



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA PARA LA FABRICACIÓN DE REMACHES PARA ZAPATAS DE LA EMPRESA FRENOSUR

*Tesis de Grado previo a
la Obtención del Título
de Ingeniero Electromecánico*

Autor: Oswaldo Alfredo Muñoz Esparza

Director: Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

LOJA – ECUADOR

2014

CERTIFICACIÓN

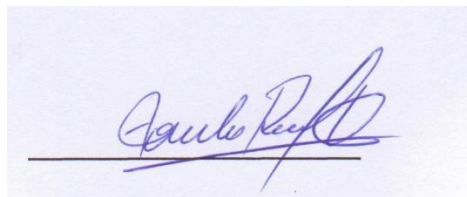
Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA PARA LA FABRICACIÓN DE REMACHES PARA ZAPATAS DE LA EMPRESA FRENOSUR”**, previa a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, realizado por el señor egresado: **Oswaldo Alfredo Muñoz Esparza**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 25 de Junio del 2014



.....
Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

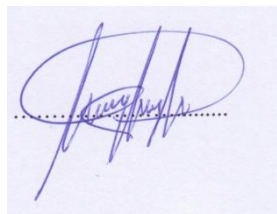
DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo, **Oswaldo Alfredo Muñoz Esparza**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional - Biblioteca Virtual.

Autor: Oswaldo Alfredo Muñoz Esparza



Firma:

Cédula: 1104890916

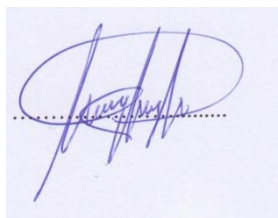
Fecha: Loja, 25 de Junio del 2014

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo **Oswaldo Alfredo Muñoz Esparza**, declaro ser autor de la tesis titulada “**AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA PARA LA FABRICACIÓN DE REMACHES PARA ZAPATAS DE LA EMPRESA FRENOSUR**”, como requisito para optar al grado de **Ingeniero Electromecánico**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes información del país y del exterior, con cuales tenga convenio la Universidad.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los 11 días del mes de julio del dos mil catorce.



Firma:

Autor: Oswaldo Alfredo Muñoz Esparza

Cédula: 110489091-6

Dirección: Loja (Barrio las Palmas, calle Atenas y Berlín)

Correo Electrónico: oswaldom_01@hotmail.com

Teléfono: 2 610-232

Celular: 0993171475

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Thuesman Estuardo Montaña Peralta, Mg. Sc.

Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta, Mg. Sc.

Ing. Jorge Enrique Carrión González, Mg. Sc.

PENSAMIENTO

"Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad."

Albert Einstein

DEDICATORIA

A mi madre con todo mi amor y gratitud por su ejemplo y apoyo.

Oswaldo Muñoz

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Nacional de Loja y a mis maestros de la carrera de Ingeniería Electromecánica, por los conocimientos compartidos y por la excelente formación adquirida.

A la Empresa Frenosur, en la persona del Sr Tnlg. Patricio Aguirre por la confianza depositada para el desarrollo del presente proyecto.

A mi Director de Tesis, Ing. Gonzalo Riofrío, por su invaluable ayuda.

Oswaldo Muñoz

TABLA DE CONTENIDOS

a.-TÍTULO.....	18
b. RESUMEN	19
c.- INTRODUCCIÓN.....	20
d.- REVISIÓN DE LITERATURA.....	21
d.1 REMACHES PARA ZAPATAS DE FRENO.....	21
d.1.1.- Definición	21
d.1.2.- Forma de empleo	21
d.1.3.- Clasificación de los remaches	21
d.1.4.- Partes de un remache	22
d.1.5.- Requisitos para fabricación de remaches para zapatas	22
d.1.5.1- Dimensiones de los remaches	22
d.1.5.2- Composición química.....	23
d.1.5.3- Excentricidad.....	23
d.1.5.4- Angulo de corte	23
d.1.5.5- Muestreo.....	24
d.1.5.6- Aceptación y rechazo	24
d.1.5.7- Método de ensayo.....	25
d.1.5.7.1- Dimensionales	25
d.1.5.7.2- Dureza de Rockwell.....	25
d.1.5.7.3- Determinación de la excentricidad	25
d.1.5.7.4- Medición del ángulo de corte	25
d.2.- PROCESO DE FORMADO DE REMACHES.....	26
d.2.1- Doblado.....	27
d.2.1.1- Descripción de la estampa de doblado	27
d.2.1.2- Selección de acero para estampas de doblado.....	27
d.2.1.3- Proceso de abocardado y rebordeado	28
d.2.2- Fuerza para el proceso de abocardado y rebordeado	28
d.2.2.1- Tornillo de potencia	29
d.2.2.1.1- Paso.....	29

d.2.2.1.2- Avance	29
d.2.2.1.3- Angulo de la hélice	30
d.3.- MÁQUINAS PARA LA FABRICACIÓN DE REMACHES PARA ZAPATAS...	31
d.3.1.- Troqueladora	31
d.3.1.1- Tipos de troqueladoras mecánicas.....	31
d.3.1.2- Criterios para seleccionar la troqueladora adecuada	31
d.3.2.- Troqueladora lateral de excéntrica.....	32
d.3.3.- Elementos de una máquina troqueladora	32
d.3.3.1- Volantes.....	33
d.3.3.1.1- Cálculos en el volante de inercia	33
d.3.3.1.1.1- Peso del volante.....	34
d.3.3.1.1.2- Masa del volante	34
d.3.3.1.1.3- Revoluciones medias del volante	34
d.3.3.1.1.4- Radio medio del volante.....	35
d.3.3.1.1.5- Velocidad tangencial media	35
d.3.3.1.1.6- Fuerza máxima de estampado	35
d.3.3.1.1.7- Momento de inercia del volante	35
d.3.3.1.1.8- Potencia del motor.....	36
d.3.3.1.1.9- Momento torsor del volante	36
d.3.3.1.1.10- Fuerza tangencial	36
d.3.3.2- Embragues y frenos	37
d.3.3.3- Motores.....	38
d.3.4. Troqueles	38
d.3.4.1- Tipos de troqueles	39
d.3.4.2- Componentes de un troquel.....	39
d.3.4.3- Criterios de elección del sistema constructivo de un troquel	41
d.3.5- Sistema de transmisión mecánica	41
d.3.5.1- Tipos de bandas	41
d.3.5.2- Cálculos de la transmisión por correas.....	42
d.3.5.2.1- Relación de transmisión.....	42
d.3.5.2.2- Elección de los diámetros primitivos de las poleas	42

d.3.5.2.3-	Distancia entre ejes	42
d.3.5.2.4-	Longitud primitiva de la correa	42
d.3.5.2.5-	Distancia interaxial	43
d.3.5.2.6-	Velocidad tangencial de la correa.....	43
d.3.5.2.7-	Determinación del arco de contacto de la correa sobre la polea menor	43
d.3.5.2.8-	Frecuencia de flexiones	43
d.3.5.2.9-	Determinación del número de correas.	43
d.3.5.2.10-	Fuerza circunferencial sobre las poleas	43
d.3.5.2.11-	Coefficiente de corrección	43
d.3.5.2.12-	Tensión máxima en la correa.....	43
d.3.5.2.13-	vida util de la correa	44
d.3.5.2.14-	Ciclos de la correa antes de la destrucción	44
d.3.6-	Sistema de automatización mecánica	45
d.3.6.1-	Mecanismo de rotación intermitente	45
d.3.6.1.1-	Rueda de ginebra	45
d.3.6.2-	Mecanismo de alimentación y posicionamiento automático.....	47
d.3.6.2.1-	Alimentador rotatorio centrífugo.....	47
d.4.-	SISTEMAS DE CONTROL AUTOMÁTICO.....	48
d.4.1.-	Elementos componentes de un sistema de control.....	48
d.4.2-	Tipos de sistemas de control.....	49
d.4.2.1-	Sistemas en lazo abierto	49
d.4.2.2-	Sistemas en lazo cerrado	49
d.4.3-	Sistema de automatización eléctrica	50
d.4.4-	Sistema de automatización electrónica	50
d.4.4.1-	Controlador lógico programable (PLC)	50
d.4.4.1.1-	Componentes de un PLC	51
e.-	MATERIALES Y MÉTODOS.....	52
e.1	Materiales.....	52
e.2	Métodos.....	52
e.2.1-	Método analítico	52
e.2.2-	Método sintético.....	52

e.2.3- Método experimental	53
e.2.4- Método inductivo	53
e.2.5- Método deductivo	53
e.3 - Descripción sobre el desarrollo del proyecto.....	53
f.- RESULTADOS	55
f.1.- Estado inicial de la máquina.....	55
f.1.1.- Sistema motriz	56
f.1.2.- Estructura de la máquina	56
f.1.3.- Sistema porta-herramientas	56
f.1.4.- Sistema de accionamiento	56
f.1.5.- Sistema de alimentación	56
f.2.- Rediseño de la máquina troqueladora	57
f.2.1 - Componentes del sistema automático de troquelado.....	57
f.2.1.1 - Sistema rotatorio intermitente.....	58
f.2.1.2 - Sistema motriz	58
f.2.1.3 - Sistema de accionamiento.....	58
f.2.1.4 - Sistema porta-herramienta	59
f.2.1.5 - Sistema dosificador de casquillos	59
f.2.1.6 - Sistema de alimentación y orientación de casquillos.....	59
f.2.2- Cálculos para el diseño de los componentes de la máquina troqueladora.....	60
f.2.2.1- Diseño del sistema de troquelado	60
f.2.2.1.1- Diseño de los punzones de conformado.....	61
f.2.2.1.2- Diseño del porta-punzones	63
f.2.2.1.3- Diseño de la matriz y porta-matriz.....	64
f.2.2.1.4- Cálculo de la fuerza para el conformado del remache	65
f.2.2.1.4.1- Fuerza necesaria para el proceso de abocardado	66
f.2.2.1.4.2- Fuerza necesaria para el proceso de rebordeado.....	67
f.2.2.1.5- Cálculo de fuerza ejercida por la palanca de accionamiento	68
f.2.2.1.6- Cálculo fuerza ejercida por el volante de inercia	69
f.2.2.1.6.1- Cálculo del peso del volante	69
f.2.2.1.6.2- Cálculo de la masa del volante.....	69

f.2.2.1.6.3- Cálculo de las revoluciones medio del volante.....	70
f.2.2.1.6.4- Cálculo del radio medio del volante	70
f.2.2.1.6.5- Cálculo de la velocidad tangencial media.....	70
f.2.2.1.6.6- Cálculo de la fuerza máxima de estampado.....	70
f.2.2.1.6.7- Cálculo del momento de inercia del volante.....	71
f.2.2.1.6.8- Cálculo de la potencia del motor	71
f.2.2.1.6.9- Cálculo de fuerza máxima de estampado con la potencia del motor normalizada	71
f.2.2.1.6.10- Cálculo del momento tursor del volante	71
f.2.2.1.6.11- Cálculo de la fuerza tangencial	72
f.2.2.1.7- Cálculo del sistema de transmisión para accionar la excéntrica	72
f.2.2.1.7.1- Cálculo de la relación de transmisión	72
f.2.2.1.7.2- Cálculo del diámetro de la polea menor	72
f.2.2.1.7.3- Determinación del tipo de correa trapezoidal	73
f.2.2.1.7.4- Determinación de la carga útil para correa trapezoidal	73
f.2.2.1.7.5- Cálculo de la distancia entre ejes	73
f.2.2.1.7.6- Cálculo de la distancia óptima entre centros.....	74
f.2.2.1.7.7- Cálculo de la longitud de la correa	74
f.2.2.1.7.8- Cálculo de la distancia interaxial	74
f.2.2.1.7.9- Cálculo de la velocidad de la correa	75
f.2.2.1.7.10- Cálculo de la frecuencia de flexiones	75
f.2.2.1.7.11- Determinación del ángulo de abrazado.....	75
f.2.2.1.7.12- Cálculo del coeficiente de corrección.....	75
f.2.2.1.7.13- Cálculo de la fuerza circunferencial sobre las poleas	76
f.2.2.1.7.14- Cálculo del número de correas.....	76
f.2.2.1.7.15- Cálculo de la tensión máxima en la correa	76
f.2.2.1.7.16- Esfuerzo debido a las fuerzas centrífugas:.....	77
f.2.2.1.7.17- Cálculo del esfuerzo a la flexión.....	77
f.2.2.1.7.18- Cálculo de la vida útil	78
f.2.2.1.7.19- Cálculo del número de ciclos de la correa antes de la destrucción	78

f.2.2.2 - Cálculos de diseño del sistema rotatorio intermitente	78
f.2.2.2.1- Cálculo del ángulo β	79
f.2.2.2.2- Cálculo de la distancia entre centros	80
f.2.2.2.3- Proceso para el diseño de la cruz de malta.....	80
f.2.2.2.4- Cálculo del sistema de transmisión para el accionamiento de la cruz de malta.....	81
f.2.2.2.4.1- Cálculo de la relación de transmisión	81
f.2.2.2.4.2- Cálculo del momento torsor en la polea del motor	82
f.2.2.2.4.3- Cálculo del diámetro de la polea del motor	82
f.2.2.2.4.4- Cálculo del diámetro de la polea del reductor	82
f.2.2.2.4.5- Determinación del tipo de correa trapezoidal	82
f.2.2.2.4.6- Determinación de la carga útil para correa trapezoidal	83
f.2.2.2.4.7- Cálculo de la distancia entre ejes	83
f.2.2.2.4.8- Cálculo de la distancia óptima entre centros.....	84
f.2.2.2.4.9- Cálculo de la longitud de la correa	84
f.2.2.2.4.10- Cálculo de la distancia interaxial	84
f.2.2.2.4.11- Cálculo de la velocidad de la correa	85
f.2.2.2.4.12- Cálculo de la frecuencia de flexiones	85
f.2.2.2.4.13- Determinación del ángulo de abrazado.....	85
f.2.2.2.4.14- Cálculo del coeficiente de corrección.....	85
f.2.2.2.4.15- Cálculo de la fuerza circunferencial sobre las poleas	86
f.2.2.2.4.16- Cálculo del número de correas.....	86
f.2.2.2.4.17- Cálculo de la tensión máxima en la correa	86
f.2.2.2.4.18- Esfuerzo debido a las fuerzas centrífugas:.....	87
f.2.2.2.4.19- Esfuerzo a causa de la flexión:.....	87
f.2.2.2.4.20- Cálculo de la vida útil	87
f.2.2.2.4.21- Cálculo del número de ciclos de la correa antes de la destrucción	88
f.2.2.3 - Diseño del sistema de alimentación de los casquillos	89
f.2.2.4 - Diseño del sistema de expulsión del remache.....	90
f.2.2.4.1 - Cálculo de selección del resorte en el brazo de expulsión	91

f.2.2.5 - Diseño del sistema de alimentación y orientación de los casquillos	94
f.2.2.5.1- Cálculo del sistema de transmisión para el accionamiento del alimentador rotatorio.....	95
f.2.2.5.1.1- Cálculo de la relación de transmisión	95
f.2.2.5.1.2- Cálculo del diámetro de la polea mayor	96
f.2.2.5.1.3- Determinación del tipo de correa trapezoidal	96
f.2.2.5.1.4- Determinación de la carga útil para correa trapezoidal	96
f.2.2.5.1.5- Cálculo de la distancia entre ejes	97
f.2.2.5.1.6- Cálculo de la distancia óptima entre centros.....	97
f.2.2.5.1.7- Cálculo de la longitud de la correa	97
f.2.2.5.1.8- Cálculo de la distancia interaxial	98
f.2.2.5.1.9- Cálculo de la velocidad de la correa	98
f.2.2.5.1.10- Cálculo de la frecuencia de flexiones	98
f.2.2.5.1.11- Determinación del ángulo de abrazado.....	98
f.2.2.5.1.12- Cálculo del momento torsor en la polea del motor	99
f.2.2.5.1.13- Cálculo del coeficiente de corrección	99
f.2.2.5.1.14- Cálculo del coeficiente de la banda	99
f.2.2.5.1.15- Cálculo de la fuerza circunferencial sobre las poleas	99
f.2.2.5.1.16- Cálculo del número de correas.....	100
f.2.2.5.1.17- Cálculo de la tensión máxima en la correa	100
f.2.2.5.1.18- Esfuerzo debido a las fuerzas centrífugas:.....	100
f.2.2.5.1.19- Esfuerzo a causa de la flexión:.....	101
f.2.2.5.1.20- Cálculo de la vida útil	101
f.2.2.5.1.21- Cálculo del número de ciclos de la correa antes de la destrucción	101
f.3 Descripción del proceso de automatización en la máquina troqueladora.....	102
f.4 Evaluación Económica	104
g.- DISCUSIÓN	107
h.- CONCLUSIONES	109
i.- RECOMENDACIONES	110
j.- BIBLIOGRAFÍA	111

k. ANEXOS 112

SIMBOLOGÍA

W = carga paralela al eje del tornillo

r_m = radio medio de la rosca

r_c = radio efectivo de la superficie de rozamiento

f_r = coeficiente de rozamiento entre las roscas del tornillo y tuerca

f_c = coeficiente de rozamiento en el collar

α = ángulo de la hélice de la rosca en el radio medio

θ_n = ángulo entre la tangente al perfil del diente y una línea radial

D = diámetro exterior del volante

d = diámetro interior del volante

b = ancho en m de la corona del volante

G = peso del volante

ρ_a = peso específico del material que constituye el volante

m = masa del volante

g = aceleración de la gravedad

n = número de revoluciones medio del volante

n_2 = número máximo de revoluciones del volante

v = velocidad tangencial media sobre el radio medio R

Q = fuerza máxima del estampado

δ = grado de irregularidad del volante

c = carrera del punzón durante la cual se ejerce la presión máxima Q

I = momento de inercia del volante en rotación

N_{cv} = Potencia del motor en Hp

η_m = rendimiento mecánico

F_2 = fuerza tangencial en Kg, relativa a M_{t2} sobre el radio medio R del volante

M_{t2} = momento torsor en Kgm del volante, en relación a n_2

i = relación de transmisión

d_1 = diámetro de la polea mayor

d_2 = diámetro de la polea menor

a_{min} = distancia mínima entre centros

a_{max} = distancia máxima entre centros

L = longitud primitiva de la correa

V = velocidad tangencial de la correa

α = ángulo de contacto de la correa sobre la polea

f = frecuencia de flexiones

Z_c = número de correas

F_t = fuerza circunferencial sobre las poleas

σ_{max} = tensión máxima en la correa

E_{flex} = esfuerzo a causa de flexión

H = número de horas de duración de la correa hasta su destrucción

u = número de recorridos de la correa por seg.

