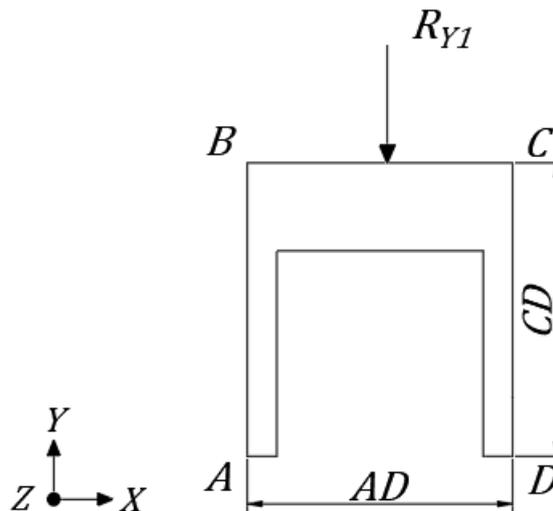


Figura 2.19 Marco de la estructura de la máquina dobladora.

$$(FEM)_{BC} = -\frac{1}{8}Pl = -\frac{1}{8}(7242.37)(0.42) = -380 Nm$$

$$(FEM)_{CB} = \frac{1}{8}Pl = \frac{1}{8}(7242.37)(0.42) = 380 Nm$$

$\theta_A = \theta_D = 0$  y  $\varphi_{AB} = \varphi_{BC} = \varphi_{CD} = 0$ , porque no se presenta un desplazamiento lateral. Los momentos internos en cada extremo cercano a los claros se los calculó mediante la ecuación (2.18)

$$M_N = 2EK(2\theta_N + \theta_F - 3\varphi) + (FEM)_N$$

$$M_{AB} = 2E \left( \frac{I}{0.456} \right) (2(0) + \theta_B - 3(0)) + 0 = 4.39EI\theta_B$$

$$M_{BA} = 2E \left( \frac{I}{0.456} \right) (2\theta_B + 0 - 3(0)) + 0 = 8.77EI\theta_B$$

$$M_{BC} = 2E \left( \frac{I}{0.420} \right) (2\theta_B + \theta_C - 3(0)) - 380 = 9.52EI\theta_B + 4.76EI\theta_C - 380$$

$$M_{CB} = 2E \left( \frac{I}{0.420} \right) (2\theta_C + \theta_B - 3(0)) + 380 = 9.52EI\theta_C + 4.76EI\theta_B + 380$$

$$M_{CD} = 2E \left( \frac{I}{0.456} \right) (2\theta_C + 0 - 3(0)) + 0 = 8.77EI\theta_C$$

$$M_{DC} = 2E \left( \frac{I}{0.456} \right) (2(0) + \theta_C - 3(0)) + 0 = 4.39EI\theta_C$$

Las seis ecuaciones anteriores contienen ocho incógnitas. Las dos ecuaciones de equilibrio restantes provienen del equilibrio de momentos en las juntas B y C, Figura 2.20.

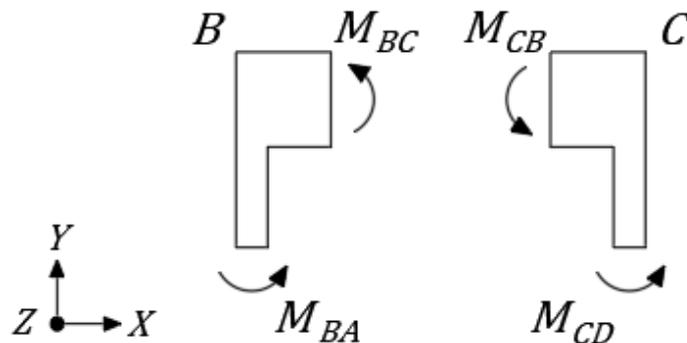


Figura 2.20 Diagrama de momentos en B y C del marco de la estructura.

$$M_{BA} + M_{BC} = 0$$

$$M_{CB} + M_{CD} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones, de tal manera que se sustituyen en las ecuaciones (2.19) y (2.20) se obtiene  $\theta_B$  y  $\theta_C$  y se reemplaza para hallar los momentos.

$$18.29EI\theta_B + 4.76EI\theta_C = 380$$

$$18.29EI\theta_C + 4.76EI\theta_B = -380$$

$$\theta_B = \theta_C = -\frac{28.09}{EI}$$

$$M_{AB} = 123.32 \text{ Nm}$$

$$M_{BA} = 246.35 \text{ Nm}$$

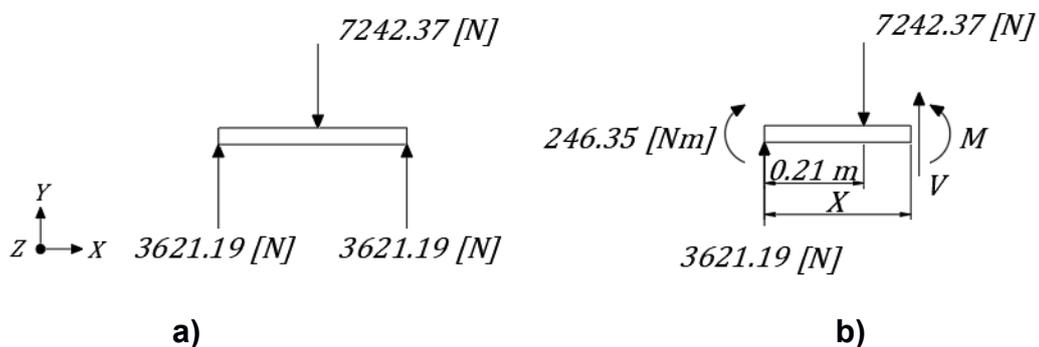
$$M_{BC} = -246.35 \text{ Nm}$$

$$M_{CB} = 246.35 \text{ Nm}$$

$$M_{CD} = -246.35 \text{ Nm}$$

$$M_{DC} = -123.32 \text{ Nm}$$

Con base a los resultados obtenidos de los momentos, se determinó las reacciones en los extremos de cada elemento a partir de las ecuaciones de equilibrio como se muestra a continuación.



**Figura 2.21 Diagrama de fuerzas y momentos del marco de la estructura BC.**

$$\sum M_O = 0$$

$$M = -7242.37(x - 0.21) + 3621.19x - 246.35$$

$$M = 514.09 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el diagrama de momento para el marco es el siguiente.

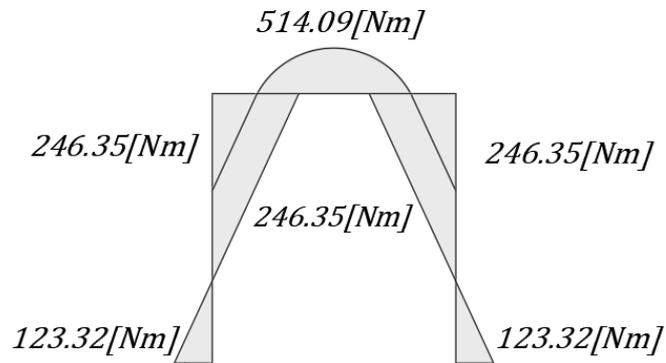


Figura 3.1 Diagrama de momentos del marco de la estructura.

### A.3.3. Análisis de carga del nervio

Se realizó el análisis de esfuerzos en el nervio, para esto se utilizaron las fuerzas calculadas anteriormente de  $7242.36 N$  en dirección  $y$  y  $1065.67 N$  en dirección  $z$ . Debido a que se consideró en el diseño tres nervios, se dividió las fuerzas totales para el número de estos obteniendo la fuerza que soportó cada uno.

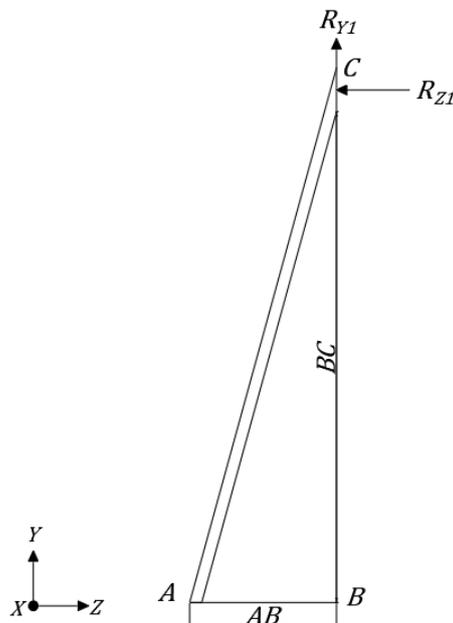


Figura 2.22 Vista izquierda del nervio junto con las fuerzas a las cuáles estará sometidas que provocan diferentes momentos.

Como se observa en la Figura 2.22 cada una de las fuerzas generaron momentos con respecto al eje z por lo que se realizó el cálculo de cada uno de estos mediante la ecuación (2.21) para el momento  $M_1$  y (2.22) para el momento  $M_2$ .

$$M_1 = \frac{R_{z1}}{3}(BC) = \frac{1065.67 N}{3}(0.430 m) = 152.75 Nm$$

Donde  $M_1$  es el momento generado por la fuerza en dirección del eje de las z, y  $M_2$  generado por la fuerza en dirección del eje de las y.

$$M_2 = \frac{R_{y1}}{3}(AB) = \frac{7242.36 N}{3}(0.121m) = 292.21 Nm$$

Obtenidos los dos momentos se calculó una resultante por el método de superposición mediante la ecuación (2.23).

$$M_z = \sqrt{152.75^2 + 292.21^2} = 329.72 Nm$$

#### A.4. Análisis de Esfuerzos

Para el análisis de esfuerzos se utilizaron los momentos máximos obtenidos en los diagramas anteriores para cada elemento respectivamente.

##### A.4.1. Elemento A.1

En el elemento A.1 se observó que este va a estar sometido a un esfuerzo de flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Reemplazando los valores se obtiene lo siguiente, utilizando para el cálculo de la inercia la ecuación (2.25).

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{(630 Nm) \left( \frac{11 \times 10^{-3} m}{2} \right)}{\frac{(36 \times 10^{-3} m)(11 \times 10^{-3} m)^3}{12}}$$

$$\sigma = 867.77 MPa$$

Una vez calculado el esfuerzo al que estará sometido el elemento se procedió a calcular el factor de seguridad mediante la ecuación (2.32).

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

Reemplazando los valores respectivos se obtuvo un factor de seguridad.

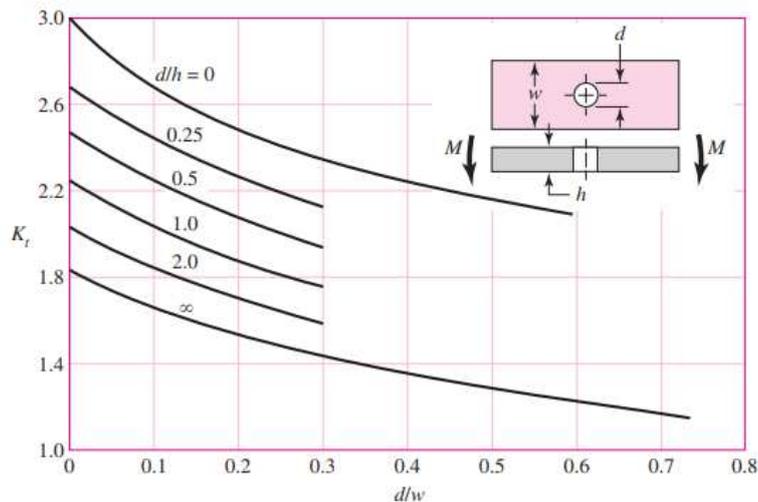
$$n = \frac{1482 \text{ MPa}}{867.77 \text{ MPa}} = 1.7$$

#### A.4.2. Elemento A.3

Se realizó el cálculo de esfuerzo del elemento A.3 utilizando el máximo momento al cual estará sometido siendo este de **630 Nm**. Para esto se consideró el concentrador de esfuerzo del elemento teniendo como resultado la utilización de la ecuación (2.24) multiplicado por el concentrador  $K_t$ .

$$\sigma = K_t \frac{Mc}{I}$$

En primer lugar, se calculó el coeficiente de concentración de esfuerzo tomando como referencia la Figura A..



**Figura A.5 Pieza rectangular con un agujero transversal en flexión obtenido del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [25].**

Se calculó las relaciones respectivas, en donde  $d$  es el diámetro del concentrador,  $w$  es el ancho del elemento y  $h$  es la altura de este.

$$\frac{d}{w} = \frac{23mm}{36mm} = 0.64$$

Se calculó también la segunda relación necesaria para obtener el factor de concentración de esfuerzos.

$$\frac{d}{h} = \frac{23mm}{65mm} = 0.35$$

Estos valores ubicados en la tabla dan como resultado un factor de 2.1. Se reemplazó los valores respectivos, utilizando para la inercia la ecuación (2.26), obteniendo los siguientes resultados.

$$\sigma = (2.1) \frac{(630 Nm) \left( \frac{6.35 \times 10^{-3} m}{2} \right)}{\frac{(((36 - 23) \times 10^{-3} m)(65 * 10^{-3} m)^3) - (((23.3 - 23) * 10^{-3} m)(52.3 * 10^{-3} m)^3)}{12}}$$

$$\sigma = 146.28 MPa$$

Una vez calculado el esfuerzo al que estará sometido el elemento se calculó el factor de seguridad.

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

Reemplazando los valores respectivos se obtuvo un factor de seguridad de:

$$n = \frac{1482 MPa}{146.28 MPa} = 10.1$$

#### A.4.3. Base Inferior de estructura

Al igual que en el estudio anterior se consideró el concentrador de esfuerzo encontrando la primera relación a continuación.

$$\frac{d}{w} = \frac{23mm}{40mm} = 0.58$$

Se procedió a calcular la segunda relación y mediante el gráfico utilizado anteriormente se obtuvo un factor de 2.1.

$$\frac{d}{h} = \frac{23mm}{65mm} = 0.35$$

Una vez obtenido el coeficiente de concentración se determinó el esfuerzo, utilizando para el cálculo de la inercia la ecuación (2.26).

$$\sigma = K_t \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = (2.1) \frac{(149 Nm) \left( \frac{6.35 \times 10^{-3} m}{2} \right)}{\frac{(((40 - 23) \times 10^{-3} m)(65 \times 10^{-3} m)^3) - (((27.3 - 23) \times 10^{-3} m)(52.3 \times 10^{-3} m)^3)}{12}}$$

$$\sigma = 30.11 MPa$$

Obtenido el esfuerzo al cual estará sometido la base inferior se determinó el factor de seguridad.

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

Reemplazando los valores respectivos se obtuvo un factor de seguridad de 49.2

$$n = \frac{1482 MPa}{30.11 MPa} = 49.2$$

#### A.4.4. Esfuerzo de nervio

Calculado el momento se determinó el esfuerzo de flexión al cual estará sometido mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Se reemplazó los valores respectivos conociendo que el espesor y el ancho del nervio es de 6.35 y 50 mm respectivamente utilizando para el cálculo de

la inercia la ecuación (2.25) y se consideró que el momento es el determinado por la ecuación (2.23).

$$\sigma = \frac{(329.72 \text{ Nm}) \left( \frac{6.35 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} \right)}{\frac{(50 \times 10^{-3} \text{ m})(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})^3}{12}}$$

$$\sigma = 981.25 \text{ MPa}$$

Se calculó el factor de seguridad para el material acero AISI 420, mediante:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{1482 \text{ MPa}}{981.25 \text{ MPa}} = 1.5$$

#### A.4.5. Esfuerzo en Palanca

Se determinó el esfuerzo de flexión al cual estará sometido mediante:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Se reemplazó los valores respectivos conociendo que el espesor y alto de la palanca es de 6.35 y 15 mm respectivamente.

$$\sigma = \frac{(142.1 \text{ Nm}) \left( \frac{15 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} \right)}{\frac{(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})(15 \times 10^{-3} \text{ m})^3}{12}}$$

$$\sigma = 596.75 \text{ MPa}$$

Se calculó el factor de seguridad para el material acero AISI 420, mediante:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{1482 \text{ MPa}}{596.75 \text{ MPa}} = 2.5$$

#### A.4.6. Esfuerzo en Marco de estructura

Se determinó el esfuerzo de flexión al cual estará sometido mediante la ecuación (2.24).

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Se reemplazó los valores respectivos conociendo que el espesor y el alto del marco es de **6.35** y **89.65 mm** respectivamente para el cálculo de la inercia mediante la ecuación **(2.25)**.

$$\sigma = \frac{(514.09 \text{ Nm}) \left( \frac{89.65 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} \right)}{\frac{(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})(89.65 \times 10^{-3} \text{ m})^3}{12}}$$

$$\sigma = 60.44 \text{ MPa}$$

Se calculó el factor de seguridad para el material acero AISI 420, mediante:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{1482 \text{ MPa}}{60.44 \text{ MPa}} = 24.5$$

No se consideró para la determinación el esfuerzo en dirección z debido a que este es mínimo en comparación al ejercido en el eje de las y. El esfuerzo en dirección z se lo pudo determinar mediante:

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

Reemplazando los valores correspondientes de fuerza el cual es  $R_{z1}$  y considerando que para el cálculo del área se utiliza los valores de **89.65 mm** como altura y **420 mm** para la base se obtiene el esfuerzo correspondiente.

$$\sigma = \frac{1065.67 \text{ N}}{(89.65 \times 10^{-3} \text{ m})(420 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\sigma = 0.028 \text{ MPa}$$

Dando como resultado un valor de **0.028 MPa**, como se indicó anteriormente este valor es mínimo por lo cual no se lo consideró para la determinación del esfuerzo en el marco.