$x = \text{número de poleas de la transmisión}$

$\sigma_{fat} = \text{límite de fatiga de la correa}$

$\sigma_{max} = \text{tensión máxima por ciclo}$

$N = \text{número de ciclos de la correa antes de su destrucción}$

a.-TÍTULO

**AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA
TROQUELADORA PARA LA FABRICACIÓN DE
REMACHES PARA ZAPATAS DE LA EMPRESA
FRENOSUR**

b. RESUMEN

La empresa Frenosur, debido a que posee una alta demanda de remaches de cobre para zapatas, se ha visto en la necesidad de incorporar una máquina capaz de fabricar los remaches de manera automática, aumentando los niveles de producción y sustituyendo la mano de obra de los operarios.

En función de este requerimiento se ha realizado la presente tesis, la cual consiste en realizar la automatización de una máquina troqueladora para la fabricación de remaches para zapatas.

Como primer punto se ha realizado un estudio del producto que se tiene que fabricar, para en función de este análisis realizar el diseño y elección de los procesos tecnológicos que se deberán seguir para llegar al fin propuesto.

A la máquina troqueladora se le ha realizado una serie de cambios en su estructura, mediante la construcción y adaptación de piezas mecánicas, ajustadas a los parámetros de funcionamiento del diseño.

Dentro de la parte automática, la máquina cuenta con sistemas de automatización de tipo mecánico y eléctrico, los cuales estarán sincronizados de tal manera que el proceso de fabricación del remache, parta desde la tolva de almacenamiento hasta la obtención del producto terminado.

c.- INTRODUCCIÓN

Dentro de las industrias de manufactura, tanto a nivel local y nacional, la mayor parte de su maquinaria es importada, teniendo esta un alto costo por su elevada capacidad de producción, la cual no es completamente aprovechada.

Debido a lo antes expuesto se ha decidido realizar la automatización de una máquina troqueladora en función de las necesidades reales de la empresa Frenosur, para la fabricación de remaches para zapatas, que cumpla con los requerimientos y normas de fabricación de remaches para zapatas enmarcados en las normas INEN 962 e INEN 963.

Cabe destacar que con el fin de lograr la producción requerida y sustituir la mano de obra de los operarios, esta máquina será de tipo automático, necesitando solamente que los casquillos sean puestos en la tolva de almacenamiento y mediante la puesta en marcha de la máquina, el conjunto de mecanismos se encarga que los casquillos lleguen a la matriz de troquelado hasta la obtención del producto terminado, para lo cual se ha planteado al inicio de la investigación los siguientes objetivos:

Objetivo general

- Automatizar una máquina troqueladora para la fabricación de remaches para zapatas de la empresa FRENOSUR de la ciudad de Loja

Objetivos específicos

- Renovar el sistema mecánico de troquelado para la conformación de los remaches tubulares.
- Diseñar un mecanismo de alimentación y posicionamiento automático de los casquillos en la matriz de troquelado.
- Realizar la automatización de los mecanismos de troquelado y alimentación de casquillos.
- Poner en marcha el sistema en conjunto para la fabricación de los remaches para zapatas.

d.- REVISIÓN DE LITERATURA

d.1 REMACHES PARA ZAPATAS DE FRENO

d.1.1.- Definición

El remache para zapatas de freno es un elemento de fijación de material maleable, con cabeza en un extremo (Fig 1.), que después de ser insertado en los agujeros alineados de las piezas que van a ser unidas, se recalca otra cabeza en el extremo opuesto.

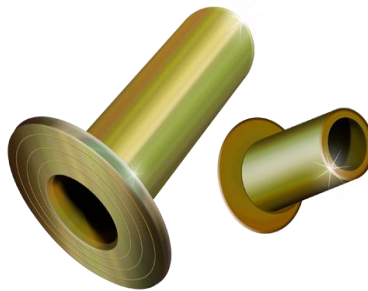


Figura 1. Remache de cobre para zapata
Fuente: (<http://mitticorp.com/remaches.html>)

d.1.2.- Forma de empleo

En los frenos de tambor la acción frenante se consigue por efecto del rozamiento que se desarrolla al entrar en contacto la superficie interior del tambor, solidario con las ruedas, y la superficie exterior de las zapatas, unidas a las partes fijas del vehículo.

La unión de los forros de los frenos a las zapatas se realiza por medio de remaches de aleación de aluminio o de cobre remachados en frío. Es necesario que las cabezas de los remaches queden varios milímetros por debajo de la superficie de trabajo de la zapata, para permitir un cierto margen de desgaste a los frenos, puesto que debe evitarse el contacto entre las cabezas de los remaches y el tambor. (MOTORGIGA, 2009)

d.1.3.- Clasificación de los remaches

Los remaches para zapatas de freno se clasifican por su forma en:

- De vástago macizo
- De vástago perforado
- Tubulares

Por el material para su construcción pueden ser de: acero, cobre, latón o aluminio.

d.1.4.- Partes de un remache

- Cabeza del remache. Es la parte de mayor diámetro al extremo del vástago.
- Vástago. Es la parte que se introduce en las piezas que deben unirse y de la cual se forma luego la cabeza del remache.
- Cabeza formada. Es la que presenta el remache en la unión remachada, obtenida en la operación de unir las piezas. (INEN, 2008)

d.1.5.- Requisitos para fabricación de remaches para zapatas

d.1.5.1- Dimensiones de los remaches

Tabla 1. Dimensiones de los remaches en sus diversos tipos

FIGURA 1. Forma A **FIGURA 2. Forma B** **FIGURA 3. Forma C**

TABLA 1. Dimensiones para remaches, formas A, B y C (mm)

		3	4	5	6	8										
d_1 h 13		3	4	5	6	8										
D_2 j15		5,5	7,5	9,5	11,5	15,5										
d_3 H13		1,7	2,7	3,5	4,2	6										
e		1,5	2	3	3	4										
k-0,2		0,8	1	1	1,2	1,2										
r		0,2	0,3	0,3	0,4	0,4										
S		0,5	0,5	0,6	0,75	1										
t + 0,5		3,5	4	4	6	8										
		4	5	6	8	10										
masa kg /1 000 unidades																
Largo l		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C			
5	±0,15	0,426	0,355	0,209												
6		0,482	0,411	0,240	0,940	0,760	0,355	1,79	1,41	0,685						
7	±0,18	0,537	0,466	0,271	1,04	0,850	0,398	1,94	1,56	0,694						
8		0,593	0,522	0,302	1,14	0,960	0,441	2,09	1,71	0,705	2,75	2,10	1,12			
10	±0,20	0,704	0,633	0,365	1,33	1,15	0,527	2,40	2,02	0,835	3,20	2,55	1,31	5,73	3,95	2,55
12					1,53	1,35	0,613	2,71	2,33	0,965	3,64	2,99	1,51	6,52	4,74	2,90
15					1,83	1,65	0,829	3,17	2,79	1,16	4,31	3,66	1,79	7,71	5,93	3,42
18								3,63	3,25	1,36	4,97	4,32	2,09	8,90	7,12	3,74
20											5,42	4,77	2,28	9,69	7,91	4,28
22											5,86	5,21	2,47	10,5	8,72	4,63
25											6,53	5,88	2,76	11,7	9,92	5,15
28	±0,30										7,19	6,54	3,06	12,9	11,1	5,67
30											7,64	6,99	3,25	13,7	11,9	6,11
32											8,08	7,43	3,44	14,4	12,6	6,36
35											8,75	8,10	3,73	15,6	13,8	6,98
40											9,86	9,21	4,22	17,6	15,8	7,74

Fuente: Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 962

d.1.5.2- Composición química

Para la fabricación de los remaches de cobre, se debe utilizar material del tipo C-Cu, con un contenido de cobre de 99,5%.

d.1.5.3- Excentricidad

Entre la cabeza y el cuerpo: para los remaches con tamaños 3, 4,5 y 6 no debe ser mayor de 0,25 mm y para los remaches con tamaños 8 ni debe ser mayor de 0,38 mm, tal como se aprecia en la Fig. 2.

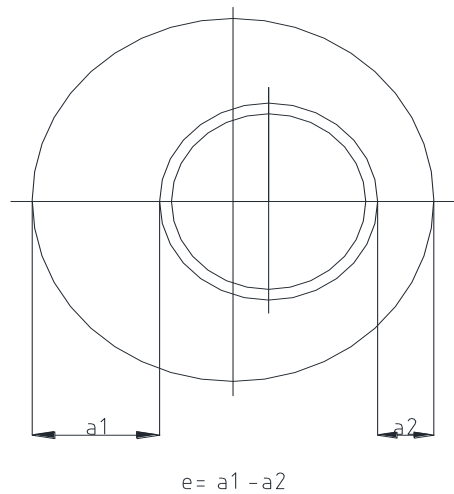


Figura 2. Medición de la excentricidad en un remache tubular

Fuente: (El Autor)

d.1.5.4- Angulo de corte

El ángulo de corte no debe ser mayor de 3° , como se ve en la Fig. 3.

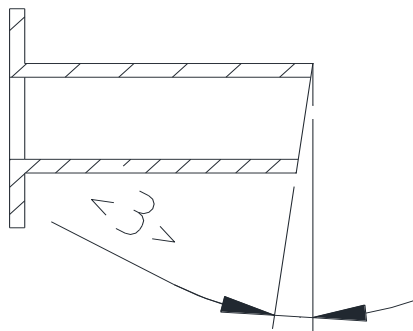


Figura 3. Angulo de corte permisible en un remache

Fuente: (El Autor)

d.1.5.5- Muestreo

Para la verificación de las condiciones generales y los requisitos de: dimensión, excentricidad y ángulo de corte se toma una muestra del tamaño indicado en la tabla 2:

Tabla 2. Plan de muestreo y recepción del producto

Tamaño del lote	Tamaño de la muestra	Número permitido de defectuosos
Hasta 90	13	0
91-150	20	0
151 – 280	32	1
281 – 500	50	2
501 – 1200	80	3
1201 – 3200	125	5
3200 – 10000	200	7
10000 - 35000	315	10

Fuente: Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 963

Para la verificación de los requerimientos como: composición química, dureza y resistencia a la corrosión, se tomara una muestra cómo se indicada en la tabla 3:

Tabla 3. Plan de muestreo y recepción del producto

Tamaño del lote	Tamaño de la muestra	Numero permitido de defectuosos
2 a 50	2	0
51 a 500	3	0
501 a 35000	5	0

Fuente: Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 963

d.1.5.6- Aceptación y rechazo

Si el número de remaches defectuosos excede el permitido según lo indicado en las tablas anteriores, se rechaza el lote correspondiente

.1.5.7- Método de ensayo

d.1.5.7.1- Dimensionales

Las dimensiones se comprueban con un micrómetro de medición de interiores y exteriores, que permita lecturas con un error máximo de 0,05 mm y deben tener las dimensiones y tolerancias indicadas en la tabla 1.

d.1.5.7.2- Dureza de Rockwell

Se realiza de acuerdo a la Norma Técnica Ecuatoriana INEN 125. La medición de la dureza se hace en la cabeza del remache.

d.1.5.7.3- Determinación de la excentricidad

Para medir la excentricidad entre la cabeza y el cuerpo, se coloca el cuerpo del remache en una ranura en V de un bloque de acero. Luego con un comparador de caratula localizado sobre el borde de la cabeza del remache, se determina la excéntrica girando el remache sobre su eje. Se mide la excentricidad como la diferencia entre las lecturas máxima y mínima del comparador.

d.1.5.7.4- Medición del ángulo de corte

Se realiza por medio de un comparador óptico tomando como referencia el eje del remache y efectuando la medición con lo indicado en la Fig. 3. (INEN, 2008)

d.2.- PROCESO DE FORMADO DE REMACHES

El término estampado define al conjunto de operaciones con las cuales sin producir virutas, se somete a una chapa plana o un tubo, a una o más transformaciones, con el fin de obtener una pieza poseyendo forma geométrica propia, sea esta plana o hueca. La realización práctica de estas operaciones se logra mediante dispositivos especiales llamados matrices o estampas, aplicados según los fines sobre máquinas denominadas troqueladoras o prensas.

Las operaciones del estampado generalmente se subdividen en:

- a) Corte
- b) Doblado
- c) Embutido

El ciclo de estampado, que consiste en una sucesión ordenada de operaciones tecnológicas que transforman parte de una chapa plana en una pieza de forma definida, depende de diversos factores:

1. De la forma de la pieza a obtener
2. De sus dimensiones
3. De la calidad del material que constituye la chapa que se va a trabajar

La elección de la máquina con la que debe efectuarse determinado trabajo se hace de acuerdo con la forma y dimensiones de la pieza a producir.

Otro detalle que debe tenerse en cuenta al iniciar el estudio del ciclo de estampado es la posibilidad de extraer la pieza de la matriz, siendo este un paso importante para la producción en serie y de forma continua, de los productos.

En el estudio del ciclo de trabajo de un determinado elemento, se debe prever la posibilidad y el modo de construir las matrices ya que adoptando simples y eficaces métodos de trabajo, se puede obtener el máximo rendimiento con el mínimo de operaciones. (Rossi, 1979)

d.2.1- Doblado

Es una operación sencilla después del corte. Para las operaciones de doblado en general se deben tener en cuenta los siguientes factores: radio de curvatura y la elasticidad del material.

Concluida la acción deformante que ha originado el doblado, la pieza tiende a volver a su forma primitiva en proporción tanto mayor cuanto más duro es el material de la pieza, este fenómeno se da debido a las propiedades elásticas de los cuerpos.

d.2.1.1- Descripción de la estampa de doblado

El doblado de piezas de chapa se realiza mediante herramientas especiales denominadas estampas de doblar. Las estampas según su construcción pueden ser también aptas para curvar.

Las estampas se componen de dos partes esenciales: una superior llamada macho o punzón y otra inferior llamada hembra o matriz.

d.2.1.2- Selección de acero para estampas de doblado

La elección del material debe hacerse en relación a los siguientes factores:

- a) Según las dimensiones de la estampa
- b) Según el tipo de estampa, es decir si es para cortar, doblar.
- c) Según la temperatura a la que trabaja la estampa, o sea si es en frío o en caliente
- d) Según el tipo de material que debe trabajar la estampa

El problema de elección reside particularmente en el punzón y la matriz, porque estos dos órganos son los que están en contacto directo con la chapa. Por el trabajo especial que desarrollan, deben poseer una gran resistencia al choque y una determinada dureza para mantener su forma al haber trabajado un gran número de piezas. En el grado de dureza no se deben superar ciertos límites, caso contrario las piezas se volverían frágiles al choque y se quebrarían. Los demás elementos de la estampa, se deberán de construir en acero dulce corriente.

Se considera apropiado que para una mayor duración tanto de la matriz como del punzón, estos deben tener la superficie muy lisa y de preferencia que esta superficie sea rectificada. (Rossi, 1979)

d.2.1.3- Proceso de abocardado y rebordeado

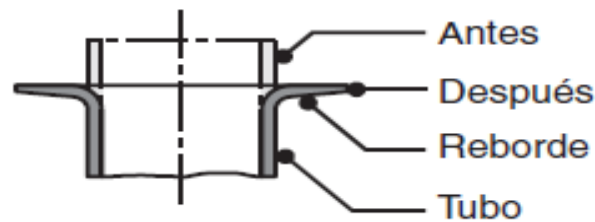


Figura 4. Tubo con paredes rebordeadas

Fuente: ((Kalpakjian, 2008)pág. 447)

Para el proceso de rebordeado (fig.4), primero se punzona un orificio y después se expande como un reborde. Los rebordes también pueden producirse mediante penetrado con un punzón de forma. Cuando el ángulo de doblado es menor a 90° (como en los accesorios con extremos cónicos), al proceso se lo denomina como abocardado (Fig. 5).

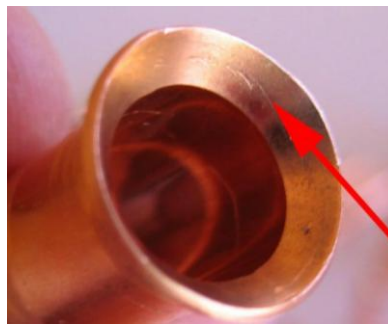


Figura 5. Tubo con filo abocardado

Fuente: (http://www.pasarlascanutas.com/herramientas_de_bricolaje/.html)

Si se estira el material, se producen altos esfuerzos a la tensión a lo largo de la periferia (esfuerzos circunferenciales de tensión) que pueden provocar agrietamiento y desgarramiento del reborde.