En caso de que considerara el esfuerzo ejercido en el eje z se tendría el esfuerzo von Mises dado por la siguiente ecuación.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_x)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}}$$

Reemplazando los valores respectivos con  $\sigma_y = 60.44 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_z = 0.028 \text{ MPa}$  siendo los demás valores igual a cero se obtiene el siguiente resultado.

$$\sigma' = 40.2 \text{ MPa}$$

Como se observa la diferencia de esfuerzos es mínima por lo que sólo se consideró el esfuerzo con respecto al eje vertical.

#### A.4.7. Esfuerzos en pernos de ajuste de altura del identador

Obtendo el diámetro de paso en base al diámetro del perno M10 y el paso se calculó el área de compresión  $A_c$  mediante la ecuación (2.30).

$$d_p = d - 0.649519p$$

$$d_p = 9.03 \text{ mm}$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_p + d_r}{2} \right)^2$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} \left( \frac{9.03 + 8.16}{2} \right)^2$$

$$A_c = 58 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo de compresión  $\sigma_c$  y el esfuerzo cortante  $\tau$  del perno se lo calculó como se muestra a continuación:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c}$$

$$\sigma_c = \frac{7000 \text{ N}}{58 \times (10^{-3})^2 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_c = 120.7 \text{ MPa}$$

El factor  $w_i$  para cuerda ACME de la Tabla B.2 del Anexo B se lo utilizó en la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_r w_i p}$$
$$\tau = \frac{7000 \text{ N}}{\pi(8.16 \times 10^{-3} \text{ m})(0.77)(1.5 \times 10^{-3} \text{ m})}$$
$$\tau = 236.42 \text{ MPa}$$

#### A.4.8. Esfuerzo en tuerca de pernos de ajuste

El esfuerzo cortante de los hilos de las tuercas de seguridad se lo calculó de la ecuación (2.31), en donde el factor  $w_o$  para cuerda ACME se lo obtuvo de la Tabla B.2 del Anexo B

$$\tau = \frac{F}{\pi d w_o p}$$
$$\tau = \frac{7000 \text{ N}}{\pi(10 \times 10^{-3} \text{ m})(0.63)(1.5 \times 10^{-3} \text{ m})}$$
$$\tau = 235.79 \text{ MPa}$$

### A.5. Cálculo de Desplazamientos

Se procedió a realizar los cálculos de desplazamiento de los elementos relevantes los cuáles fueron los elementos A. 1, A. 3, la base inferior y palanca.

#### A.5.1. Desplazamiento en elemento A. 1

Se calculó el desplazamiento del elemento A. 1 mediante la ecuación (2.33) observada a continuación.

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fl^3}{48EI}$$

Se reemplazó los valores respectivos en donde  $F$  es la fuerza de 7000 kN a la cual estará sometida,  $l$  el largo del elemento correspondiente a 360mm,  $E$

el módulo de elasticidad de 200GPa e  $I$  la inercia del elemento de  $3,99 \times 10^{-9} \text{ m}^4$ .

$$y_{\text{máx}} = \frac{(7000 \text{ N})(0.36 \text{ m})^3}{48(200 \times 10^9 \text{ Pa})(3,99 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}$$
$$y_{\text{máx}} = 8.5 \text{ mm}$$

Se obtuvo como resultado un desplazamiento de 8.5mm.

### A.5.2. Desplazamiento en elemento A. 3

Se calculó el desplazamiento del elemento **A. 3** mediante la ecuación (2.33) observada a continuación.

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fl^3}{48EI}$$

Reemplazando los valores respectivos donde la fuerza corresponde a 7000N, el largo  $l$  del elemento es de 0.36m y la inercia  $I$  de  $2.94 \times 10^{-7} \text{ m}^4$ .

$$y_{\text{máx}} = \frac{(7000 \text{ N})(0.36 \text{ m})^3}{48(200 \times 10^9 \text{ Pa})(2.94 \times 10^{-7} \text{ m}^4)}$$
$$y_{\text{máx}} = 0.12 \text{ mm}$$

Se obtuvo como resultado que el elemento **A. 3** tendrá un desplazamiento de 0.12 mm.

### A.5.3. Elemento Base Inferior

Se realizó el cálculo del desplazamiento de la base inferior mediante la ecuación (2.34) como se observa a continuación.

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fl^3}{24EI} (4a^2 - 3l^2)$$

Se reemplazó los valores correspondientes conociendo que la fuerza  $F$  corresponde a 3500 N, el largo  $l$  es de 0.36m, la distancia  $a$  desde el apoyo a la primera fuerza es de 42.5 mm y la inercia  $I$  es de  $3.38 \times 10^{-7} \text{ m}^4$ .

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{(3500 \text{ N})(0.0425 \text{ m})}{24(200 \times 10^9 \text{ Pa})(3.38 \times 10^{-7} \text{ m}^4)} (4(0.0425 \text{ m})^2 - 3(0.36 \text{ m})^2)$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.035 \text{ mm}$$

Se obtuvo como resultado que la base inferior tendrá un desplazamiento de 0.035m.

#### A.5.4. Elemento Palanca

Por último, se realizó el cculo del desplazamiento de la palanca dado por la ecuación (2.35) observada a continuación.

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{Fl^3}{3EI}$$

Se reemplazó los valores correspondientes conociendo que la fuerza  $F$  corresponde a 490 N, el largo  $l$  es de 0.29 m, y la inercia  $I$  es de  $1.78 \times 10^{-9} \text{ m}^4$ .

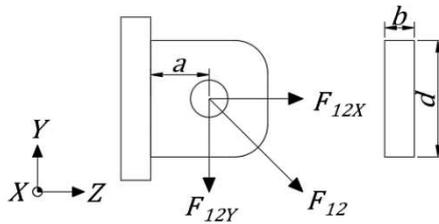
$$y_{m\acute{a}x} = \frac{(7000 \text{ N})(0.29\text{m})^3}{3(200 \times 10^9 \text{ Pa})(1.78 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 11.2 \text{ mm}$$

Se obtuvo como resultado que la palanca tendrá un desplazamiento de 11.2 mm.

#### A.6. Soldadura

El elemento 1 está sometido a esfuerzo por flexión considerando a la fuerza  $F_{12Y}$ . De la Tabla B.4 del Anexo B se seleccionó la forma de la soldadura de tipo cuadrada, el área de la garganta y el segundo momento unitario del rea.



**Figura 3.2**

El área de la garganta se lo calculó mediante la ecuación **(2.36)**

$$A = 1.414h(b + d)$$

$$A = 1.414 \left(\frac{1}{8}\right) \left(\frac{1}{4} + 0.98\right)$$

$$A = 0.22 \text{ pulg}^2$$

$$A = 0.22 \text{ pulg}^2$$

$$A = 1.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El segundo momento unitario del área y el segundo momento del área se calculó mediante las ecuaciones **(2.37)** y **(2.38)**. Dado que el espesor de las placas a soldar es de **6.35 mm**, según la Tabla B.6 del Anexo B, se seleccionó el tamaño de la soldadura **h** igual a **1/8 pulg (3.175 mm)**

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d)$$

$$I_u = \frac{0.98^2}{6} \left(3 \left(\frac{1}{4}\right) + 0.98\right)$$

$$I_u = 0.28 \text{ pulg}^3$$

$$I = 0.707hI_u$$

$$I = 0.707 \left(\frac{1}{8}\right) (0.28)$$

$$I = 0.025 \text{ pulg}^4$$

$$I = 1.03 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

El cortante primario se lo calculó por medio de la ecuación **(2.39)**, en donde **F**, representa la fuerza **F<sub>12Y</sub>** calculado anteriormente de los diagramas de cuerpo libre.

Luego se calculó el cortante secundario en donde el momento  $M$  es la multiplicación entre la fuerza  $F_{12Y}$  y la distancia  $a$ .

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

$$\tau' = \frac{7242.37 \text{ N}}{1.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau' = 51.46 \text{ MPa}$$

Luego se calculó el cortante secundario en donde el momento  $M$  es la multiplicación entre la fuerza  $F_{12Y}$  y la distancia  $a$ .

$$\tau'' = \frac{Mr}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(7242.37 \text{ N})(12.5 \times 10^{-3} \text{ m}) \left( \frac{25 \times 10^{-3}}{2} \right)}{1.03 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau'' = 109.87 \text{ MPa}$$

La magnitud del cortante se calculó mediante la ecuación **(2.41)**.