Al aumentar la relación del diámetro del reborde con respecto al diámetro del orificio, las deformaciones se incrementan proporcionalmente. Dependiendo de la rugosidad de la orilla, existirá una tendencia al agrietamiento a lo largo de la periferia exterior del reborde. (Kalpakjian, 2008)

d.2.2- Fuerza para el proceso de abocardado y rebordeado

Para el cálculo de la fuerza de abocardado y rebordeado, se ha optado por el método experimental, en el cual se emplea un tornillo de potencia, mediante el cual se logra determinar la fuerza axial aplicada para obtener la forma deseada del remache.

d.2.2.1- Tornillo de potencia

A través de estos elementos de máquinas, denominados también tornillos de fuerza, es posible transformar un movimiento de rotación en un movimiento rectilíneo con el objeto de transmitir fuerza o potencia, derivándose de esto último el nombre de tornillos de potencia. (HALL, 1990)

$$T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha / \cos \theta_n} \right) + f_c * r_c \right] \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

$$W = \frac{T}{\left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha / \cos \theta_n} \right) + f_c * r_c \right]} \quad (\text{Ecuación 2.2})$$

T = momento aplicado para girar el tornillo o tuerca

W = carga paralela al eje del tornillo

r_m = radio medio de la rosca

r_c = radio efectivo de la superficie de rozamiento contra la cual se apoya la carga

f_r = coeficiente de rozamiento entre las roscas del tornillo y tuerca

f_c = coeficiente de rozamiento en el collar

α = ángulo de la hélice de la rosca en el radio medio

θ_n = ángulo entre la tangente al perfil del diente y una línea radial

d.2.2.1.1- Paso

Es la distancia desde un punto sobre un filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente, medida paralelamente al eje.

d.2.2.1.2- Avance

Es la distancia que avanzaría el tornillo relativo a la tuerca en una rotación. Para un tornillo de rosca sencilla, el avance es igual al paso.

d.2.2.1.3- Angulo de la hélice

El ángulo α está relacionado con el avance y el radio medio r_m , y se expresa por medio de la siguiente fórmula:

$$\tan \alpha = \frac{\text{avance}}{2\pi r_m} \quad (\text{Ecuación 2.3})$$

El ángulo θ_n mide la pendiente del perfil de la rosca en la sección normal. Está relacionado con el ángulo θ en la sección axial y el ángulo de la hélice como sigue:

$$\tan \theta_n = \tan \theta \cos \alpha \quad (\text{Ecuación 2.4})$$

d.3.- MÁQUINAS PARA LA FABRICACIÓN DE REMACHES PARA ZAPATAS

d.3.1.- Troqueladora

Es una máquina capaz de proporcionar una elevada presión en un momento determinado, mediante la energía que se acumula previamente por un medio mecánico (volante) o por un fluido.

Las troqueladoras se dividen en dos grandes grupos que son:

- Troqueladoras mecánicas
- Troqueladoras accionadas por fluido (hidráulicas y neumáticas)

d.3.1.1- Tipos de troqueladoras mecánicas

Existen diferentes tipos de troqueladoras mecánicas, y entre ellas están:

- Troqueladora frontal de excéntrica
- Troqueladora lateral de excéntrica
- Troqueladora excéntrica de dos montantes
- Troqueladora de rodillos
- Troqueladora de husillo accionado manualmente
- Troqueladora de husillo accionado con motor

d.3.1.2- Criterios para seleccionar la troqueladora adecuada

La troqueladora que deberá ser empleada para realizar un determinado trabajo se elige tomando en cuenta lo siguiente.

- Carácter de fabricación (cortar, doblar o embutir)
- Fuerza necesaria para realizar la transformación
- Producción diaria

Una vez que se elija la máquina troqueladora, es necesario buscar las características necesarias como son: carrera, altura máxima y mínima, dimensiones de la mesa, sujeción del punzón, entre otras. (Rossi, 1979)

d.3.2.- Troqueladora lateral de excéntrica

Son máquinas que funcionan con un sencillo carro accionado por un eje excéntrico (Fig. 6), en las cuales se utiliza la energía acumulada por un volante de inercia.

El movimiento del carro se consigue por medio de un árbol normal de excéntrica que puede acoplarse y desacoplarse intermitentemente con el volante según una determinada frecuencia constante a través de un embrague mecánico.



Figura 6. Troqueladora lateral de excéntrica

Fuente: (<http://www.ferrecatalogo.com/Search/troqueladoras01>)

La fuerza generada por la prensa varia a lo largo de su recorrido en función del ángulo de aplicación de la fuerza. Cuanto más próximo este el punto de aplicación al PMI (punto muerto inferior) mayor será la fuerza, siendo la fuerza en este punto teóricamente infinita.

d.3.3- Elementos de una máquina troqueladora

Las prensas mecánicas están dotadas de partes funcionales como son el motor, volante, embrague y freno que están estrechamente vinculados entre sí.

Estas partes que transmiten el movimiento al árbol principal, a la excéntrica y por consiguiente al carro, pertenecen al grupo de la transmisión. En efecto el motor transmite el movimiento giratorio al volante de inercia, y este al acoplarse con la excéntrica por medio del accionamiento del embrague hace que se desplace la biela, y por tanto hace deslizar el carro en su carrera de avance o retroceso. Para cada ciclo o sea

cada vez que el carro se encuentra al final de la carrera superior, se deja libre el embrague y actúa el freno, mientras el volante sigue en su movimiento giratorio.

d.3.3.1- Volantes

En las prensas mecánicas el trabajo absorbido varía desde cero, cuando el ciclo no ha empezado, a un máximo cuando la excéntrica ha terminado de transmitir, en una carrera, la fuerza para la estampación de la chapa.

Debido a que el motor desarrolla en cambio un trabajo constante, resulta evidente la necesidad de intercalar, entre el motor y el carro, un órgano mecánico capaz de satisfacer las mayores demandas de energía cuando el carro debe ejercer fuerza y acumularlas, por otro lado cuando el carro queda libre. En vista de esto el órgano en condiciones de almacenar energía y suministrarla en el momento oportuno es el volante. Este órgano reduce notablemente la potencia necesaria del motor eléctrico entre un 40 a 60 % menos de la que se requiriera si no existiera el volante. (Rossi, 1979)

La cantidad de energía que debe acumular el volante está basada sobre algunos factores como son:

- ✓ Presión máxima necesaria para la estampación
- ✓ Longitud de la carrera durante la cual se gasta la energía cinética acumulada
- ✓ Velocidad máxima de giro del volante
- ✓ Grado de irregularidad del volante
- ✓ Peso del volante

d.3.3.1.1- Cálculos en el volante de inercia

Los volantes de las prensas mecánicas tienen la forma de tambor, en los cuales en la parte exterior hay una garganta con los flancos inclinados que alojan las correas trapezoidales, mientras que en el interior están montados los órganos del embrague y freno y por tanto el árbol de excéntricas. En el volante está presente una corona de material cuya masa está en condiciones de acumular una energía máxima y cederla en el momento oportuno. Para una mayor exactitud sería conveniente considerar los pesos y momentos de inercia de los órganos internos, pero en las siguientes formulas solo se considerará la masa de la corona admitiendo que esta sea preponderante. (Rossi, 1979)

d.3.3.1.1.1- Peso del volante

$$G = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * b * p_a \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

D = diámetro exterior en m de la corona del volante

d = diámetro interior en m de la corona del volante

b = ancho en m de la corona del volante

G = peso en N del volante

p_a = peso específico del material que constituye el volante (7.300 Kg/m³, para fundición)

d.3.3.1.1.2- Masa del volante

$$m = \frac{G}{g} \text{ en kg} \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

m = masa de la corona del volante

G = peso en kg del volante

g = aceleración de la gravedad por segundo

d.3.3.1.1.3- Revoluciones medias del volante

$$n = \frac{2*n_2}{(2+\delta)} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Dónde:

n = número de revoluciones medio del volante por minuto

n_2 = número máximo de revoluciones (antes de iniciar el estampado), se recomienda que para prensas con carrera corta el número de rpm del volante debe estar entre 100 – 450 rpm. Por tanto considerando esta recomendación se ha optado por seleccionar 410 rpm)

δ = grado de irregularidad del volante (para las prensas $\delta = 0,05 - 0,2$)

d.3.3.1.1.4- Radio medio del volante

$$R = \frac{D+d}{4} \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

d.3.3.1.1.5- Velocidad tangencial media

$$v = \frac{2 \pi R n}{60} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

Dónde:

v = velocidad tangencial media en m/s sobre el radio medio R

n = número de revoluciones medio del volante por minuto

d.3.3.1.1.6- Fuerza máxima de estampado

$$Q = \frac{G*v^2*\delta}{g*c} \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Dónde:

Q = fuerza máxima del estampado en N necesaria durante la carrera c

G = peso del volante en Kg masa

v = velocidad tangencial media en m/s sobre el radio medio R

δ = grado de irregularidad del volante

g = aceleración de la gravedad por segundo

c = carrera en m del punzón durante la cual se ejerce la presión máxima Q

d.3.3.1.1.7- Momento de inercia del volante

$$I = m * R^2 \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

Dónde:

I = momento de inercia del volante en rotación

m = masa del volante

R = radio medio del volante en m

d.3.3.1.1.8- Potencia del motor

$$N_{cv} = \frac{Q * c * n_2}{60 * 75 * \eta_v * \eta_m} \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

Dónde:

N_{cv} = Potencia del motor en Hp

Q = fuerza máxima del estampado en N necesaria durante la carrera c

c = carrera en m del punzón durante la cual se ejerce la presión máxima Q

n_2 = número máximo de revoluciones (antes de iniciar el estampado)

n_v = número de rpm del volante por una vuelta de árbol de excéntrica

η_m = rendimiento mecánico (0,85 – 0,9)

d.3.3.1.1.9- Momento torsor del volante

$$M_{t2} = \frac{716,2 * N_{cv} * \eta_m}{n_2} \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

Dónde:

M_{t2} = momento torsor en Kgm del volante, en relación a n_2

N_{cv} = potencia del motor en Hp

η_m = rendimiento mecánico (0,85 – 0,9)

n_2 = número máximo de revoluciones (antes de iniciar el estampado)

d.3.3.1.1.10- Fuerza tangencial

$$F_2 = \frac{M_{t2}}{R} \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

Dónde:

F_2 = fuerza tangencial en Kg, relativa a M_{t2} sobre el radio medio R del volante

M_{t2} = momento torsor en Kgm del volante, en relación a n_2

R = radio medio del volante en m

d.3.3.2- Embragues y frenos

El embrague es un dispositivo para conectar ejes (acelerando los cuerpos conducidos hasta que alcancen la misma velocidad angular del eje impulsor).

Dentro de los diversos tipos de embragues y acoples, el utilizado en las máquinas troqueladoras, es el embrague de quijadas cuadradas de contacto positivo (Fig. 7).

Este tipo de embrague no se desliza, no genera calor, y su accionamiento a cualquier velocidad está acompañado por un impacto. (Joshep Shigley, 1985)

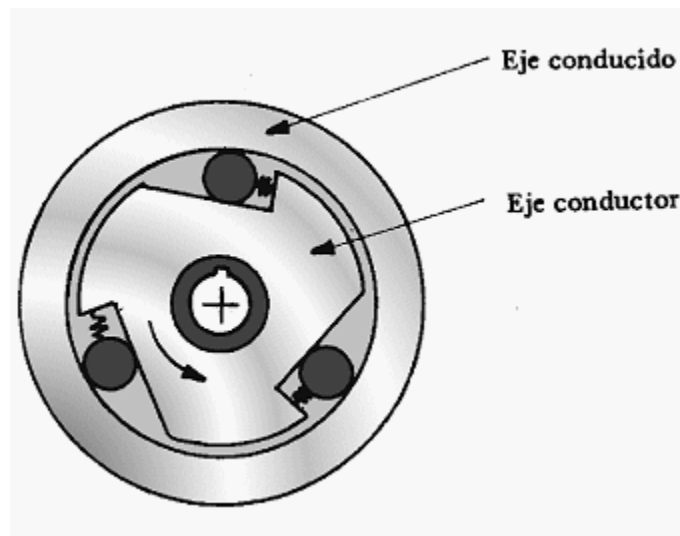


Figura 7. Embrague de quijadas cuadradas

Fuente: (<http://picasso509.blogspot.com/2011/07/frenos-y-embragues.html>)

El freno es un dispositivo que se emplea para detener el sistema en movimiento, disminuir la velocidad o controlarla en cierto valor bajo condiciones variables.

Los grupos embrague-freno junto con los volantes están sujetos a altas frecuencias de acoplamiento, desacoplamiento y frenados, sometiendo el conjunto a elevadas sollicitaciones dinámicas y choques que tienden a poner fuera de uso a los órganos más

interesantes de la transmisión del movimiento, los cuales se pueden definir como el corazón de la prensa.

d.3.3.3- Motores

El motor de la prensa tiene la misión de reintegrar la energía que el volante cede cada vez que se acopla el embrague para accionar el árbol con la excéntrica, y por tanto el carro (Fig. 8). La elección del motor de la prensa se hace basándose en el número de carreras del carro por minuto, satisfaciendo naturalmente la potencia requerida.



Figura 8. Motor eléctrico

Fuente: (<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia42/HTML/Articulo05.htm>)

El motor debe poseer la característica de recuperar la velocidad de sincronismo lo más rápidamente posible después de la desaceleración, la sobrecarga que este debe soportar es considerable, desarrollando una cantidad importante de calor. El trabajo impuesto por la sobrecarga es aproximadamente de 2,5 veces el normal. Por tal motivo los motores normales se prefieren para prensas de carrera corta, las cuales tienen un número elevado de revoluciones por minuto y por tanto de carreras. (Rossi, 1979)

d.3.4. Troqueles

Son herramientas empleadas para trabajar en frío la lámina metálica y fabricar completa o parcialmente piezas por medio de una herramienta llamada troquel, la cual está conformada por un punzón y una matriz, también llamados macho y hembra.

La base superior del troquel donde está el punzón se coloca firmemente en el martillo o carnero de la prensa, mientras que en la mesa de trabajo se sujeta la base inferior con la placa matriz, en medio de ambas se ubica el material, el cual obtiene la forma deseada cuando el punzón desciende hacia la matriz impulsado por la potencia que le

proporciona la prensa mediante un golpe seco. Cabe destacar que la exactitud y calidad de estas piezas es fundamental para la obtención de un buen producto.

d.3.4.1- Tipos de troqueles

Los troqueles pueden ser de tres tipos: simples, compuestos y progresivos.

- *Simples.*- Estos troqueles permiten realizar solamente una operación en cada golpe del ariete o carnero, son de baja productividad y normalmente es necesario el uso de otros troqueles para poder concluir una pieza y considerarla terminada.
- *Compuestos.*- Estas herramientas permiten aprovechar la fuerza ejercida por el ariete realizando dos o más operaciones en cada golpe y agilizando así el proceso.
- *Progresivos.*- Estos troqueles constan de diferentes etapas o pasos, cada uno de ellos modifica el material en una determinada secuencia establecida por el diseñador de tal manera que al final se obtiene una pieza o piezas terminadas.

d.3.4.2- Componentes de un troquel

Los troqueles cuentan con una serie de elementos constructivos que cumplen con una misión específica dentro del conjunto general del trabajo para el cual han sido fabricados (Fig. 9).

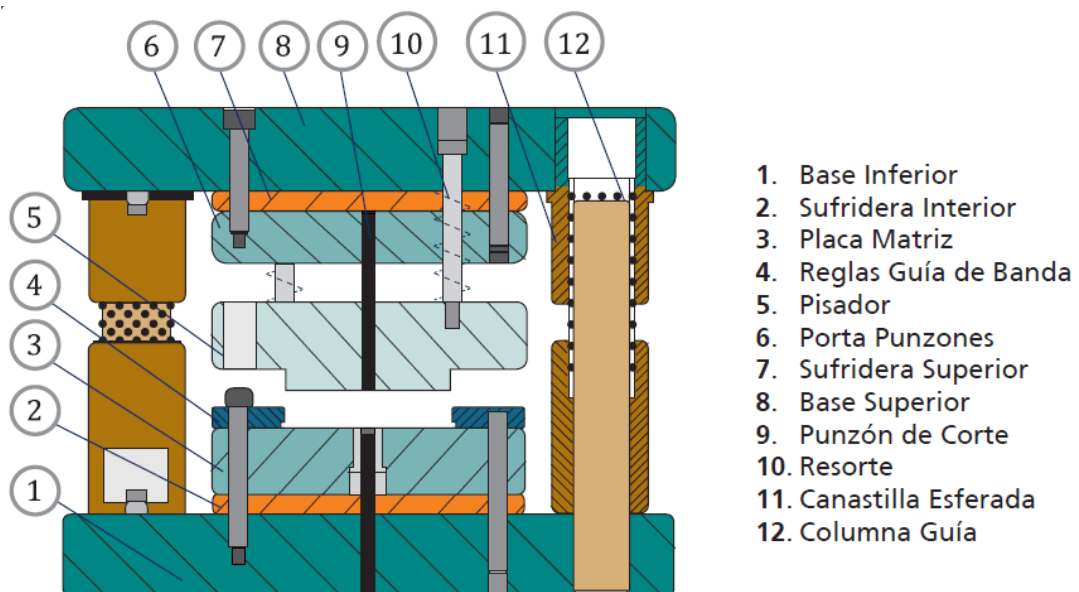


Figura 9. Partes básicas de un troquel

Fuente: (Troqueles y Troquelado, pág. 21)

- **Base superior (parte móvil):** _ Tiene la misión de contener en su superficie todas las placas y elementos que sostienen los punzones del troquel. Ésta conduce el movimiento de la máquina para que los punzones penetren la matriz y transformen la lámina.
- **Base inferior (parte fija):** _ es el elemento sobre el cual van montados todos los componentes que hacen parte de la matriz, y a su vez, está sujeta fuertemente en la bancada de la prensa durante la fase de trabajo. Esta base y los elementos que lleva montados hacen las funciones de apoyo, puesto que recibirán toda la fuerza de transformación que la prensa aplique sobre ella.
- **Sufrideras:** _ la función básica de las placas superior e inferior de choque o sufrideras consiste en absorber sobre su superficie los sucesivos golpes de los elementos en el troquel. Estos impactos se producen cada vez que los punzones transforman la lámina con la matriz.
- **Reglas guías:** _ las reglas guías de banda son uno de los componentes más característicos de las matrices progresivas. Se disponen con el fin de guiar longitudinal y transversalmente las tiras de lámina en su desplazamiento por el interior de la matriz
- **Porta punzones:** _ la finalidad de la placa porta punzones es la de alojar y fijar en su interior todos los punzones que lleve la matriz. Estos punzones pueden ser de cualquier tipo o tamaño pero han de tener una sola característica en común: deben estar firmemente sujetos y guiados en el interior de dicha placa impidiendo que puedan moverse o desprenderse.
- **Porta matriz:** _ la placa porta matrices o cajera tiene por misión alojar y posicionar en su interior todos los elementos de pequeñas dimensiones que lleve la propia matriz, de esta manera dichos componentes quedarán ajustados en su interior.
- **Punzones:** _ los punzones, también conocidos como machos, tienen por objeto realizar las máximas transformaciones en la lámina (cortar, doblar, embutir, acuñar, extrusionar), a fin de obtener piezas con una calidad acorde a las medidas requeridas.
- **Sistema de guiado:** _ el movimiento de las dos partes más importantes del troquel (bases superior e inferior) necesita ser guiado en todo momento para garantizar una total concetricidad entre ambas.

- **Varios:** _ para la construcción y funcionamiento de los troqueles se requiere de una gran variedad de componentes complementarios como, bujes, sujetadores, tornillos de fijación, tornillos de apriete, pernos de transporte, sistemas de amarre y bridas de sujeción, entre otros. Todos ellos forman el complejo sistema del troquelado.

Todos estos componentes, por sus características mecánicas deben estar cuidadosamente diseñados para lograr el objetivo de producir piezas sin ningún defecto. (Villar, 2009)

d.3.4.3- Criterios de elección del sistema constructivo de un troquel

La proyección del troquel para la fabricación de una pieza consiste en crear un conjunto de mecanismos que sean aptos para la transformación física de la chapa.

El estudio de las estampas o troqueles debe realizarse luego de tener determinado el ciclo de estampado. Los factores que pueden guiar la elección de la estampa son:

- *Característica de la pieza a obtener.*- entre las principales características están: las dimensiones de la pieza a obtener, el grado de precisión requerido y el material que constituye la pieza. Para piezas pequeñas se recomienda estampas de acero, para piezas de gran tamaño es recomendable estampas de fundición y para piezas de aluminio se pueden emplear estampas de goma
- *Cantidad de piezas a producir.*
- *Producción diaria.*- cuando se tenga que fabricar una importante cantidad de piezas se hace necesario aplicar medios que dispongan de estampas múltiples o combinadas. De igual forma cuando se verifica la incorporación de dispositivos de alimentación automática, lineal o giratoria. (Rossi, 1979)

d.3.5- Sistema de transmisión mecánica

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina por lo general con transformación de las velocidades, de las fuerzas o de los momentos.

d.3.5.1- Tipos de bandas

La clasificación más común se basa en la forma de la sección de la banda. Entre los principales tipos de bandas están la tipo: Z, A, B, C, D, E, F

d.3.5.2- Cálculos de la transmisión por correas

Los principales criterios de cálculo de las transmisiones por correa son la capacidad de tracción o adhesión de la correa con la polea y la duración de la correa

Si la primera condición no se cumple la correa patinara sobre la polea y si no se cumple la segunda condición la correa se deshilara demasiado pronto.

d.3.5.2.1- Relación de transmisión

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

d.3.5.2.2- Elección de los diámetros primitivos de las poleas

El diámetro primitivo de la polea menor d_2 se elige en función del momento torsor en el eje de trabajo.

$$d_2 = a \sqrt[b]{M t_e} \quad (\text{Ecuación 3.16})$$
$$a = 65 \quad b=3$$

El diámetro primitivo de la polea mayor d_1 se determina con:

$$d_1 = \frac{n_2 * d_2}{n_1} \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

d.3.5.2.3- Distancia entre ejes

Cuando la distancia entre centros a no está previamente establecida, por exigencias de la instalación, puede ser determinada con el siguiente criterio:

$$a_{min} = 0,55(D_1 + D_2) + \delta \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

$$a_{max} = 2(D_1 + D_2) \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

d.3.5.2.4- Longitud primitiva de la correa

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} \quad (\text{Ecuación 3.20})$$

d.3.5.2.5- Distancia interaxial

$$a = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (\text{Ecuación 3.21})$$

$$B = 4L - 6,28(D_2 + D_1) \quad (\text{Ecuación 3.22})$$

d.3.5.2.6- Velocidad tangencial de la correa

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60.000} \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

d.3.5.2.7- Determinación del arco de contacto de la correa sobre la polea menor

$$\alpha = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right) \quad (\text{Ecuación 3.24})$$

d.3.5.2.8- Frecuencia de flexiones

$$f = \frac{V_1}{L} \quad (\text{Ecuación 3.25})$$

d.3.5.2.9- Determinación del número de correas.

$$Z_C = \frac{F_t}{P_O} \quad (\text{Ecuación 3.26})$$

d.3.5.2.10- Fuerza circunferencial sobre las poleas

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_1 \cdot C} \quad (\text{Ecuación 3.27})$$

d.3.5.2.11- Coeficiente de corrección

$$C = C_V \cdot C_O \cdot C_a \cdot C_r \cdot C_\delta \quad (\text{Ecuación 3.28})$$

Todos estos se los halla en los anexos adjuntos

d.3.5.2.12- Tensión máxima en la correa

$$\sigma_{max} = \sigma_o + \frac{F_t}{2F} + \sigma_V + \sigma_{flex} \leq (\sigma_t) \quad (\text{Ecuación 3.29})$$

➤ **Para correas trapezoidales de sección normal**

$$\sigma_o = (1.2 \text{ a } 1.8)MPa$$

➤ **Esfuerzo debido a las fuerzas centrífugas:**

$$\sigma_V = \frac{\rho v^2}{10 * g} \quad (\text{Ecuación 3.30})$$

Dónde:

$$\rho = 1,1 \text{gf/cm}^3$$

➤ **Esfuerzo a causa de la flexión:**

Para correas trapezoidales de sección normal

$$E_{flex} = (80 - 100) \text{MPa}$$

$$\sigma_{flex} = E_{flex} \frac{\delta}{D_1} \quad (\text{Ecuación 3.31})$$

d.3.5.2.13- vida util de la correa

$$H = \frac{10^7}{3.600 * f * x} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (\text{Ecuación 3.32})$$

$$H = \frac{2.700}{f * x} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (\text{Ecuación 3.33})$$

Dónde:

H = número de horas de duración de la correa hasta su destrucción

u = número de recorridos de la correa por seg.

x = número de poleas de la transmisión

σ_{fat} = límite de fatiga de la correa (9)

σ_{max} = tensión máxima por ciclo

d.3.5.2.14- Ciclos de la correa antes de la destrucción

$$N = u * x * 3.600 * H \quad (\text{Ecuación 3.34})$$

Dónde:

N = número de ciclos de la correa antes de su destrucción

H = número de horas de duración de la correa hasta su destrucción

u = número de recorridos de la correa por seg.

x = número de poleas de la transmisión

d.3.6- Sistema de automatización mecánica

Los sistemas mecánicos suelen ser complicados y de escasa flexibilidad. Los mecanismos que los componen son: ruedas dentadas y poleas para transmisiones del movimiento; de biela-manivela, piñón-cremallera, para la conversión del movimiento rectilíneo en circular y viceversa; levas y palancas para la obtención de recorridos controlados, etc.

Los grandes problemas de la automatización mecánica son la longitud, en muchas ocasiones, de las cadenas cinemáticas y, por supuesto, la sincronización de movimientos en los órganos móviles.

Existe una gran variedad de automatismos mecánicos en la industria: desde las máquinas herramientas (tornos, fresadoras, limadoras), hasta los relojes mecánicos, pasando por los telares, motores de combustión interna y toda la maquinaria que formó parte de la revolución industrial.

d.3.6.1- Mecanismo de rotación intermitente

d.3.6.1.1- Rueda de ginebra

La rueda de ginebra o cruz de malta (Fig. 10), es un mecanismo parecido al de las levas que suministra un movimiento rotatorio intermitente y se emplea profusamente tanto en maquinaria de baja velocidad como de alta y por lo general se emplea en máquinas automáticas.

En el mecanismo de ginebra, las líneas de los centros de la ranura y la manivela son mutuamente perpendiculares al encastrarse y al des-encastrarse. La manivela, que casi siempre gira con una velocidad angular uniforme, lleva un rodillo que se encaja en las ranuras. Durante una revolución de la manivela, la rueda de Ginebra gira una fracción de una revolución, cantidad que depende del número de ranuras. (Uicker, 2001)

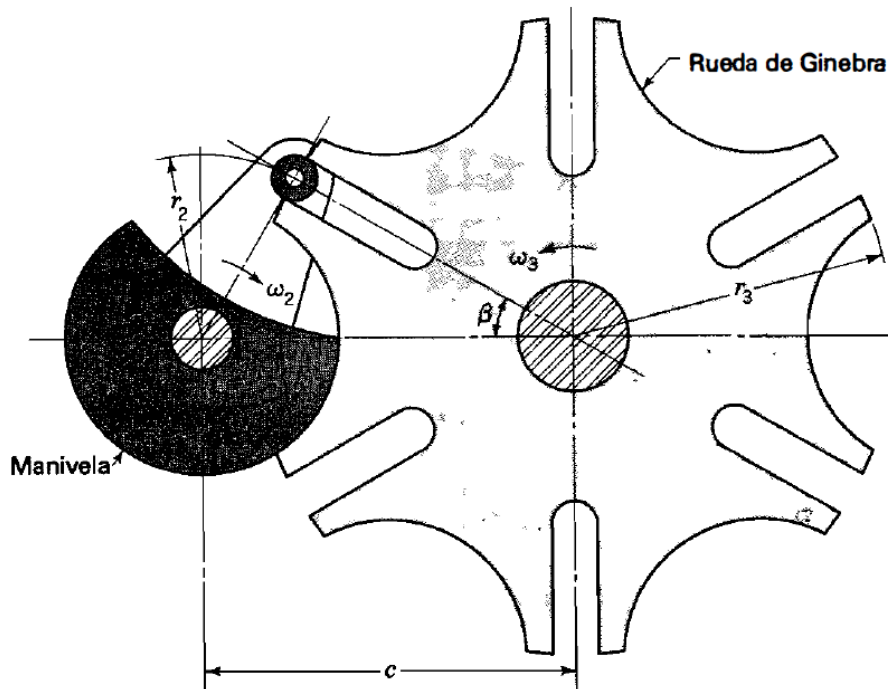


Figura 10. Rueda de ginebra

Fuente: (Uicker, 2001) Pág. 375

El segmento circular que va unido a la manivela realmente evita que la rueda gire cuando el rodillo está des-encastrado, y también coloca a la rueda para que se efectúe un encaje correcto del rodillo con la siguiente ranura. En el diseño de un mecanismo de Ginebra se requieren de por lo menos tres ranuras, pero la mayor parte de los problemas se pueden resolver con ruedas que tienen de cuatro a doce ranuras.

El diseño de un mecanismo de Ginebra o cruz de malta, se inicia especificando el radio de la manivela, el diámetro del rodillo y el número de ranuras.

El ángulo β es la mitad del ángulo subtendido por ranuras adyacentes; es decir

$$\beta = \frac{360}{2n} \quad (\text{Ecuación 3.35})$$

Luego una vez definido el radio de la manivela, se procede a encontrar la distancia entre centros, considerando la siguiente ecuación:

$$c = \frac{r_2}{\text{sen } \beta} \quad (\text{Ecuación 3.36})$$

d.3.6.2- Mecanismo de alimentación y posicionamiento automático

Estos mecanismos tienen la capacidad de realizar el proceso de alimentación de las piezas hacia la línea de producción de forma automática, mediante el empleo de sistemas mecánicos con los cuales se logra además, mediante la adaptación adecuada que las piezas sean posicionadas en el lugar requerido con la precisión óptima para que la operación se efectúe de forma correcta.

d.3.6.2.1- Alimentador rotatorio centrífugo

Los orientadores centrífugos (Fig. 11), están diseñados para proporcionar una alimentación suave y de alta velocidad de orientación y clasificación de diferentes tipos de piezas.



Figura 11. Alimentador rotatorio centrífugo

Fuente: (<http://www.alimentadores-auting.com/>)

Dentro de las ventajas que ofrece este sistema de alimentación es que la alimentación es uniforme debido a su velocidad, el manejo es fácil y posee un sistema que desecha las piezas que no estén en la ubicación correcta para ser alimentadas.

La recarga en estos alimentadores se realiza por medio de una tolva adjunta mediante un controlador el cual proporciona más carga en el momento necesario.

d.4.- SISTEMAS DE CONTROL AUTOMÁTICO

- *Sistema*: es un conjunto de componentes físicos, unidos o relacionados de tal manera que forman y actúan como una unidad completa.
- *Control*: es el conjunto de acciones emprendidas para dar a un proceso la evolución deseada.

Por tanto un *sistema de control* es un ordenamiento de componentes físicos unidos o relacionados de tal manera que mandan, dirigen o regulan al mismo sistema o a otro.

d.4.1.- Elementos componentes de un sistema de control

Los elementos del sistema de control más importantes son los siguientes:

- *Proceso*: Conjunto de operaciones que se van a suceder y que van a tener un fin determinado. El procesamiento se realiza sobre una planta o una máquina, que son el conjunto de componentes y piezas que van a tener un determinado objetivo.
- *Actuador*: Como el nombre indica es el componente encargado de actuar sobre el proceso o máquina en función de la señal recibida del amplificador.
- *Amplificador*: Elemento que aumenta la amplitud o intensidad de un fenómeno. Tiene por finalidad amplificar la señal de error con objeto de que alcance un nivel suficiente para excitar el actuador.
- *Comparador*: Elemento que compara la señal controlada con la señal de referencia para proporcionar la señal de error. El resultado de la comparación representa la desviación de la salida con respecto al valor previsto.
- *Transductor*: Dispositivo que transforma un tipo de energía en otro más apto para su utilización. Si la energía transformada es en forma eléctrica se llama sensor. Por ser el instrumento encargado de detectar la señal de salida para utilizarla de nuevo en el proceso de realimentación se le llama en los sistemas de control captador.
- *Acondicionador de señales*: Bloque que adapta la señal transformada por el transductor a los niveles adecuados del comparador.
- *Controlador*: Elemento de los sistemas digitales que incluye las funciones del comparador, el amplificador y el acondicionador de señales.

d.4.2- Tipos de sistemas de control

Varios son los criterios que pueden seguirse para clasificar los sistemas de control: en función de que el estado de la salida intervenga o no en la acción de control; según las tecnologías puestas en juego (mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos y electrónicos); atendiendo a las técnicas de procesamiento de la señal (analógicos y digitales); según la forma de establecer la relación entre los elementos del sistema.

d.4.2.1- Sistemas en lazo abierto

Son aquellos en los que la acción de control es independiente de la salida, es decir, la señal de salida no tiene influencia sobre la señal de entrada.

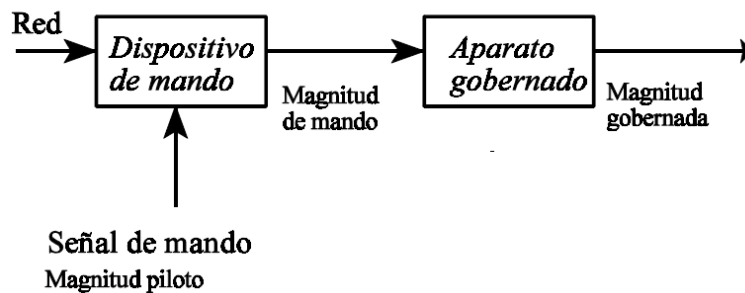


Figura 12. Sistema lazo abierto

Fuente: (El autor)

d.4.2.2- Sistemas en lazo cerrado

Son aquellos en los que la acción de control depende, de alguna manera de la salida por tal existe una realimentación de la señal de salida.

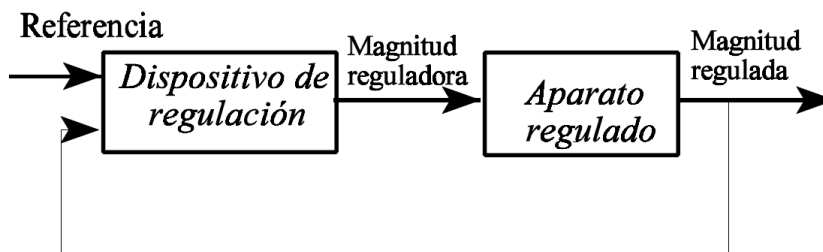


Figura 13. Sistema lazo cerrado

Fuente: (El autor)

d.4.3- Sistema de automatización eléctrica

Cualquier máquina, por sencilla que sea, tiene algún tipo de automatismo eléctrico, encargado de gobernar los motores o como función de mando dentro de la propia máquina.

La técnica eléctrica se utiliza para control de movimiento (lineal o angular), en los casos en que se precisan velocidades constantes o desplazamientos precisos. Su gran ventaja es la disponibilidad de una fuente de energía eléctrica en prácticamente cualquier lugar.

d.4.4- Sistema de automatización electrónica

La base de este avance en la automatización ha sido el microprocesador, que es el principal componente del ordenador e, industrialmente llamado autómatas programables. Los dispositivos electrónicos forman parte de la mayoría de los sistemas de control, bien en sistemas de control totalmente electrónicos (en aplicaciones de potencia baja), o bien, formando parte de sistemas en los que se combinan diferentes tecnologías

d.4.4.1- Controlador lógico programable (PLC)

Se define al PLC como un aparato electrónico operado digitalmente, que usa una memoria programable para el almacenamiento interno de instrucciones para implementar funciones específicas, tales como lógica, secuenciación, registro y control de tiempos, conteo y operaciones aritméticas para controlar, a través de módulos de entrada/salida digitales (ON/OFF) o analógicos (1-5 VDC, 4-20 mA, etc.).