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$

$$\tau = \sqrt{(51.46)^2 + (109.87)^2}$$

$$\tau = 121.32 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible según la Tabla B.6 del Anexo B es de:

$$\tau_{perm} = 36 \text{ ksi}$$

$$\tau_{perm} = 248.21 \text{ MPa}$$

Con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad es

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n = \frac{0.577(737 \text{ MPa})}{121032}$$

$$n = 3.51$$

El metal base tiene una resistencia satisfactoria debido a que el esfuerzo calculado es menor que el esfuerzo permisible.

El elemento 1 está sometido a esfuerzo por tensión considerando a la fuerza  $F_{12X}$ . Lo primero a calcular fue la longitud de la soldadura

$$l = 2b + 2d$$

$$l = 2(6.35) + 2(25)$$

$$l = 62.70 \text{ mm}$$

$$l = 2.49 \text{ pulg}$$

De la Tabla B.6, la fuerza permisible por longitud unitaria de un electrodo de metal **E-410NiMo-15** es:

$$F = 3.18l$$

$$F = \left(3.18 \frac{\text{kip}}{\text{pulg}}\right) (2.49 \text{ pulg})$$

$$F = 7.85 \text{ kip}$$

$$F = 34917.84 \text{ N}$$

El esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión se calculó mediante la ecuación (2.45).

$$\sigma = \frac{F}{tl}$$

$$\sigma = \frac{1065.67}{(3.65 \times 10^{-3})(62.7 \times 10^{-3})}$$

$$\sigma = 2.68 \text{ MPa}$$

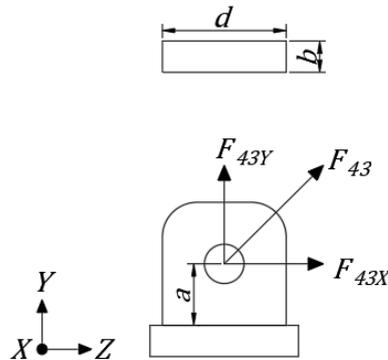
El esfuerzo permisible a tensión se lo obtiene de la Tabla B.5 del Anexo B para un tipo de carga de compresión simple.

$$\sigma_{perm} = 0.6S_y$$

$$\sigma_{perm} = 0.6(1482)$$

$$\sigma_{perm} = 889.20 \text{ MPa}$$

El elemento 2 está sometido a un esfuerzo de compresión y tensión dado por la fuerza  $F_{43Y}$ . La fuerza  $F_{43X}$  se la consideró despreciable para este análisis de soldadura.



**Figura 3.3**

Lo primero a calcular fue la longitud de la soldadura

$$l = 2(b + d)$$

$$l = 2\left(\frac{1}{4} + 0.98\right)$$

$$l = 2.47 \text{ pulg}$$

De la Tabla B.6, la fuerza permisible por longitud unitaria de un electrodo de metal **E-410NiMo-15** es:

$$F = 3.18(2.47)$$

$$F = 7.85 \text{ kip}$$

$$F = 34918.54 \text{ N}$$

Ya que la componente en y de la fuerza  $F_{43Y}$  es **7000 N** y esta es mucho menor a la fuerza permisible, la soldadura es satisfactoria. El esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión se calculó mediante la ecuación **(2.45)**.

$$\sigma = \frac{F}{tl}$$

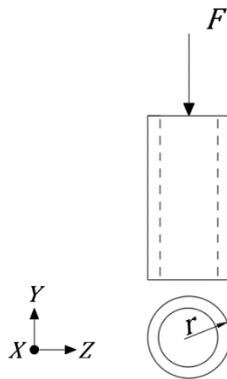
$$\sigma = \frac{7000 \text{ N}}{(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})(62.7 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\sigma = 17.58 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible a tensión se lo obtiene de la Tabla 2.6 del Anexo B para un tipo de carga de compresión simple.

$$\begin{aligned}\sigma_{perm} &= 0.6S_y \\ \sigma_{perm} &= 0.6(1482 \text{ MPa}) \\ \sigma_{perm} &= 889.20 \text{ MPa}\end{aligned}$$

El elemento 3 está sometido a un esfuerzo de compresión y tensión dado por la fuerza  $F$ .



**Figura 3.4**

Lo primero a calcular fue la longitud de la soldadura de tipo circular

$$\begin{aligned}l &= 2\pi r \\ l &= 2\pi(0.59) \\ l &= 3.71 \text{ pulg}\end{aligned}$$

De la Tabla 2.7, la fuerza permisible por longitud unitaria de un electrodo de metal **E-410NiMo-15** es:

$$\begin{aligned}F &= 3.18(3.71) \\ F &= 11.79 \text{ kip} \\ F &= 52486.90 \text{ N}\end{aligned}$$

Ya que la fuerza  $F$  es **3500 N** y esta es mucho menor a la fuerza permisible, la soldadura es satisfactoria. El esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión se calculó mediante la ecuación **(2.45)**.

$$\sigma = \frac{F}{tl}$$

$$\sigma = \frac{3500 \text{ N}}{(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})(94.24 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\sigma = 5.85 \text{ MPa}$$

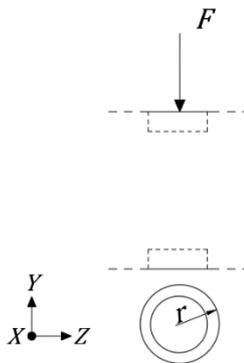
El esfuerzo permisible a tensión se lo obtiene de la Tabla B.5 del Anexo B para un tipo de carga de compresión simple.

$$\sigma_{perm} = 0.6S_y$$

$$\sigma_{perm} = 0.6(1482 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{perm} = 889.20 \text{ MPa}$$

El elemento 4 está sometido a un esfuerzo de compresión y tensión dado por la fuerza  $F$ .



**Figura 3.5**

Lo primero a calcular fue la longitud de la soldadura de tipo circular

$$l = 2\pi r$$

$$l = 2\pi(0.45)$$

$$l = 2.84 \text{ pulg}$$

De la Tabla B.6, la fuerza permisible por longitud unitaria de un electrodo de metal **E-410NiMo-15** es:

$$F = 3.18(2.84)$$

$$F = 9.05 \text{ kip}$$

$$F = 40239.96 \text{ N}$$

Ya que la fuerza  $F$  es  $7000 \text{ N}$  y esta es mucho menor a la fuerza permisible, la soldadura es satisfactoria. El esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión se calculó mediante la ecuación (2.45).

$$\sigma = \frac{F}{tl}$$
$$\sigma = \frac{7000 \text{ N}}{(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})(72.26 \times 10^{-3} \text{ m})}$$
$$\sigma = 15.26 \text{ MPa}$$

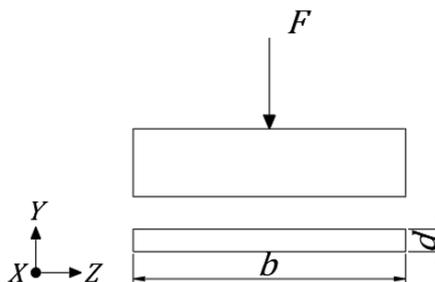
El esfuerzo permisible a tensión se lo obtiene de la Tabla B.5 del Anexo B para un tipo de carga de compresión simple.

$$\sigma_{perm} = 0.6S_y$$

$$\sigma_{perm} = 0.6(1482 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{perm} = 889.20 \text{ MPa}$$

El elemento 5 está sometido a un esfuerzo de compresión y tensión dado por la fuerza  $F$ .