Figura 14. Controlador Lógico Programable LOGO

Fuente: (<http://apuntes-ibf.blogspot.com/p/plc.html>)

d.4.4.1.1- Componentes de un PLC

El PLC es un dispositivo electrónico basado en un microprocesador y que contiene algunos otros circuitos adicionales que interactúan con éste. Entre sus componentes principales se encuentran los siguientes:

- *Fuente de poder.* Proporciona energía (DC) a los circuitos electrónicos que conforman al controlador. Su entrada puede ser AC o DC, con valores de voltaje típicos como 220 V, 115 V, 24 V ó 12 V.
- *Unidad Central de Proceso.* (También llamada CPU). Realiza las operaciones aritméticas y lógicas, y además controla la secuencia de ejecución del programa, Coordina la comunicación requerida entre los diversos circuitos, entre otras funciones
- *Módulos de entrada.* Reciben las señales eléctricas directamente de los dispositivos primarios de control.
- *Módulos de salida.* Envían señales a los elementos finales de control, controlando así el estado que éstos mantengan.
- *Batería.* Mantiene energizada la memoria RAM que almacena el programa mientras el PLC permanece des-energizado. El PLC, con batería, generalmente puede mantener el programa durante alrededor de tres meses. La vida útil de la batería, varía de 1 a 3 años. En aquellos PLCs que contienen memoria no volátil (ROM o de cualquier otro tipo), la batería no es indispensable.
- *Memoria o módulo de memoria.* Almacena el programa de la aplicación. Esta puede ser de tipo volátil o no volátil (RAM o ROM).
- *Puerto de comunicaciones.* Permite al PLC establecer comunicación e intercambiar información con dispositivos externos, ya sea otros PLCs, Interfaz (HMI), unidades de programación, periféricos, o alguna otra unidad conectada en red.

e.- MATERIALES Y MÉTODOS

e.1 Materiales

Los materiales utilizados para el diseño y construcción de esta máquina han sido los siguientes:

➡ Útiles de oficina:

Hojas de papel bond, esferos, calculadora, computadora

➡ Software utilizados

Solidworks; SolidCam; AutoCAD; Word; LogoConfort; Fagor

➡ Máquinas Herramientas:

Torno, fresadora universal, fresadoras CNC, soldadora eléctrica, limadora, roladora, taladro manual y de pedestal.

➡ Varios

Tubo metálico, perfiles metálicos, plancha metálica, pernos, logo PLC, tablero de control, relé térmico, contactores, motores eléctricos.

e.2 Métodos

e.2.1- Método analítico

Con ayuda de este método se pudo investigar sistemas relacionados al presente proyecto de tesis, analizando sus partes constitutivas y las respectivas funciones para de esta forma tener conocimiento de cómo trabajan cada una de ellas

e.2.2- Método sintético

Con este método se hizo una síntesis de toda la información recopilada, la misma que sirvió de fuente de consulta para el diseño de la máquina

e.2.3- Método experimental

A través de este método se concluye cómo será la dinámica funcional de la máquina troqueladora

e.2.4- Método inductivo

Se analiza el funcionamiento de cada uno de los componentes de la máquina basado en sus principios funcionales básicos

e.2.5- Método deductivo

Se utilizó para el diseño de los diferentes componentes ya que se partió desde nociones básicas del posible funcionamiento hasta llegar a cada una de las partes funcionales de la máquina

e.3 - Descripción sobre el desarrollo del proyecto

Dentro del proceso de diseño y construcción de la máquina troqueladora se ha seguido los siguientes pasos:

1. Se realizó un estudio del remache para zapatas, basándose en los lineamientos dados por las normas INEN 962 y 963, considerando las dimensiones y materiales adecuados.
2. Una vez conocida la forma y dimensiones del remache, se realiza un estudio de las máquinas y procesos tecnológicos con los cuales se puede conseguir el producto deseado.
3. Mediante una serie de pruebas se determinan las herramientas adecuadas con las cuales se logra obtener la forma del remache conforme a las normas establecidas.
4. Luego se realiza el diseño de la cadena cinemática que se tendrá que cumplir para lograr la fabricación automática de los remaches para zapatas.
5. Una vez conocidos los pasos necesarios para la fabricación, se diseñan los elementos mecánicos adecuados para cumplir el fin propuesto.
6. Luego se procede a realizar la fabricación y mecanización de todas las piezas y elementos que conforman la máquina, así como el respectivo montaje y acople de los mismos.

7. Una vez acoplados todos los elementos de la máquina, se procede a realizar la conexión de los elementos eléctricos y electrónicos para la respectiva automatización del proceso de fabricación de remaches.
8. Una vez terminado todo el proceso constructivo, se realizan las pruebas de funcionamiento, verificando que todo el proceso se cumpla tal como ha sido diseñado.

f.- RESULTADOS

f.1.- Estado inicial de la máquina

La máquina sobre la cual se desarrolla el presente tema de tesis, es una máquina troqueladora, marca EBERLE, de procedencia Brasileña, empleada en la industria textil, mediante la cual se logra de forma semiautomática, pegar broches metálicos en pantalones de tela jeans, tal como se aprecia en la (Fig15).

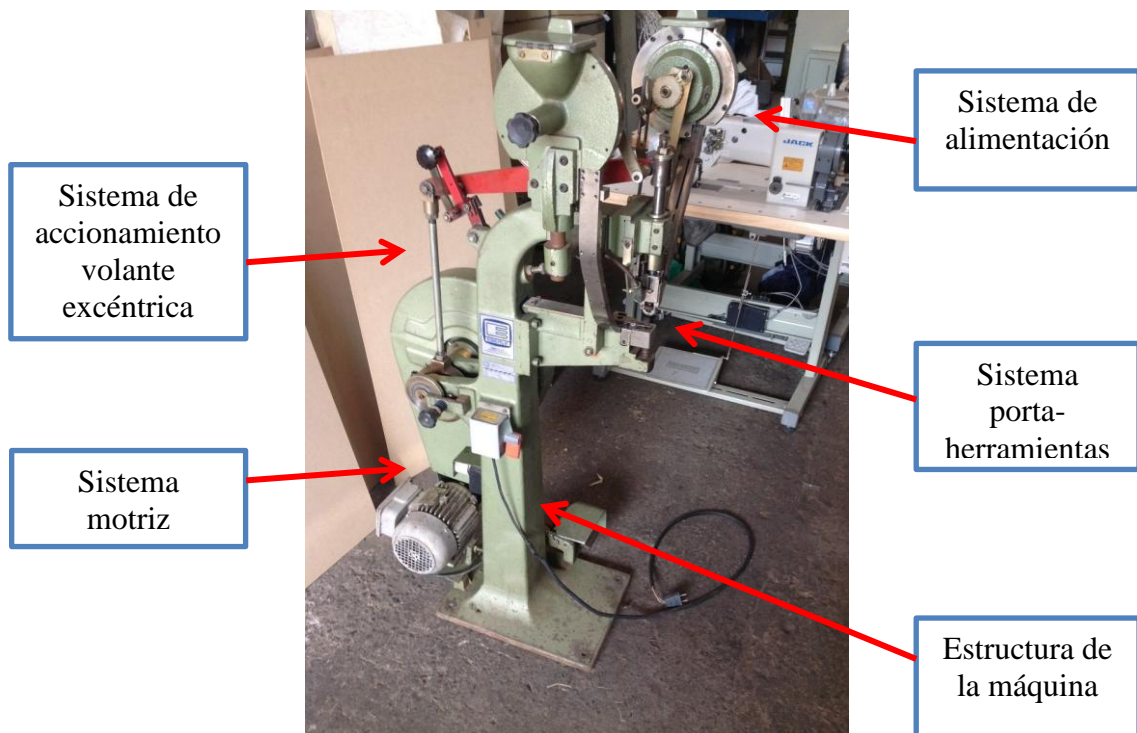


Figura 15. Máquina troqueladora de broches

Fuente: (El Autor)

Los elementos principales con los que cuenta esta máquina se los detalla a continuación:

1. Sistema motriz (motor-polea)
2. Estructura de la máquina
3. Sistema porta-herramientas
4. Sistema de accionamiento (excéntrica-embrague-palanca)
5. Sistema de alimentación

f.1.1.- Sistema motriz

Este sistema consta de una transmisión por medio de poleas y banda, para reducción de velocidad, en la cual la polea conducida a su vez hace de volante de inercia.

El motor eléctrico de esta máquina, es un motor trifásico de 1/2 Hp.

f.1.2.- Estructura de la máquina

Debido a la importancia de esta pieza, y siendo esta la que servirá de soporte para todos los demás elementos, se la ha revisado minuciosamente, determinando que se halla en buenas condiciones para trabajar, esta estructura es del tipo cuello de ganso y el material del que está fabricada es fundición gris.

f.1.3.- Sistema porta-herramientas

Este sistema consta de una pinza la cual ubica los remaches en el lugar del remachado, y a su vez de un punzón con la cual se logra realizar la operación de conformado.

f.1.4.- Sistema de accionamiento

El accionamiento de esta máquina se realiza mediante un pedal, con el cual se logra desenclavar el mecanismo del embrague y a su vez la excéntrica realiza una vuelta o un ciclo de trabajo.

f.1.5.- Sistema de alimentación

El sistema de alimentación en esta máquina consta de dos tolvas, en las cuales se hallan almacenadas las dos partes del broche, es decir la parte que va hacia dentro y la parte externa del broche.

De igual forma se cuenta con unas guías de desplazamiento, que están encargadas de llevar las partes del remache, hasta la ubicación donde estas serán remachadas.

Para que los remaches giren dentro de las tolvas, se utiliza un mecanismo de trinquete, el cual es accionado por medio del giro de la excéntrica.

f.2.- Rediseño de la máquina troqueladora

Considerando que algunos de los elementos antes mencionados son útiles para el fin propuesto, se ha decidido emplear esta máquina, no sin antes aclarar que se realizará el rediseño apropiado de la máquina, para cumplir el propósito de fabricar remaches para zapatas y en tal caso no todas las piezas se las ocupará en la forma que están actualmente dispuestas.

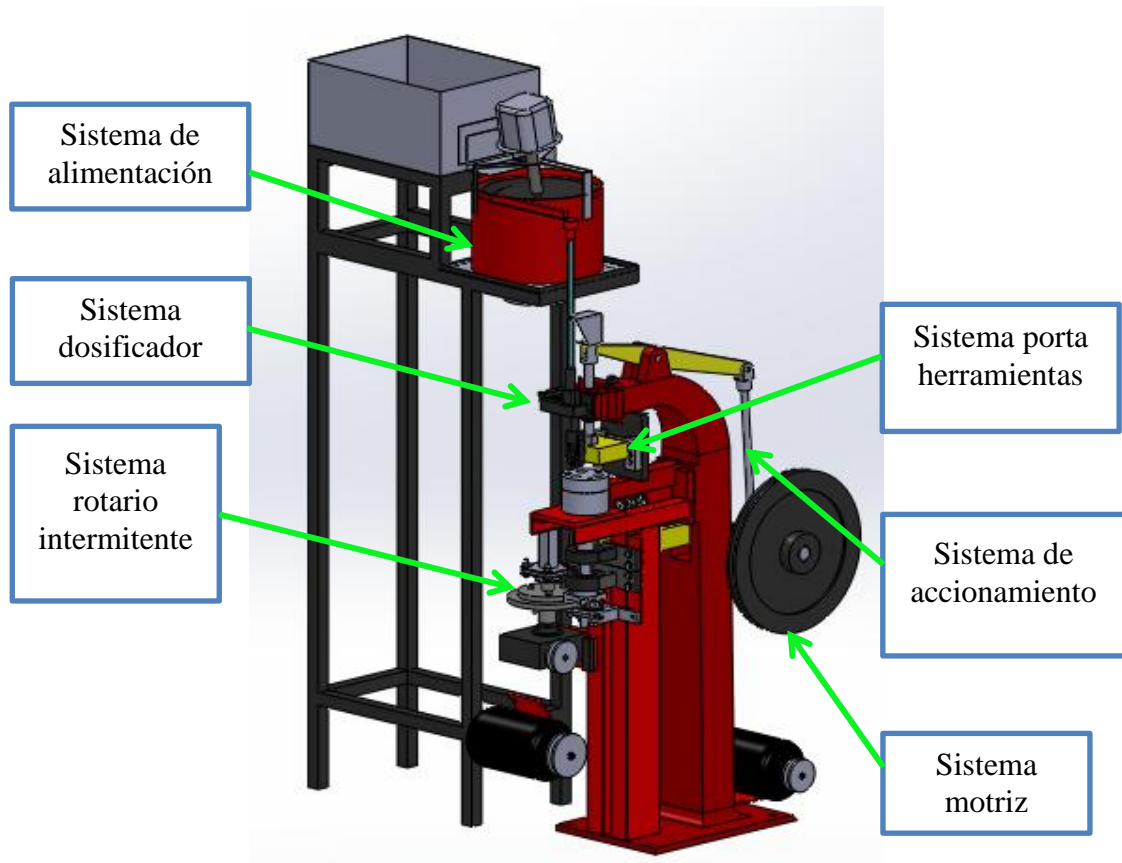


Figura 16. Diseño de la máquina troqueladora con sistema automático de alimentación

Fuente: (El Autor)

f.2.1 - Componentes del sistema automático de troquelado

A continuación se detallan los cambios planteados a realizar en los componentes actuales, así como se detallan los nuevos mecanismos que tendrá la máquina para el fin propuesto:

f.2.1.1 - Sistema rotatorio intermitente

Mediante este sistema de automatización mecánica, se logra hacer girar el porta-matriz de manera intermitente, desde la estación de alimentación hasta la estación de troquelado, donde una vez colocado el casquillo en la matriz, gira hacia los punzones para que se realice el proceso de conformado del remache.

Para el funcionamiento de este sistema, se emplea el mecanismo cruz de malta y mediante el empleo de tres ranuras equidistantes, se logra, en la primera fase colocar el remache en la matriz de troquelado, en la segunda fase se logra el abocardado en la cabeza del casquillo y en la última fase se logra realizar el rebordeado de dicha cabeza hasta obtener el remache terminado y a su vez expulsarlo.

El funcionamiento de la cruz de malta se realiza por medio de un motor eléctrico y un reductor de velocidad, mediante el cual se consigue la velocidad requerida de producción de remaches por minuto.

f.2.1.2 - Sistema motriz

Este sistema no ha tenido grandes modificaciones, y dentro de los cambios realizados está el motor eléctrico trifásico por un motor monofásico, debido a que este tipo de voltaje es más común en nuestro medio, y de igual forma con la potencia apropiada para este trabajo.

La velocidad de rotación necesaria para la fabricación de remaches, determinada mediante cálculos, no coincide con la velocidad proporcionada con el sistema de poleas originales, por lo que también se han procedido a modificar la relación de transmisión.

f.2.1.3 - Sistema de accionamiento

El accionamiento del volante, se lo realiza mediante el empleo de un embrague mecánico el cual es desenclavado por medio de un seguidor mecánico, el cual esta sincronizado con la cruz de malta.

El seguidor mecánico en este caso se convierte en un mecanismo de automatización mecánica, ya que evita que el operario sea quien accione el embrague para el funcionamiento la excéntrica.

f.2.1.4 - Sistema porta-herramienta

Se cuenta con una pieza porta-punzones, la cual se desplaza sobre una guía cola de milano con el fin de garantizar la precisión y exactitud en el momento de la operación.

f.2.1.5 - Sistema dosificador de casquillos

Este sistema es nuevo y utilizado específicamente para este tipo de proceso. La función que cumple es de insertar de manera automática y sincronizada los casquillos individualmente dentro de la matriz de troquelado, de manera que estos pasen hacia la estación de troquelado para ser transformados en remaches.

Como se mencionó anteriormente este sistema es accionado por medio de un mando mecánico que se conecta desde el brazo o palanca de accionamiento por medio de un cable y un conjunto de poleas guía.

f.2.1.6 - Sistema de alimentación y orientación de casquillos

Este sistema consta de una tolva de almacenamiento, desde la cual por gravedad caen los casquillos hacia un alimentador rotatorio.

Dentro del alimentador los casquillos caen en distintas posiciones, pero debido a que en el interior del alimentador el plato base y la guía de desplazamiento se encuentran girando a una velocidad determinada, y debido a la fuerza centrífuga y el bajo peso de los casquillos, estos se adhieren a las paredes y toman la posición horizontal, hasta llegar a un embudo en donde caen hacia un tubo y se orientan en posición vertical hasta dirigirse al dosificador.

En este caso el alimentador rotatorio es accionado por dos motores, de los cuales uno acciona el plato inclinado base y el segundo motor hace girar la guía de desplazamiento.

f.2.2- Cálculos para el diseño de los componentes de la máquina troqueladora

f.2.2.1- Diseño del sistema de troquelado

Como primer punto se realizó el análisis de la estructura y forma del remache (Fig.17), basándose en la norma NTE INEN 962, con la cual se determinó el tipo y dimensión del remache que se procederá a fabricar.

En este caso el remache que se va a fabricar es de tipo tubular, y las dimensiones son las que se indican a continuación:

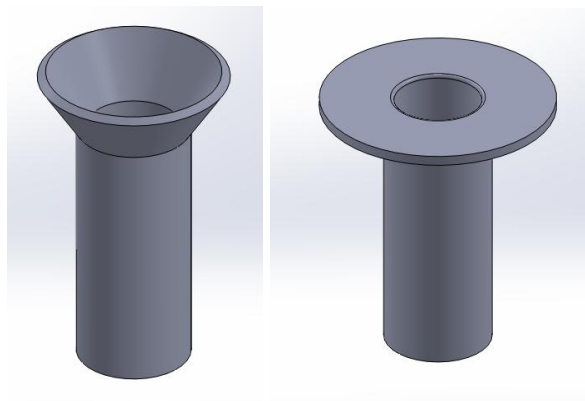
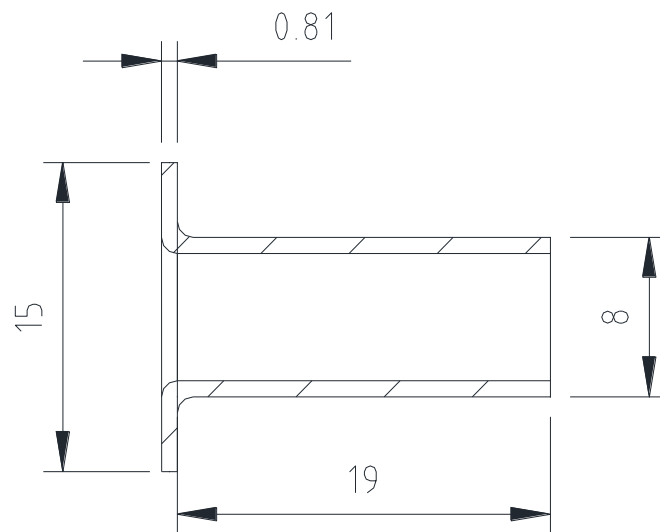


Figura 17. Remache tubular para zapatas

Fuente: (El Autor)

Una vez conocidas las dimensiones del remache a fabricar, se procede a analizar el proceso tecnológico de fabricación. Mediante pruebas y teniendo como referencia el método actual de fabricación del producto que se realiza de forma manual, se considera

apropiado realizar la fabricación en dos etapas, es decir, primero dar la forma cónica a la cabeza del casquillo mediante el proceso de abocardado con un punzón cónico, y luego aplicar el segundo paso en el cual por medio de un punzón plano se realiza el aplastamiento de la cabeza cónica previamente formada hasta obtener la cabeza plana del remache.

f.2.2.1.1- Diseño de los punzones de conformado

Como se mencionó anteriormente, el proceso de conformado del remache, se lo realizará utilizando dos punzones (Fig.18), dentro de los cuales uno tiene la forma cónica y el otro punzón es plano.

El dimensionamiento del punzón cónico, se realizó utilizando el método experimental, es decir probando la forma obtenida al embutir el punzón en el casquillo, utilizando diferentes ángulos de conicidad. Realizadas estas pruebas se han obtenido diferentes resultados que se demuestran a continuación.

Tabla No 4. Resultados con diferentes grados de conicidad del punzón cónico

Grado de conicidad	Resultado obtenido
75 ⁰	Se rompen las paredes del casquillo durante el proceso de abocardado
50 ⁰	El cono se forma de manera correcta pero no se puede aplicar la operación de rebordeado
66 ⁰	El cono se forma de manera correcta y en este caso se puede aplicar el rebordeado obteniendo resultados positivos

Fuente: El Autor

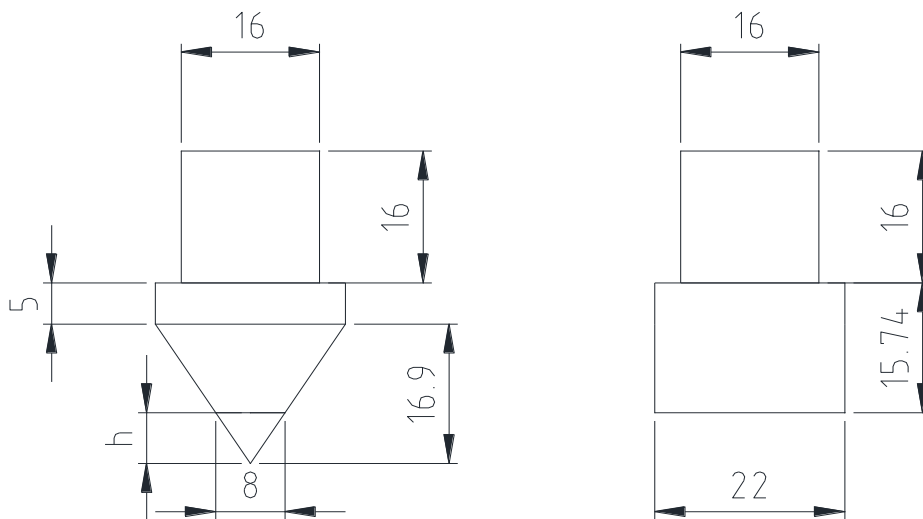
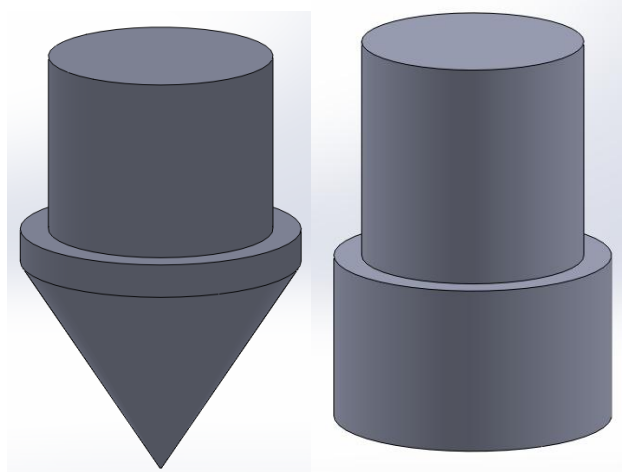


Figura18. Punzones para el proceso de troquelado

Fuente: (El Autor)

Para el diseño del punzón plano, la altura de este varia con respecto al punzón cónico, debido que al momento de realizar el proceso de conformado la punta del punzón cónico se introduce dentro de la matriz y en tal caso las alturas son diferentes. Para calcular la altura necesaria del punzón plano se ha procedido a realizar el siguiente cálculo:

Diámetro del agujero de la matriz $(x) = 8 \text{ mm}$

$$\text{tag } \alpha = \frac{x/2}{h}$$

$$h = \frac{x/2}{\operatorname{tag} \alpha} = \frac{4}{\operatorname{tag} 33}$$

$$h = 6,16 \text{ mm} \approx 6,16 * 10^{-3} \text{ m}$$

La altura del punzón plano será igual a:

$$H_{pp} = H_{pc} - h$$

$$H_{pp} = 21,9 - 6,16$$

$$H_{pp} = 15,74 \text{ mm} \approx 15,74 * 10^{-3} \text{ m}$$

El material para la fabricación de los punzones ha sido elegido considerando los diferentes tipos de aceros según su aplicación, y para este caso se ha seleccionado el acero *SAE 705*, por sus propiedades mecánicas y dureza, y a la vez porque es un material que se lo puede maquinar con relativa facilidad.

Con el fin de garantizar la vida útil de los punzones debido a la gran cantidad de ciclos por minuto que tiene que efectuar, se ha considerado realizar un tratamiento térmico de temple a los punzones una vez terminado su maquinado.

f.2.2.1.2- Diseño del porta-punzones

El proceso de conformado de los casquillos se realizará en dos etapas, pero considerando que es necesario realizar la mayor cantidad de remaches en el menor tiempo, se ha decidido hacer los dos pasos, en un mismo ciclo de trabajo.

Por tal razón se ha considerado necesario contar con una pieza donde se puedan alojar los dos punzones para dicho propósito. En este caso la pieza porta-punzones será la encargada de alojar los punzones, siendo su diseño el que se muestra a continuación:

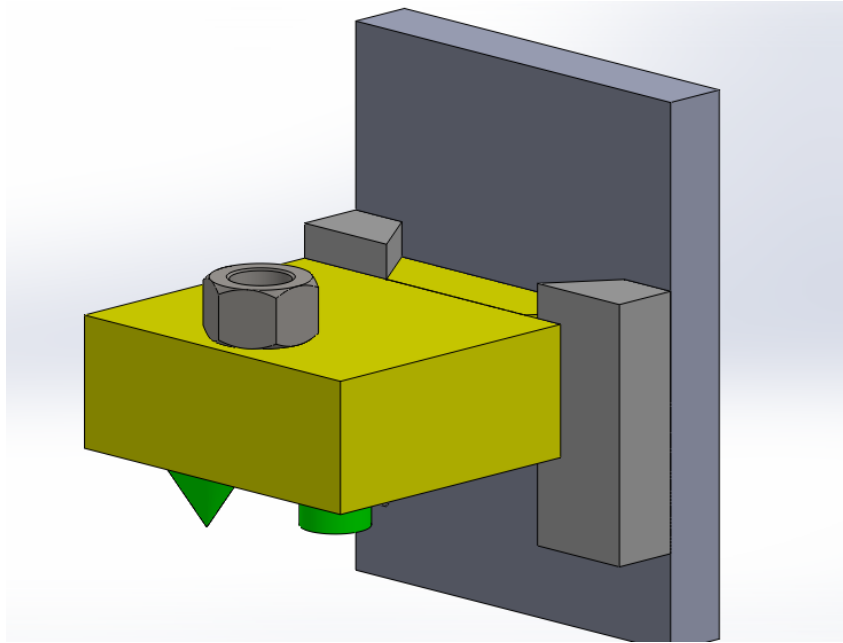


Figura 19. Sistema porta – punzones

Fuente: (El Autor)

El diseño del porta-punzones, consta también de un sistema de guía cola de milano con el objeto de garantizar que el desplazamiento de este sea preciso, sin variaciones de posición durante el recorrido.

El material elegido para esta pieza es plancha de acero *SAE 1020* de 1 ½ pulg de espesor.

f.2.2.1.3- Diseño de la matriz y porta-matriz

El diseño de las matrices ha sido realizado en función de la medida de remache que se desea fabricar. Para este caso como se mencionó al inicio el remache que se fabricara será de la medida 5/16”.

Para el diseño del porta matrices, ha sido necesario considerar que el proceso tiene que ser automático, y en virtud de aquello, se ha dispuesto de tres estaciones, en las cuales la primera será donde se coloque el casquillo , mientras que en los dos restantes se realizará el proceso de conformado del remache.

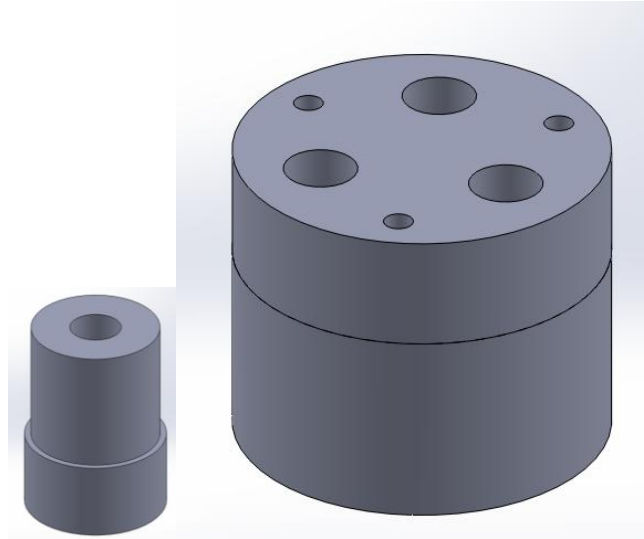


Figura 20. Matriz y Porta-matriz

Fuente: (El Autor)

El material elegido para la construcción de las matrices es acero SAE 705, debido a que posee propiedades mecánicas óptimas para esta pieza, y además es de fácil mecanización

El material elegido para la construcción de la porta- matriz es acero SAE 1020, debido a que no estará sometido a esfuerzos considerables.

f.2.2.1.4- Cálculo de la fuerza para el conformado del remache

El proceso de fabricación de los remaches, se realizará en dos pasos o etapas, mediante el empleo de punzones con formas distintas, los cuales estarán encargados de dar la forma y acabado final a los remaches.

Previo al cálculo de fuerzas es necesario considerar los siguientes aspectos:

- Ante la acción de fuerzas solo hay deformación en las paredes del casquillo.
- No existe deformaciones en el punzón.
- El remache se lo hará en dos etapas, pero en un mismo ciclo de la máquina

El proceso de medición y cálculo la fuerza de conformado es el mismo en las dos operaciones y se lo detalla a continuación:

El casquillo de cobre es ubicado en el interior de la matriz de conformado y mediante el tornillo de potencia se procede a comprimir el casquillo con el punzón cónico dentro de matriz.

Debido a las propiedades mecánicas del casquillo, este adopta la forma cónica del punzón y el momento de giro aplicado al tornillo de potencia es medido mediante el torqui-metro, con estos valores se procede a calcular la fuerza axial necesaria para obtener dicha forma.

f.2.2.1.4.1- Fuerza necesaria para el proceso de abocardado

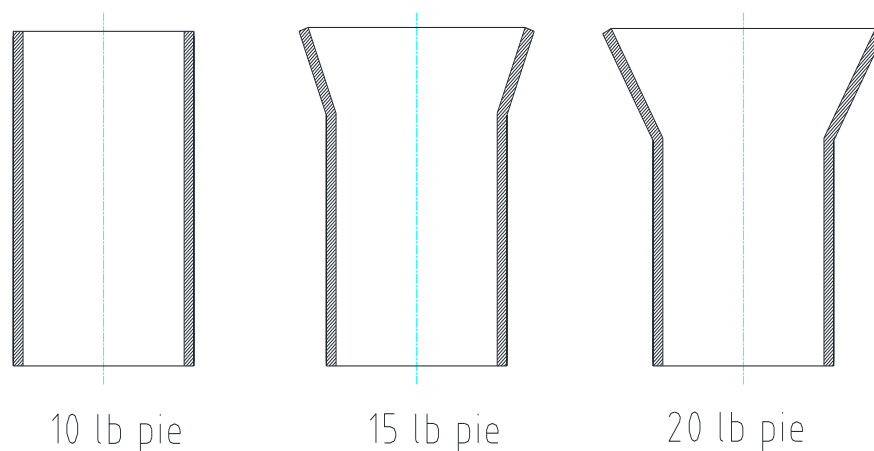


Figura 21. Esquema del proceso de abocardado
Fuente: (El Autor)

En la Fig. 21 se observa la deformación producida en las paredes del casquillo, al producir una fuerza axial, aplicada mediante un tornillo de potencia.

Datos conocidos del tornillo de potencia

Rosca American Estándar

8.5 filetes por pulg.

Radio medio de la rosca = $12,15 * 10^{-3} m$

Radio medio del collar = $6,5 * 10^{-3} m$

Coefficiente de rozamiento de la rosca = $0,12 = f$

Coefficiente de rozamiento del collar = $0,25 = fc$

Ángulo entre la tangente al perfil del diente y una línea radial = $30^\circ = \theta_n$

Momento de giro = $20 \text{ lb-pie} = 27,11 \text{ Nm}$

Cálculo del ángulo de la hélice aplicando la Ecuación. 2.3

$$\tan \alpha = \frac{25,4 * 10^{-3} / 8,5}{2 * \pi * 12,15 * 10^{-3}}$$

$$\tan \alpha = 0,03914$$

La fuerza axial se calcula mediante la Ecuación. 2.2

$$27,11 = W \left[12,15 * 10^{-3} \left(\frac{0,03914 + 0,12 / \cos 30}{1 - 0,12 * 0,03914 / \cos 30} \right) + (0,25 * 6,5 * 10^{-3}) \right]$$

$$27,11 = W * 3,78 * 10^{-3}$$

$$W = \frac{27,11 \text{ Nm}}{3,78 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$$W = 7.158,17 \text{ N} \quad \text{Fuerza axial para formar el cono en el casquillo}$$

f.2.2.1.4.2- Fuerza necesaria para el proceso de rebordeado

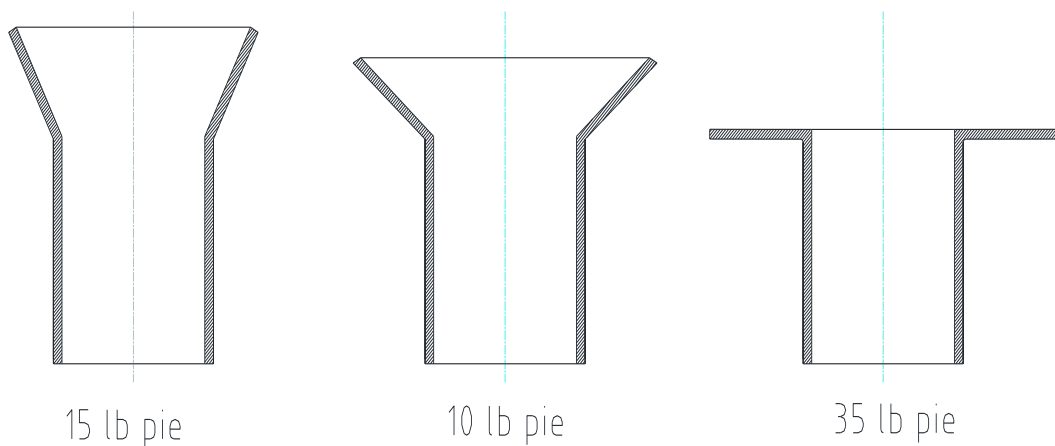


Figura 22. Esquema del proceso de rebordeado

Fuente: (El Autor)

Momento de giro = 35 lb-pie = 47,5 Nm

$$47,45 \text{ Nm} = W \left[12,15 * 10^{-3} \left(\frac{0,03914 + 0,12/\cos 30}{1 - 0,12 * 0,03914/\cos 30} \right) + (0,25 * 6,5 * 10^{-3}) \right]$$

$$47,45 \text{ Nm} = W * 3,78 * 10^{-3}$$

$$W = \frac{47,45 \text{ Nm}}{3,78 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$W = 12.552,9 \text{ N}$ **Fuerza axial para formar la cabeza plana del remache**

Considerando los detalles iniciales de fabricación, las fuerzas de conformado del cono y de conformado de la cabeza del remache, se deberán sumar para conocer así la fuerza real necesaria que la máquina debe proporcionar por cada ciclo de trabajo.

$$W_t = W_1 + W_2$$

$$W_t = 7.158,17 \text{ N} + 12.552,9 \text{ N}$$

$W_t = 19.711 \text{ N}$ **Fuerza de accionamiento para el proceso de troquelado del remache**

f.2.2.1.5- Cálculo de fuerza ejercida por la palanca de accionamiento

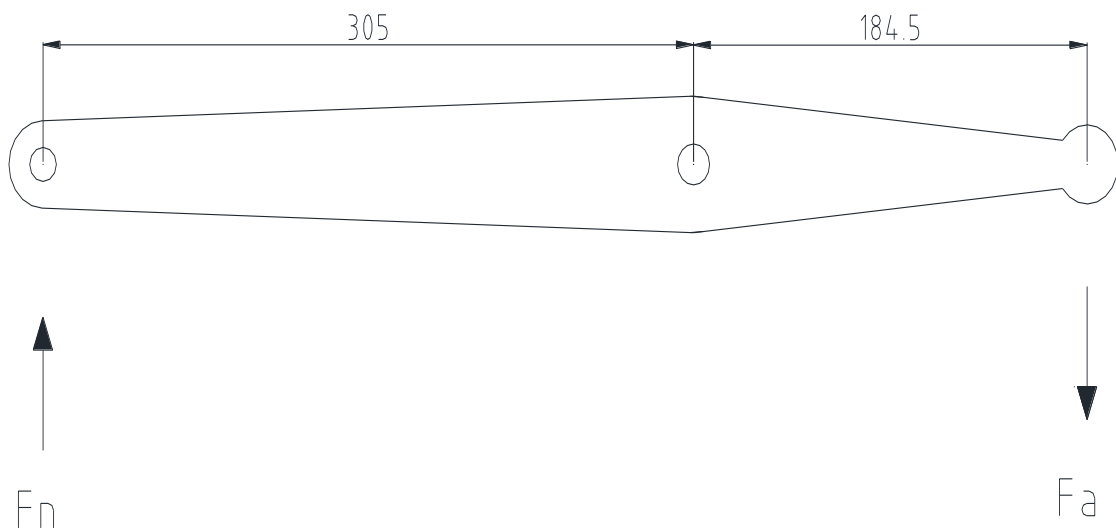


Figura 23. Esquema de la palanca de accionamiento

Fuente: (El Autor)