**Figura 3.6**

Lo primero a calcular fue la longitud de la soldadura de tipo rectangular

$$l = 2(b + d)$$

$$l = 2(36 + 400)$$

$$l = 872 \text{ mm}$$

$$l = 34.33 \text{ pulg}$$

De la Tabla B.6 la fuerza permisible por longitud unitaria de un electrodo de metal **E-410NiMo-15** es:

$$F = 3.18(34.33)$$

$$F = 109.17 \text{ kip}$$

$$F = 485619.71 \text{ N}$$

Ya que la fuerza  $F$  es **7000 N** y esta es mucho menor a la fuerza permisible, la soldadura es satisfactoria. El esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión se calculó mediante la ecuación **(2.45)**.

$$\sigma = \frac{F}{tl}$$
$$\sigma = \frac{7000 \text{ N}}{(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})(0.872 \text{ m})}$$
$$\sigma = 1.26 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible a tensión se lo obtiene de la Tabla B.5 del Anexo B para un tipo de carga de compresión simple.

$$\sigma_{perm} = 0.6S_y$$

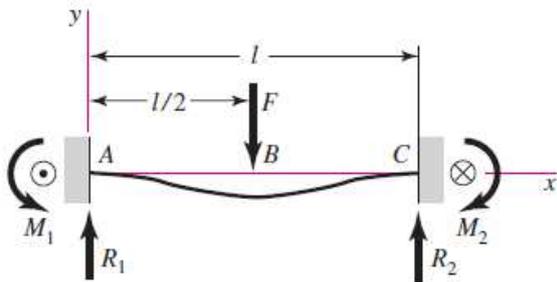
$$\sigma_{perm} = 0.6(1482 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{perm} = 889.20 \text{ MPa}$$

## ANEXO B

### TABLAS UTILIZADAS

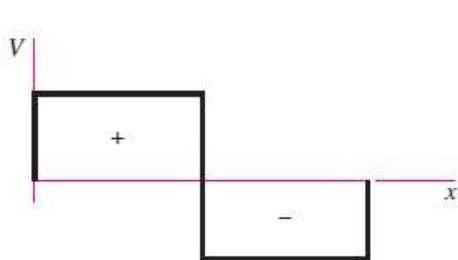
**Tabla B.1 Momentos en los extremos fijos [25].**



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{Fl}{8}$$

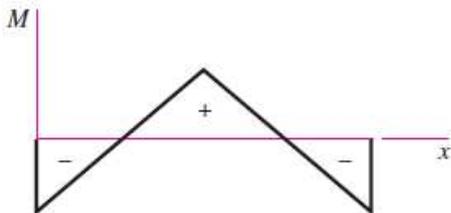
$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x - l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l - 4x)$$



$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x - 3l)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$



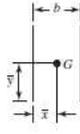
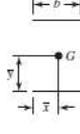
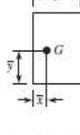
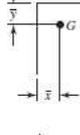
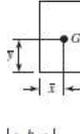
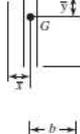
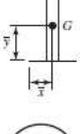
**Tabla B.2 Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas [23].**

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

**Tabla B.3** Tabla de regulación de Soldadura Arco Sumergido [21].

<b>Espesor del material (mm)</b>	<b>Diámetro del electrodo (mm)</b>	<b>Amperaje</b>	<b>Voltaje</b>	<b>Velocidad de avance (m/min.)</b>
4	2,4	375	30	1
5	2,4	425	35	1
6	3,2	480	35	0,90
7	3,2	550	30	0,88
8	4,0	550	35	0,90
10	4,0	600	35	0,90
12	4,8	750	35	0,80
16	4,8	800	36	0,55
20	4,8	925	38	0,45
25	6,4	925	36	0,45
30	6,4	925	36	0,35
35	6,4	1000	34	0,28

**Tabla B.4 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete [25].**

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_y = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_y = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_y = \pi r^3$

\*  $I_y$ , segundo momento de área, se toma respecto de un eje horizontal que pasa por G, el centroide del grupo de soldaduras, siendo h el tamaño de la soldadura; el plano del par flexionante es normal al plano de la página y paralelo al eje y; todas las soldaduras son del mismo tamaño.

**Tabla B.5 Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte [25].**

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	$n^*$
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}^\dagger$	

\*El factor de seguridad  $n$  se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

†El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de  $0.40S_y$  del metal base.

Tabla B.6 Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete [25].

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete						Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h											
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)																	
Esfuerzo constante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial																	
$\tau =$	60*	70*	80	90*	100	110*	120										
	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0										
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal																	
$f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h										
Tamaño del cableto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal							Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg					Tamaño de la soldadura, pulg				
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45	*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive					$\frac{1}{8}$				
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27	Mayor que $\frac{1}{4}$					Hasta $\frac{1}{2}$				
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09	Mayor que $\frac{1}{2}$					Hasta $\frac{3}{4}$				
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91	Mayor que $\frac{3}{4}$					Hasta $1\frac{1}{2}$				
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73	Mayor que $1\frac{1}{2}$					Hasta $2\frac{1}{4}$				
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14	Mayor que $2\frac{1}{4}$					Hasta 6				
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54	Mayor que 6									
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95										
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36										
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77										
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18										
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59										

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.

\*El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a  $\frac{3}{16}$  pulg.

†Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de  $\frac{5}{16}$  pulg por cada  $\frac{3}{4}$  pulg de material.

\*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.

$f = 0.707 h T_{\text{perm}}$

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), Stress Allowables Affect Weldment Design, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo de 1991, p. 3. Reproducido con autorización de Lincoln Electric Company.

## ANEXO C

### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ACTUADOR ELÉCTRICO RK-ROSE+KRIEGER

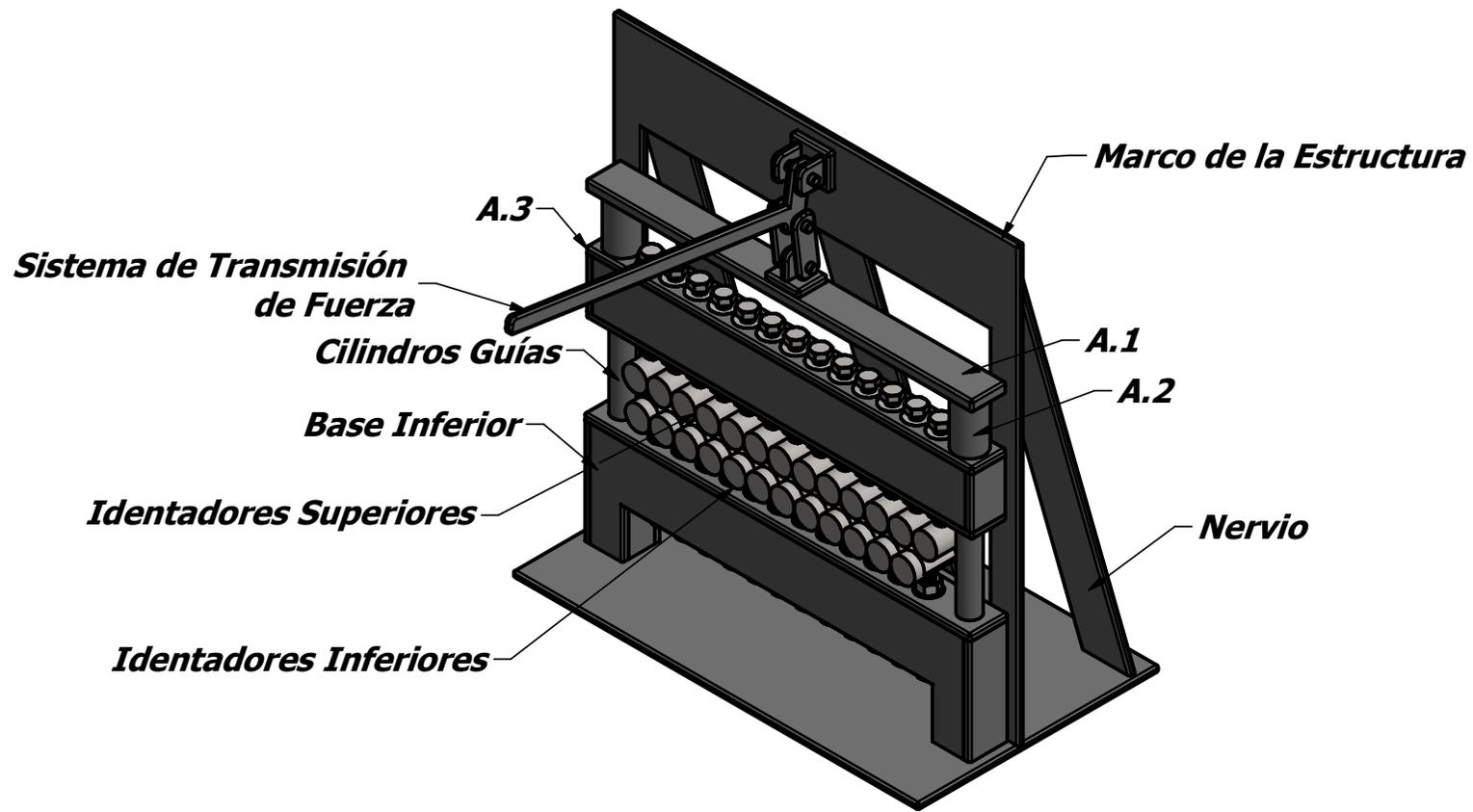
Tabla C.1 Cilindros eléctricos posibles para el sistema de transmisión de fuerza de la máquina dobladora de placas de fijación.