Dónde:

F_n = Fuerza necesaria que ejerce la excéntrica

F_a = Fuerza de accionamiento para el proceso de troquelado

$$\sum Mom_o = 0$$

$$(F_n * 0,305) + (F_a * 0,1815) = 0$$

$$(F_n * 0,305) = -(19.711 * 0,1815)$$

$$F_n = 11.729,6 N$$

En este caso se ha determinado que la fuerza que se necesita que ejerza el volante de inercia a través de la excéntrica es de **11.729,6 N**, debido a la acción de la palanca.

f.2.2.1.6- Cálculo fuerza ejercida por el volante de inercia

f.2.2.1.6.1- Cálculo del peso del volante

El peso del volante se lo encuentra mediante la Ecuación 3.5

$$G = \frac{\pi}{4} * \{[(0,381^2 - 0,291^2) * 0,025] + [(0,291^2 - 0,095^2) * 0,013] + [(0,095^2 - 0,032^2) * 0,065]\} * 7.300$$

$$G = 17,28 Kg$$

$$G = 169,3 N$$

f.2.2.1.6.2- Cálculo de la masa del volante

Para el cálculo de la masa del volante se ha utilizado la Ecuación 3.6

$$m = \frac{17,28}{9,81}$$

$$m = 1,76 Kg \text{ masa}$$

f.2.2.1.6.3- Cálculo de las revoluciones medio del volante

El número de revoluciones medio del volante se lo encuentra mediante la Ecuación 3.7

n_2 = número máximo de revoluciones (antes de iniciar el estampado), en el cual es necesario tener 410 rpm

$$n = \frac{2 * 410}{(2 + 0,125)}$$

$$n = 385,8 \text{ rpm}$$

f.2.2.1.6.4- Cálculo del radio medio del volante

El valor del radio medio del volante se lo encuentra mediante la Ecuación 3.8

$$R = \frac{0,381 + 0,032}{4}$$

$$R = 0,103 \text{ m}$$

f.2.2.1.6.5- Cálculo de la velocidad tangencial media

Para el cálculo de la velocidad tangencial media se procede a utilizar la Ecuación 3.9

$$v = \frac{2 \pi * 0,103 * 385,8}{60}$$

$$v = 4,16 \text{ m/s}$$

f.2.2.1.6.6- Cálculo de la fuerza máxima de estampado

La fuerza máxima de estampado se la halla a mediante la Ecuación 3.10

$$Q = \frac{17,28 * 4,16^2 * 0,125}{9,81 * 5 * 10^{-3}}$$

$$Q = 762 \text{ Kg}$$

$$Q = 762 \text{ Kg} * \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$Q = 7.467,6 \text{ N}$$

f.2.2.1.6.7- Cálculo del momento de inercia del volante

Para el cálculo del momento de inercia del volante se utiliza la Ecuación 3.11

$$I = 1,76 * 0,103^2$$

$$I = 0,0186 \text{ Kg} * m^2$$

f.2.2.1.6.8- Cálculo de la potencia del motor

La potencia del motor se la encuentra mediante la Ecuación 3.12

$$N_{cv} = \frac{1.196,9 * 5 * 10^{-3} * 410}{60 * 75 * 1 * 0,85}$$

$$N_{cv} = 0,64 \text{ Hp}$$

$$N_{cv} = 3/4 \text{ Hp}$$

f.2.2.1.6.9- Cálculo de fuerza máxima de estampado con la potencia del motor normalizada

Para el cálculo de la fuerza de estampado se utiliza la Ecuación 3.11

$$Q = \frac{0,75 * 60 * 75 * 1 * 0,85}{5 * 10^{-3} * 410}$$

$$Q = 1.399,4 \text{ Kg}$$

$$Q = 1.432,3 \text{ Kg} * \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$Q = 13.714 \text{ N}$$

f.2.2.1.6.10- Cálculo del momento torsor del volante

El valor del momento torsor se lo encuentra mediante la Ecuación 3.13

$$M_{t2} = \frac{716,2 * 0,75 * 0,85}{410}$$

$$M_{t2} = 1,11 \text{ Kgm} * \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$M_{t2} = 10,9 Nm$$

f.2.2.1.6.11- Cálculo de la fuerza tangencial

Para el cálculo de la fuerza tangencial se utiliza la Ecuación 3.14

$$F_2 = \frac{10,9 Nm}{0,103 m}$$

$$F_2 = 105,6 N$$

f.2.2.1.7- Cálculo del sistema de transmisión para accionar la excéntrica

Datos:

$$N_1 = 0,75 HP$$

$$n_1 = 1.720 rpm$$

$$d_2 = 381 mm \text{ (Diámetro del volante)}$$

f.2.2.1.7.1- Cálculo de la relación de transmisión

El valor de la relación de transmisión se lo obtiene mediante la Ecuación 3.16

$$i = \frac{1.720 rpm}{410 rpm}$$

$$i = 4,19$$

f.2.2.1.7.2- Cálculo del diámetro de la polea menor

Para hallar el valor del d_1 se utiliza la Ecuación 3.17

$$d_1 = \frac{410 * 381}{1.720}$$

$$d_1 = 90,81 rpm$$

A este valor de d_1 lo normalizamos de acuerdo a las medidas comerciales de poleas, por lo tanto

$$d_1 = 88,9 mm = 3,5''$$

f.2.2.1.7.3- Determinación del tipo de correa trapezoidal

De acuerdo al Anexo 3 encontramos el tipo de la correa en función de la potencia corregida y la velocidad en el eje de trabajo:

$$N_c = 0,75 \text{ HP}$$

$$n_1 = 1.720 \text{ rpm}$$

Correa Tipo Z

De acuerdo al Anexo 4 encontramos los parámetros geométricos de la banda tipo Z:

$$b_p = 8,5 \text{ mm}$$

$$b_o = 10 \text{ mm}$$

$$h(\delta) = 6 \text{ mm}$$

$$y_o = 2,1 \text{ mm}$$

$$F = 0,47 \text{ cm}^2$$

$$w_1 = 110$$

$$w_2 = 23$$

f.2.2.1.7.4- Determinación de la carga útil para correa trapezoidal

Mediante la tabla del Anexo 5 encontramos la carga útil para una correa trapezoidal:

Considerando:

$$\sigma_o = 12 \text{ Kg}f/\text{cm}^2$$

$$d_1 = 88,9 \text{ mm}$$

Tenemos la carga admisible útil $P_o = 8 \text{ Kg}f$

f.2.2.1.7.5- Cálculo de la distancia entre ejes

Para el cálculo de la distancia entre ejes se aplica la Ecuación 3.18 y 3.19

$$a_{min} = 0,55(381 \text{ mm} + 88,9 \text{ mm}) + 6 \text{ mm}$$

$$a_{min} = 264,4mm$$

$$a_{max} = 2(381 mm + 88,9mm)$$

$$a_{max} = 939,8 mm$$

f.2.2.1.7.6- Cálculo de la distancia óptima entre centros

La distancia entre centros se la encuentra utilizando el Anexo 6:

Para: $i = 4,19$ se tiene:

$$\frac{a_{opt}}{d_2} = 0,94$$

$$a_{opt} = d_2 * 0,94$$

$$a_{opt} = 381mm * 0,94$$

$$a_{opt} = 358,14 mm$$

f.2.2.1.7.7- Cálculo de la longitud de la correa

Para encontrar la longitud de la correa se utiliza la Ecuación 3.20

$$L = 2(358,14 mm) + \frac{\pi}{2} (88,9mm + 381mm) + \frac{(381mm - 88,9mm)^2}{4(358,14)}$$

$$L = 1.513,9 mm$$

De acuerdo a la tabla del Anexo 7 tenemos:

$L_{norm} = 1.525 mm$, cuya designación comercial de la correa es **Z 59**

f.2.2.1.7.8- Cálculo de la distancia interaxial

La distancia interaxial se la calcula mediante la Ecuación 3.21 y 3.22

$$B = (4 * 1.525) - 6,28(381mm + 88,9 mm)$$

$$B = 3.149 mm$$

$$a = \frac{3.149 + \sqrt{3.149^2 - 32(381 - 88,9)^2}}{16}$$

$$a = 364,3 \text{ mm}$$

f.2.2.1.7.9- Cálculo de la velocidad de la correa

El valor de la velocidad de la correa de la halla mediante la Ecuación 3.23

$$V = \frac{\pi * 88,9 * 1.740}{60.000}$$

$$V = 8,09 \text{ m/seg}$$

f.2.2.1.7.10- Cálculo de la frecuencia de flexiones

El valor f de la frecuencia de flexiones se lo encuentra mediante la Ecuación 3.25

$$f = \frac{(8,09)}{1,525}$$

$$f = 5,3$$

f.2.2.1.7.11- Determinación del ángulo de abrazado

Para el cálculo del ángulo de abrazado se ha utilizado la Ecuación 3.24

$$\alpha = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right)$$

$$\alpha = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1}\left(\frac{381\text{mm} - 88,9\text{mm}}{2 * 364,3\text{mm}}\right)$$

$$\alpha = 132,7^\circ$$

f.2.2.1.7.12- Cálculo del coeficiente de corrección

Para encontrar el coeficiente de corrección se utiliza la Ecuación 3.28

$$C = C_V \cdot C_O \cdot C_a \cdot C_r \cdot C_\delta$$

De acuerdo a tablas del **ANEXO 8** tenemos:

$$C_{\delta} = (110 - 23) * \frac{6}{88,9}$$

$$\text{Coeficiente de la banda} = C_{\delta} = 5,87$$

$$\text{Coeficiente de velocidad} = C_V = 1,015$$

$$\text{Coeficiente de abrazado} = C_a = 0,874$$

$$\text{Coeficiente de tansado} = C_o = 1$$

$$\text{Coeficiente de régimen de trabajo y de la carga dinámica} = C_r = 0,8$$

$$C = 1,015 * 0,874 * 1 * 0,8 * 5,87$$

$$C = 4,16$$

f.2.2.1.7.13- Cálculo de la fuerza circunferencial sobre las poleas

La fuerza circunferencial sobre las poleas se la encuentra mediante la Ecuación 3.27

$$F_t = \frac{2(10,9 Nm)}{0,0889 * 4,16}$$

$$F_t = 58,94 N = 6 Kgf$$

f.2.2.1.7.14- Cálculo del número de correas

El número de correas se lo encuentra mediante la Ecuación 3.26

$$Z_c = \frac{6 Kgf}{8 Kgf}$$

$$Z_c = 0,75$$

$$Z_c = 1 \text{ correa}$$

f.2.2.1.7.15- Cálculo de la tensión máxima en la correa

➤ **Para correas trapezoidales de sección normal**

$$\sigma_o = (1,2 \text{ a } 1,8) MPa$$

$$\sigma_o = 1,2 MPa$$

➤ **Así mismo tenemos que:**

$$\frac{Ft}{2F} = \frac{6 \text{ Kgf}}{2(0,47 \text{ cm}^2)} = 6,38 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\frac{Ft}{2F} = 0,625 \text{ MPa}$$

f.2.2.1.7.16- Esfuerzo debido a las fuerzas centrífugas:

$$\rho = 1,1 \text{ gf/cm}^3$$

$$\sigma_V = \frac{(10.780 \text{ N/m}^3)(8,09 \text{ m/s})^2}{10 * 9,8 \text{ m/s}^3}$$

$$\sigma_V = 7.199,2 \text{ Pa}$$

$$\sigma_V = 7,19 * 10^{-3} \text{ MPa}$$

f.2.2.1.7.17- Cálculo del esfuerzo a la flexión

El esfuerzo a la flexión se lo calcula mediante la Ecuación 3.31

Para correas trapezoidales de sección normal

$$E_{flex} = (80 - 100) \text{ MPa}$$

$$E_{flex} = 80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flex} = 80 \text{ MPa} \left(\frac{0,006 \text{ m}}{0,0889 \text{ m}} \right)$$

$$\sigma_{flex} = 5,3 \text{ MPa}$$

➤ **Tensión admisible para correas trapezoidales tenemos:**

$$\sigma_t = 10 \text{ MPa}$$

Entonces aplicando la Ecuación 3.29

$$\sigma_{max} = (1,2 + 0,625 + 7,19 * 10^{-3} + 5,3) \text{ MPa} \leq 10 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 7,13 \text{ MPa} \leq 10 \text{ MPa}$$

f.2.2.1.7.18- Cálculo de la vida útil

El número de horas que durara la correa se lo calcula mediante la Ecuación 3.32

$$H = \frac{2.700}{4,75 * 2} \left(\frac{9}{7,13} \right)^5$$

$$**H = 910 Horas**$$

f.2.2.1.7.19- Cálculo del número de ciclos de la correa antes de la destrucción

El número de ciclos antes que se destruya la correa se lo halla mediante la Ecuación 3.34

$$N = 4,75 * 2 * 3.600 * 910$$

$$**N = 31,12 * 10^6 ciclos de trabajo**$$

f.2.2.2 - Cálculos de diseño del sistema rotatorio intermitente

Este tipo mecanismo se lo usa específicamente como dispositivo divisor, y en el caso de nuestra máquina tendrá la función de cambiador automático de posición, empezando por la estación de colocación del casquillo en la matriz, para luego ir a la estación de abocardado , hasta por último llegar la estación de rebordeado y expulsión del casquillo.

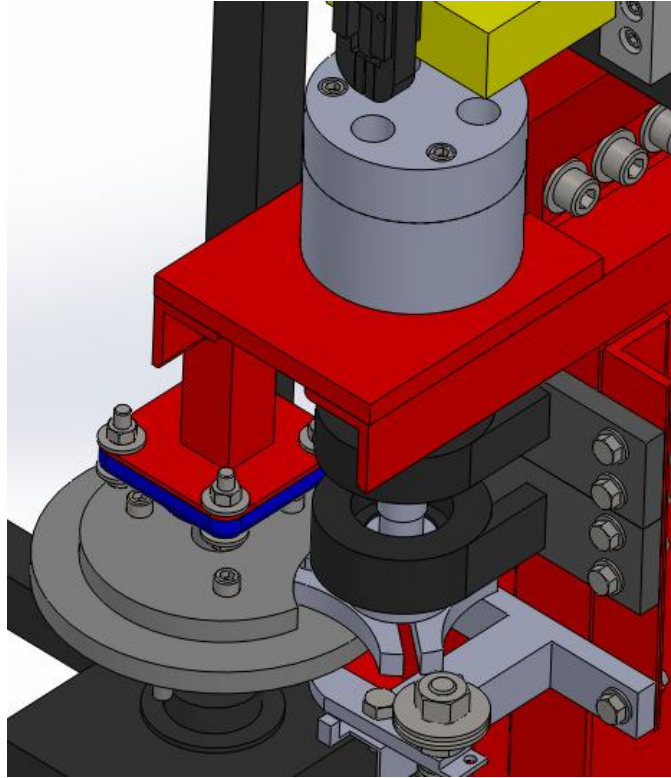


Figura 24. Sistema rotatorio intermitente

Fuente: (El Autor)

El diseño de un mecanismo de Ginebra o cruz de malta (Fig. 24), se inicia especificando el radio de la manivela, el diámetro del rodillo y el número de ranuras.

Para nuestro caso se tiene las siguientes especificaciones:

Radio de la manivela $r_2 = 78 \text{ mm}$

Diámetro del rodillo = 8 mm

Numero de ranuras = 3 ranuras

f.2.2.2.1- Cálculo del ángulo β

El valor del ángulo β se lo encuentra mediante la Ecuación 3.35

$$\beta = \frac{360}{2 * 3}$$

$$\beta = 60^\circ$$

f.2.2.2.2- Cálculo de la distancia entre centros

Para el cálculo de la distancia entre centros de la rueda con la manivela se ha empleado la Ecuación 3.36

$$c = \frac{78}{\text{sen } 60}$$

$$c = 90 \text{ mm}$$

f.2.2.2.3- Proceso para el diseño de la cruz de malta

El diseño de la cruz de malta (Fig. 25) se lo realiza siguiendo los pasos que se indican a continuación:

- Primero se traza una recta de longitud c (distancia entre centros; A-B)
- Haciendo centro en A se traza un círculo con el radio de la manivela A-C
- Partiendo en B se traza una línea tangente al círculo previamente dibujado con un inclinación β
- Luego se traza una línea recta desde el punto A, hasta el punto de intersección C
- En el punto C, se traza un círculo con el diámetro del rodillo
- Luego se traza un círculo con radio B-C, que es el radio de la cruz
- En el círculo de radio B-C, se trazan las ranuras de la cruz mediante matriz, tomando como referencia el diámetro del rodillo
- En el círculo mayor, se traza la parte curva. o estación de reposo, tomando como referencia el radio de la cruz.