<b>Cilindro eléctrico 010</b>		
	Carrera máxima	50 mm
	Fuerza de compresión máxima	300 N
	Fuerza de tracción máxima	300 N
	Velocidad de desplazamiento máximo	14 mm/s
	Grado de protección	IP30
<b>Cilindro eléctrico SLZ 90</b>		
	Carrera máxima	2000 mm
	Fuerza de compresión máxima	25000 N
	Fuerza de tracción máxima	25000 N
	Velocidad de desplazamiento máximo	77 mm/s
	Grado de protección	IP54

## ANEXOS D

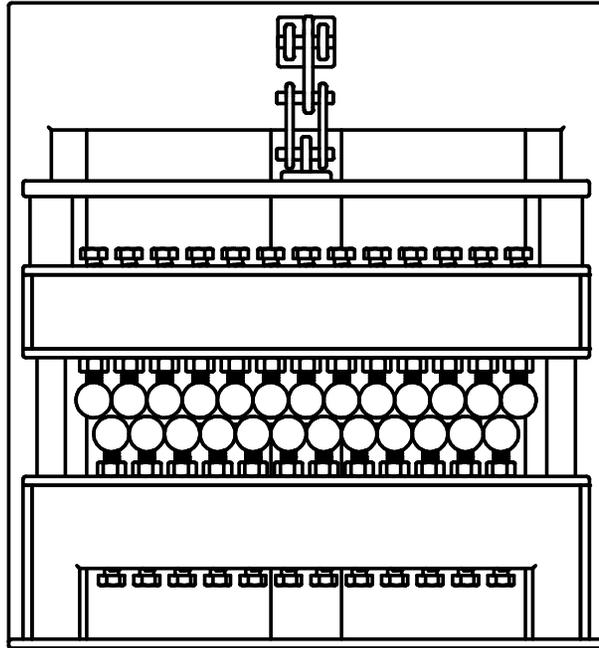
### PLANOS DE LA MÁQUINA DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN

A continuación, se presentan los planos de la máquina dobladora de placas de fijación.

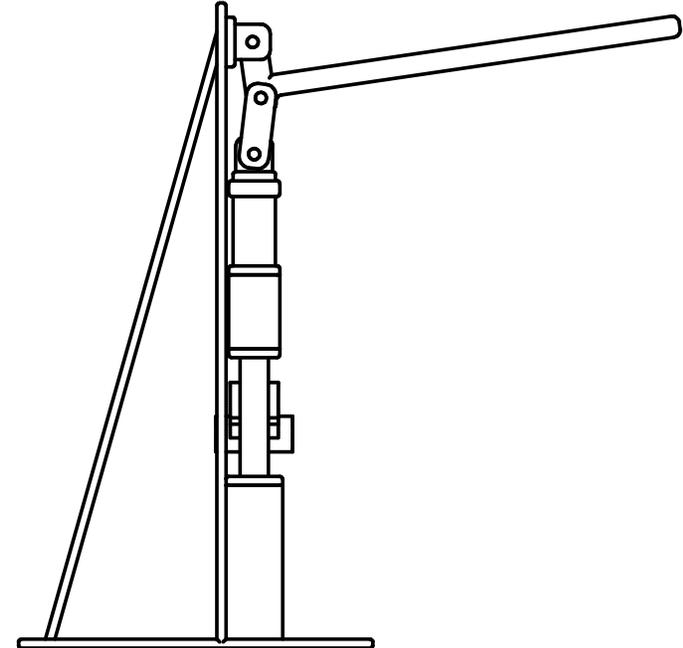


Vista Isométrica de la Dobladora de Placas de Fijación

<p>Todas las medidas vienen dadas en mm con tolerancias de <math>\pm 0.1</math> mm.          La tolerancia de los ángulos es de <math>\pm 0^\circ 20''</math>.          Los espesores de la placa son de 6.35mm, a menor que se indique lo contrario.          La soldadura utilizada en todas las juntas es SMAW de tipo filete de 1/8 de pulgada.</p>		PLANO N°: <p style="text-align: center;">1</p>	MAQUINA: <p style="text-align: center;">DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN</p>	CANTIDAD PLANOS: <p style="text-align: center;">7</p>	ESCALA: <p style="text-align: center;">1:5</p>	<p style="font-size: 2em; font-weight: bold;">ESPOL</p>
REVISIONES	NOMBRE DEL ELEMENTO: <p style="text-align: center;">Componentes de máquina dobladora de placas de fijación</p>		MATERIAL: <p style="text-align: center;">Acero AISI 420</p>		<p style="font-size: 2em; font-weight: bold;">FIMCP</p>	
OBSERVACIONES	DISEÑADO POR: <p style="text-align: center;">María Belén Noboa Saavedra Ariana Dominique Tamayo Terán</p>		FECHA: <p style="text-align: center;">04/09/2018</p>			
<p style="text-align: center;">No hay observaciones.</p>	REVISADO POR: <p style="text-align: center;">Ph.D. Carlos Gabriel Helguero Alcívar</p>		FECHA: <p style="text-align: center;">04/09/2018</p>			

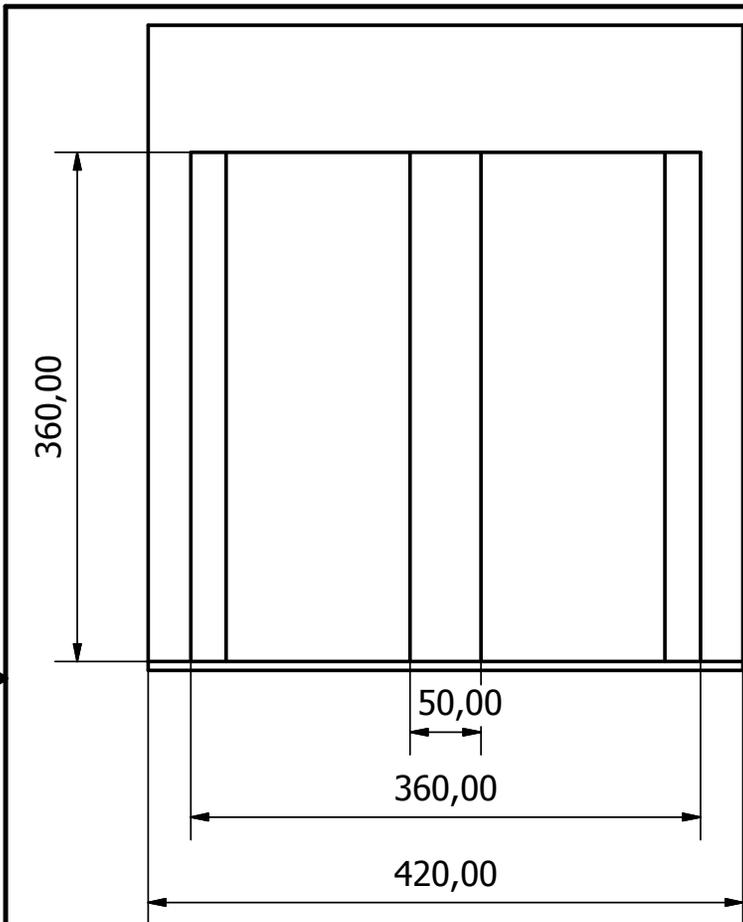


Vista Frontal de la Dobladora de Placas de Fijación

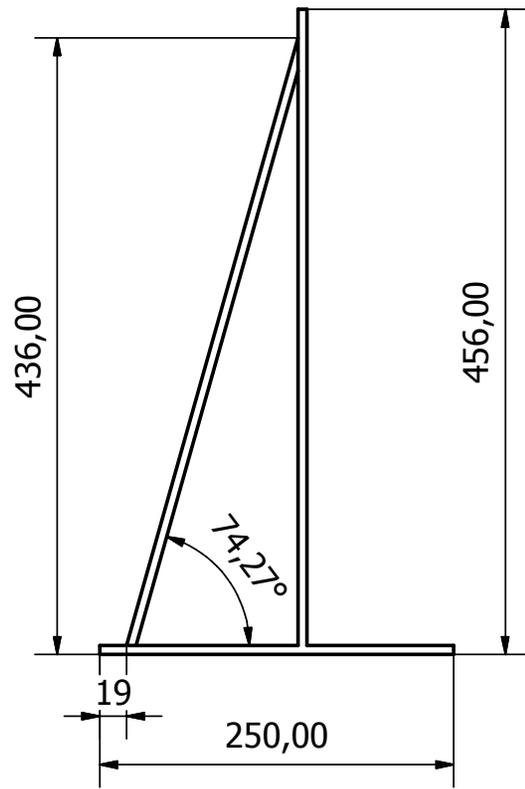


Vista Lateral de la Dobladora de Placas de Fijación

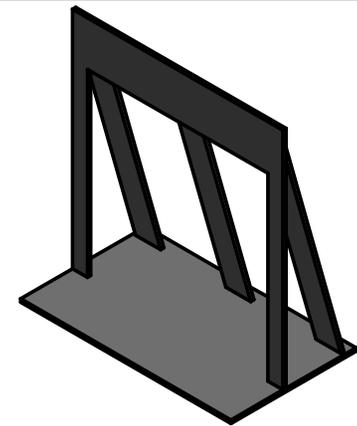
<p>Todas las medidas vienen dadas en mm con tolerancias de <math>\pm 0.1</math> mm.          La tolerancia de los ángulos es de <math>\pm 0^\circ 20''</math>.          Los espesores de la placa son de 6.35mm, a menor que se indique lo contrario.          La soldadura utilizada en todas las juntas es SMAW de tipo filete de 1/8 de pulgada.</p>		<p>PLANO N°: 2</p>	<p>MAQUINA: DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN</p>	<p>CANTIDAD PLANOS: 7</p>	<p>ESCALA: 1:5</p>	<p><b>FIMCP</b></p> <p><b>ESPOL</b></p>
<p>REVISIONES</p>	<p>NOMBRE DEL ELEMENTO: Vista frontal y lateral de la máquina dobladora de placas de fijación</p>		<p>MATERIAL: Acero AISI 420</p>			
<p>OBSERVACIONES</p>	<p>DISEÑADO POR: María Belén Noboa Saavedra Ariana Dominique Tamayo Terán</p>		<p>FECHA: 04/09/2018</p>			
<p>No hay observaciones.</p>	<p>REVISADO POR: Ph.D. Carlos Gabriel Helguero Alcívar</p>		<p>FECHA: 04/09/2018</p>			



Vista Frontal del Marco y Nervio



Vista Lateral del Marco y Nervio



Todas las medidas vienen dadas en mm con tolerancias de  $\pm 0.1$  mm.  
 La tolerancia de los ángulos es de  $\pm 0^\circ 20''$ .  
 Los espesores de la placa son de 6.35mm, a menor que se indique lo contrario.  
 La soldadura utilizada en todas las juntas es SMAW de tipo filete de 1/8 de pulgada.

PLANO N°:  
3

MAQUINA:  
DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN

CANTIDAD  
PLANOS:  
7

ESCALA:  
1:5

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:  
Marco de la estructura y nervio

MATERIAL:  
Acero AISI 420

FIMCP

ESPOL

OBSERVACIONES

DISEÑADO POR:  
María Belén Noboa Saavedra  
Ariana Dominique Tamayo Terán

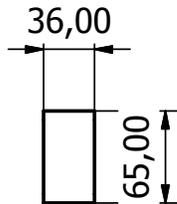
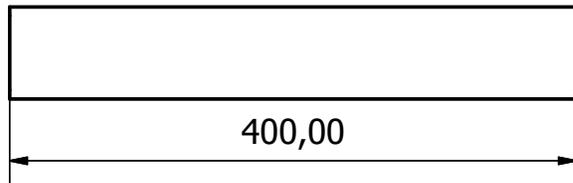
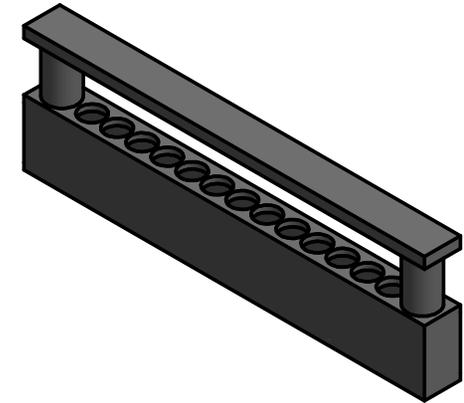
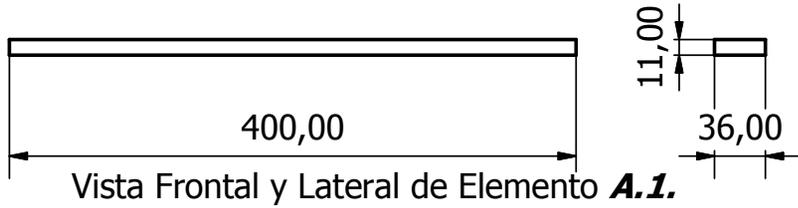
FECHA:  
04/09/2018

No hay observaciones.

REVISADO POR:  
Ph.D. Carlos Gabriel Helguero Alcívar

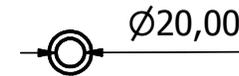
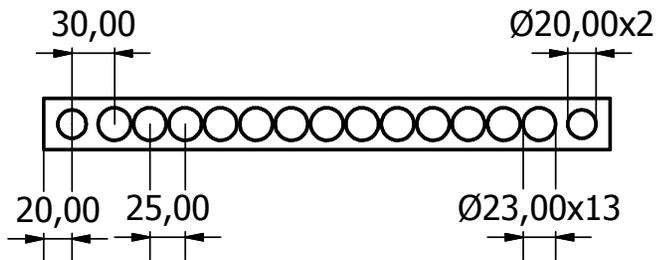
FECHA:  
04/09/2018



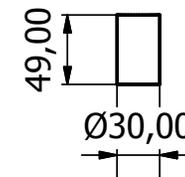


Vista Frontal del Elemento **A.3.**

Vista Lateral del Elemento **A.3.**

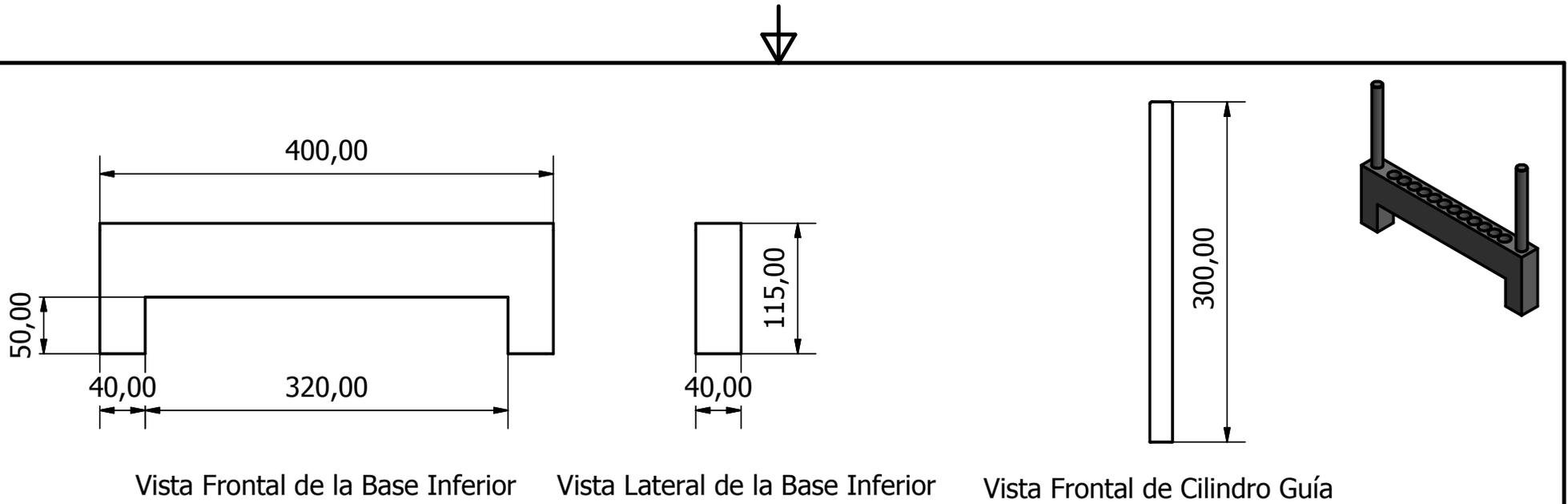


Vista Superior del Elemento **A.2.**



Vista Frontal del Elemento **A.2.**

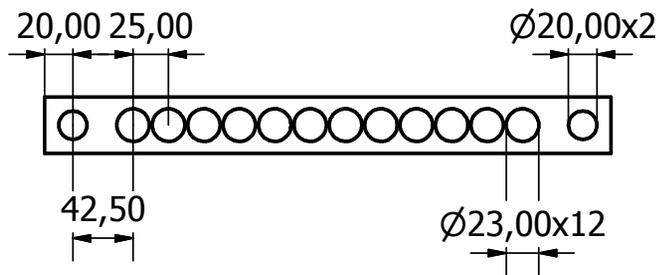
<p>Todas las medidas vienen dadas en mm con tolerancias de <math>\pm 0.1</math> mm.          La tolerancia de los ángulos es de <math>\pm 0^\circ 20''</math>.          Los espesores de la placa son de 6.35mm, a menor que se indique lo contrario.          La soldadura utilizada en todas las juntas es SMAW de tipo filete de 1/8 de pulgada.</p>		<p>PLANO N°: 4</p>	<p>MAQUINA: DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN</p>	<p>CANTIDAD PLANOS: 7</p>	<p>ESCALA: 1:5</p>	<p><b>FIMCP</b></p> <p><b>ESPOL</b></p>
<p>REVISIONES</p>	<p>NOMBRE DEL ELEMENTO: Base Superior</p>		<p>MATERIAL: Acero AISI 420</p>	<p><b>FIMCP</b></p>		
<p>OBSERVACIONES</p>	<p>DISEÑADO POR: María Belén Noboa Saavedra Ariana Dominique Tamayo Terán</p>		<p>FECHA: 04/09/2018</p>			
<p>El elemento <b>A.1</b> tiene un espesor de 11mm.</p>	<p>REVISADO POR: Ph.D. Carlos Gabriel Helguero Alcívar</p>		<p>FECHA: 04/09/2018</p>			



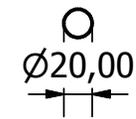
Vista Frontal de la Base Inferior

Vista Lateral de la Base Inferior

Vista Frontal de Cilindro Guía



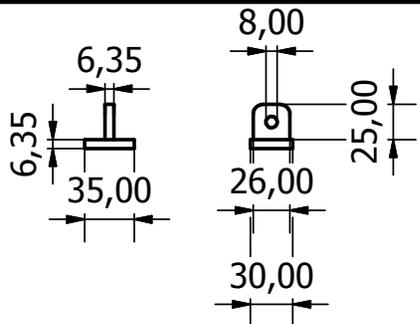
Vista Superior de Base Inferior



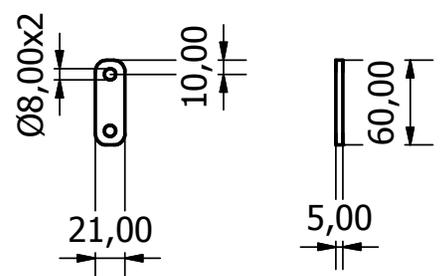
Vista Superior del Cilindro Guía

Todas las medidas vienen dadas en mm con tolerancias de  $\pm 0.1$  mm.  
 La tolerancia de los ángulos es de  $\pm 0^\circ 20''$ .  
 Los espesores de la placa son de 6.35mm, a menor que se indique lo contrario.  
 La soldadura utilizada en todas las juntas es SMAW de tipo filete de 1/8 de pulgada.

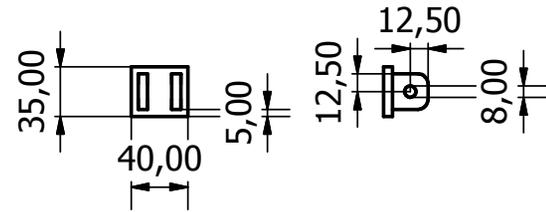
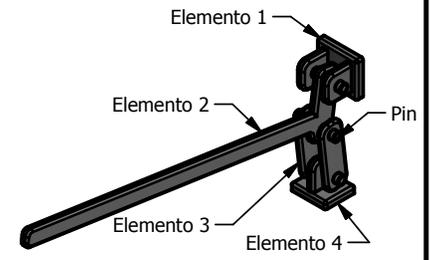
PLANO N°: 5	MAQUINA: DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN	CANTIDAD PLANOS: 7	ESCALA: 1:5	<b>ESPOL</b>
REVISIONES	NOMBRE DEL ELEMENTO: Base inferior y cilindro guía	MATERIAL: Acero AISI 420	<b>FIMCP</b>	
OBSERVACIONES	DISEÑADO POR: María Belén Noboa Saavedra Ariana Dominique Tamayo Terán	FECHA: 04/09/2018		
No hay observaciones.	REVISADO POR: Ph.D. Carlos Gabriel Helguero Alcívar	FECHA: 04/09/2018		



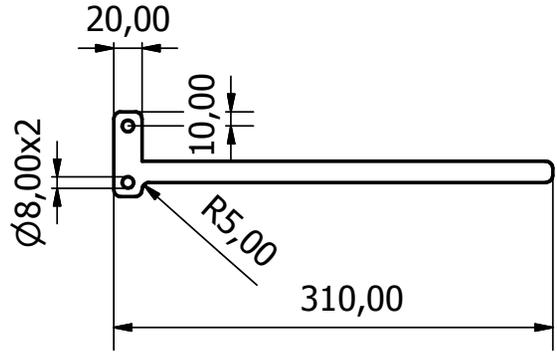
Vista Frontal y Lateral del Elemento 4



Vista Frontal y Lateral del Elemento 3



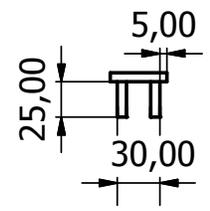
Vista Frontal y Lateral del Elemento 1



Vista Frontal y Lateral del Elemento 2



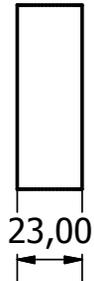
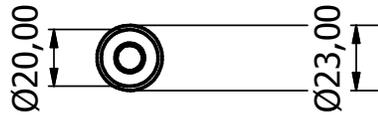
Vista Frontal y Lateral del Pin



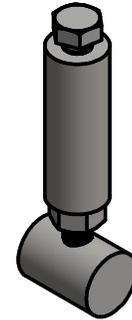
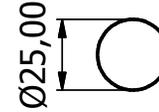
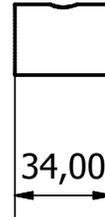
Vista Superior del Elemento 1

<p>Todas las medidas vienen dadas en mm con tolerancias de <math>\pm 0.1</math> mm.          La tolerancia de los ángulos es de <math>\pm 0^\circ 20''</math>.          Los espesores de la placa son de 6.35mm, a menor que se indique lo contrario.          La soldadura utilizada en todas las juntas es SMAW de tipo filete de 1/8 de pulgada.</p>		<p>PLANO N°: 6</p>	<p>MAQUINA: DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN</p>	<p>CANTIDAD PLANOS: 7</p>	<p>ESCALA: 1 : 5</p>	<h1>ESPOL</h1>
<p>REVISIONES</p>	<p>NOMBRE DEL ELEMENTO: Sistema de transmisión de fuerza de la palanca</p>	<p>MATERIAL: Acero AISI 420</p>	<h2>FIMCP</h2>			
<p>OBSERVACIONES</p>						
<p>No hay observaciones.</p>	<p>DISEÑADO POR: María Belén Noboa Saavedra Ariana Dominique Tamayo Terán</p>	<p>FECHA: 04/09/2018</p>	<h2>FIMCP</h2>			
	<p>REVISADO POR: Ph.D. Carlos Gabriel Helguero Alcívar</p>	<p>FECHA: 04/09/2018</p>				

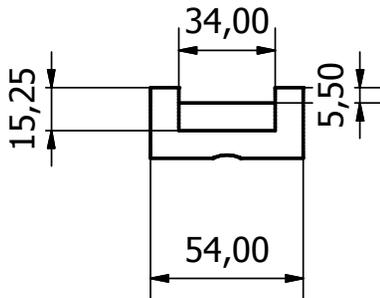




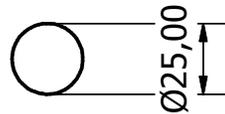
Vista Frontal e Inferior del Cilindro de Ajuste



Vista Lateral y Frontal del Identador Superior



Vista Lateral y Frontal del Indetador Inferior



Todas las medidas vienen dadas en mm con tolerancias de  $\pm 0.1$  mm.  
 La tolerancia de los ángulos es de  $\pm 0^\circ 20'$ .  
 Los espesores de la placa son de 6.35mm, a menor que se indique lo contrario.  
 La soldadura utilizada en todas las juntas es SMAW de tipo filete de 1/8 de pulgada.

PLANO N°:  
7

MAQUINA:  
DOBLADORA DE PLACAS DE FIJACIÓN

CANTIDAD  
PLANOS:  
7

ESCALA:  
1 : 2,5

NOMBRE DEL ELEMENTO:  
Sistema de ajuste de indentador

MATERIAL:  
Acero AISI 420

FIMCP

ESPOL

DISEÑADO POR:  
María Belén Noboa Saavedra  
Ariana Dominique Tamayo Terán

FECHA:  
04/09/2018

REVISADO POR:  
Ph.D. Carlos Gabriel Helguero Alcívar

FECHA:  
04/09/2018

No hay observaciones.