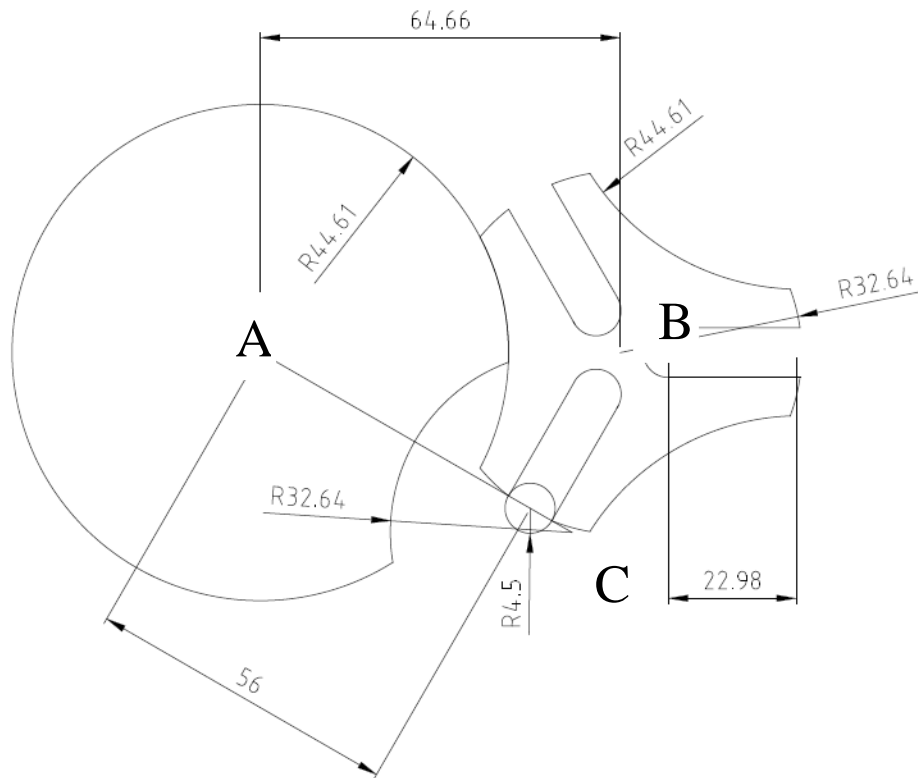


Figura 25. Esquema de la cruz de malta

Fuente: (El Autor)

f.2.2.2.4- Cálculo del sistema de transmisión para el accionamiento de la cruz de malta

Datos:

$$N_1 = 0,5 \text{ HP}$$

$$n_1 = 1.720 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 2.400 \text{ rpm}$$

f.2.2.2.4.1- Cálculo de la relación de transmisión

El valor de la relación de transmisión se lo obtiene mediante la Ecuación 3.16

$$i = \frac{1.720 \text{ rpm}}{2.400 \text{ rpm}}$$

$$i = 0,716$$

f.2.2.2.4.2- Cálculo del momento torsor en la polea del motor

Para el cálculo del momento torsor se aplica la Ecuación 3.13

$$M_{t2} = \frac{716,2 * 0,5 * 0,87}{1.720}$$

$$M_{t2} = 0,1811 \text{ Kgm}$$

$$M_{t2} = 1,77 \text{ Nm}$$

f.2.2.2.4.3- Cálculo del diámetro de la polea del motor

Para hallar el valor del d_1 se utiliza la Ecuación 3.16

$$d_1 = 65 \sqrt[3]{1,77 \text{ Nm}}$$

$$d_1 = 78,6 \text{ mm}$$

A este valor de d_1 lo normalizamos de acuerdo a los diámetros comerciales de poleas, por lo tanto

$$d_1 = 101,6 \text{ mm} = 4''$$

Cabe destacar que este valor se lo ha tomado debido que el valor normalizado más cercano, no proporciona una vida útil prolongada de la correa.

f.2.2.2.4.4- Cálculo del diámetro de la polea del reductor

Para hallar el valor del d_1 se utiliza la Ecuación 3.17

El coeficiente de deslizamiento (s) lo tomamos de la tabla del Anexo 9 entonces:

$$d_2 = 101,6 * 0,716(1 - 0,01)$$

$$d_2 = 72 \text{ mm}$$

$$d_2 \approx 76,2 \text{ mm} = 3''$$

f.2.2.2.4.5- Determinación del tipo de correa trapezoidal

De acuerdo al Anexo 3 encontramos el tipo de la correa en función de la potencia corregida y la velocidad en el eje de trabajo:

$$N_c = 0,5 \text{ HP}$$

$$n_1 = 1.720 \text{ rpm}$$

Correa Tipo Z

De acuerdo al Anexo 4 encontramos los parámetros geométricos de la banda tipo Z:

$$b_p = 8,5 \text{ mm}$$

$$b_o = 10 \text{ mm}$$

$$h(\delta) = 6 \text{ mm}$$

$$y_o = 2,1 \text{ mm}$$

$$F = 0,47 \text{ cm}^2$$

$$w_1 = 110$$

$$w_2 = 23$$

f.2.2.2.4.6- Determinación de la carga útil para correa trapezoidal

Mediante el Anexo 5 encontramos la carga útil para una correa trapezoidal:

Considerando:

$$\sigma_o = 12 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$d_1 = 101,6 \text{ mm}$$

Tenemos la carga admisible útil $P_o = 8 \text{ Kgf}$

f.2.2.2.4.7- Cálculo de la distancia entre ejes

Para el cálculo de la distancia entre ejes se aplica la Ecuación 3.18 y 3.19

$$a_{min} = 0,55(76,2 \text{ mm} + 101,6 \text{ mm}) + 6 \text{ mm}$$

$$a_{min} = 103,79 \text{ mm}$$

$$a_{max} = 2(76,2 \text{ mm} + 101,6 \text{ mm})$$

$$a_{max} = 355,6 \text{ mm}$$

f.2.2.2.4.8- Cálculo de la distancia óptima entre centros

La distancia entre centros se la encuentra utilizando el Anexo 6:

Para: $i = 0,716$ se tiene:

$$\frac{a_{opt}}{d_2} = 1,58$$

$$a_{opt} = d_2 * 1,58$$

$$a_{opt} = 76,2 \text{ mm} * 1,58$$

$$a_{opt} = 120,4 \text{ mm}$$

f.2.2.2.4.9- Cálculo de la longitud de la correa

Para encontrar la longitud de la correa se utiliza la Ecuación 3.20

$$L = 2(120,4 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(101,6\text{mm} + 76,2\text{mm}) + \frac{(76,2\text{mm} - 101,6\text{mm})^2}{4(120,4)}$$

$$L = 521,43 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla del Anexo 7 tenemos:

$L_{norm} = 525 \text{ mm}$, cuya designación comercial de la correa es **Z 19 ½**

f.2.2.2.4.10- Cálculo de la distancia interaxial

La distancia interaxial se la calcula mediante la Ecuación 3.21 y 3.22

$$B = (4 * 525) - 6,28(76,2 \text{ mm} + 101,6 \text{ mm})$$

$$B = 983,4 \text{ mm}$$

$$a = \frac{983,4 + \sqrt{983,4^2 - 32(76,2 - 101,6)^2}}{16}$$

$$a = 122,26 \text{ mm}$$

f.2.2.2.4.11- Cálculo de la velocidad de la correa

El valor de la velocidad de la correa se halla mediante la Ecuación 3.23

$$V = \frac{\pi * 101,6 * 1.720}{60.000}$$

$$V = 9,15 \text{ m/seg}$$

f.2.2.2.4.12- Cálculo de la frecuencia de flexiones

El valor f de la frecuencia de flexiones se lo encuentra mediante la Ecuación 3.25

$$f = \frac{9,15}{0,525}$$

$$f = 17,4$$

f.2.2.2.4.13- Determinación del ángulo de abrazado

Para el cálculo del ángulo de abrazado se ha utilizado la Ecuación 3.24

$$\alpha = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1}\left(\frac{76,2 \text{ mm} - 101,6 \text{ mm}}{2 * 122,26 \text{ mm}}\right)$$

$$\alpha = 191,9$$

f.2.2.2.4.14- Cálculo del coeficiente de corrección

Para encontrar el coeficiente de corrección se utiliza la Ecuación 3.28

$$C = C_V \cdot C_O \cdot C_a \cdot C_r \cdot C_\delta$$

De acuerdo a tablas del Anexo 8 tenemos:

$$C_\delta = (110 - 23) * \frac{6}{101,6}$$

$$\text{Coeficiente de la banda} = C_\delta = 5,13$$

$$\text{Coeficiente de velocidad} = C_V = 1,015$$

$$\text{Coeficiente de abrazado} = C_a = 1,047$$

$$\text{Coeficiente de tansado} = C_O = 1$$

$$\text{Coeficiente de régimen de trabajo y de la carga dinámica} = C_r = 1$$

$$C = 1,015 * 1,022 * 1 * 1 * 5,13$$

$$C = 5,54$$

f.2.2.2.4.15- Cálculo de la fuerza circunferencial sobre las poleas

La fuerza circunferencial sobre las poleas se la encuentra mediante la Ecuación 3.27

$$F_t = \frac{2(1,77 Nm)}{0,1016 * 5,32}$$

$$F_t = 6,55 N = 0,66 Kgf$$

f.2.2.2.4.16- Cálculo del número de correas

El número de correas se lo encuentra mediante la Ecuación 3.26

$$Z_c = \frac{0,66 Kgf}{8 Kgf}$$

$$Z_c = 0,08$$

$$Z_c = 1 \text{ correa}$$

f.2.2.2.4.17- Cálculo de la tensión máxima en la correa

➤ **Para correas trapezoidales de sección normal**

$$\sigma_o = (1,2 \text{ a } 1,8) MPa$$

$$\sigma_o = 1,2 MPa$$

➤ **Así mismo tenemos que:**

$$\frac{Ft}{2F} = \frac{0,66 Kgf}{2(0,47 cm^2)} = 0,7 Kgf/cm^2$$

$$\frac{Ft}{2F} = 0,068 MPa$$

f.2.2.2.4.18- Esfuerzo debido a las fuerzas centrífugas:

Dónde:

$$\rho = 1,1gf/cm^3$$

$$\sigma_V = \frac{(10.780N/m^3)(9,15 m/s)^2}{10 * 9,8 m/s^2}$$

$$\sigma_V = 9.209,4 Pa$$

$$\sigma_V = 9,2 * 10^{-3} MPa$$

f.2.2.2.4.19- Esfuerzo a causa de la flexión:

Para correas trapezoidales de sección normal

$$E_{flex} = (80 - 100)MPa$$

$$E_{flex} = 80 MPa$$

$$\sigma_{flex} = 80 MPa \left(\frac{0,006 m}{0,1016 m} \right)$$

$$\sigma_{flex} = 4,72 MPa$$

➤ **Tensión admisible para correas trapezoidales tenemos:**

$$\sigma_t = 10MPa$$

Entonces aplicando la Ecuación 3.29

$$\sigma_{max} = (1,2 + 0,068 + 9,2 * 10^{-3} + 4,72)MPa \leq 10MPa$$

$$\sigma_{max} = 5,9 MPa \leq 10MPa$$

f.2.2.2.4.20- Cálculo de la vida útil

El número de horas que durara la correa se lo calcula mediante la Ecuación 3.32

$$H = \frac{2.700}{17,4 * 2} \left(\frac{9}{5,9} \right)^5$$

$$**H = 640,8 Horas**$$

f.2.2.2.4.21- Cálculo del número de ciclos de la correa antes de la destrucción

El número de ciclos antes que se destruya la correa se lo halla mediante la Ecuación 3.34

$$N = 17,4 * 2 * 3.600 * 640,8$$

$$**N = 80,2 * 10^6 ciclos de trabajo**$$

f.2.2.3 - Diseño del sistema de alimentación de los casquillos

Este sistema de alimentación individual de casquillos (Fig. 26), estará encargado de colocar de manera automática los casquillos, en la matriz de troquelado.

El sistema motriz de este mecanismo, esta sincronizado con la palanca de la excéntrica, la cual de igual forma esta sincronizada con el accionamiento de la cruz de malta, por tal siempre y cuando la excéntrica se encuentre operando este sistema también lo hará.

El diámetro de casquillos que está en la capacidad de manipular este sistema, es casquillos de 5/16", y la altura es variable, dependiendo de la ubicación del pin de centrado.

De igual forma, a la salida del sistema alimentador, se ha dispuesto una pinza que estará encargada de no dejar caer por si solos los casquillos, si no que estos estarán a la espera y por cada golpe del porta punzones , un pin ira empujando los casquillos con el fin que estos se vayan colocando en la matriz.

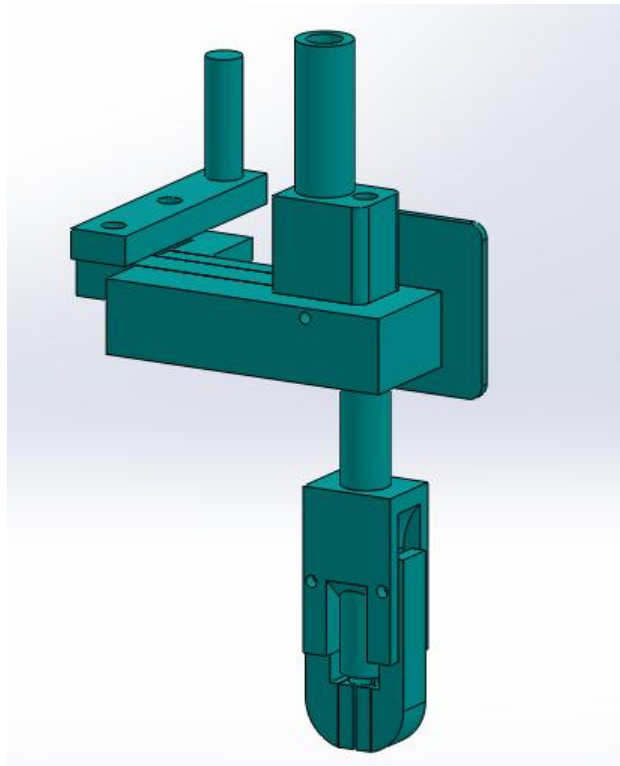


Figura 26. Sistema de alimentación de los casquillos

Fuente: (El Autor)

f.2.2.4 - Diseño del sistema de expulsión del remache

Mediante este brazo de expulsión (Fig. 27), se logra que los remaches una vez conformados, puedan ser expulsados de la matriz de troquelado de manera automática, para dar paso al siguiente ciclo.

Este mecanismo está directamente sincronizado con el brazo de la excéntrica el cual, al realizar el proceso de troquelado, en el ciclo de descenso de la excéntrica, mediante un enclavamiento, acciona la palanca de expulsión, procediendo de esta forma a expulsar el remache.

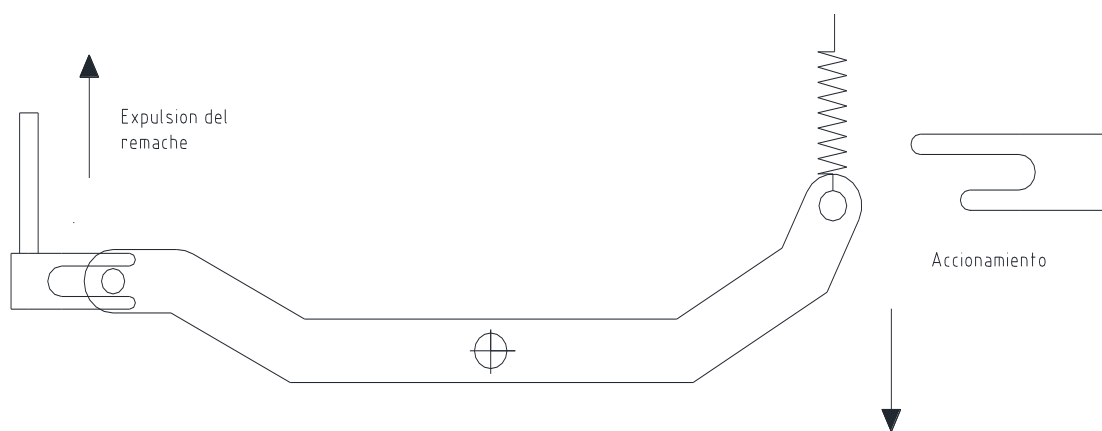


Figura 27. Palanca de expulsión de los remaches

Fuente: (El Autor)

Tomando en cuenta que el proceso se desarrolla a la velocidad de rotación de la cruz de malta, el retroceso de esta palanca se da mediante el empleo de un resorte con el fin de que el proceso se desarrolle con relativa rapidez.

f.2.2.4.1 - Cálculo de selección del resorte en el brazo de expulsión

Determinación del momento resultante en el brazo de expulsión.

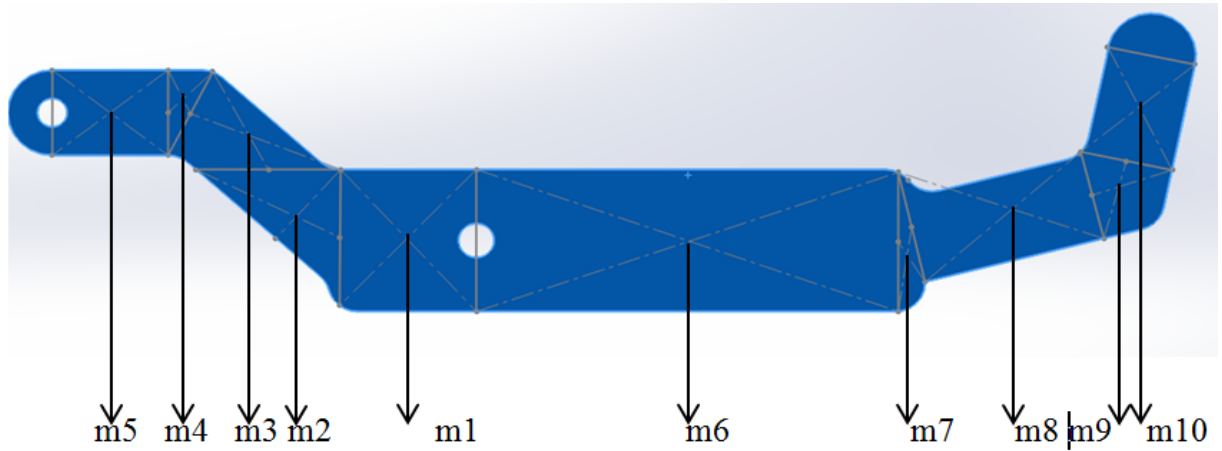


Figura 28. Momentos de giro en el brazo de expulsión

Fuente: (El Autor)

		ÁREA mm ²	MASA kg	Xi		Mom kg*m	
				Mm	m		
Lado izquierdo	m1	2500	0,2925	25	0,025	0,0073	-0,007
	m2	977,5	0,1143675	65	0,065	0,0074	-0,007
	m3	663	0,077571	75	0,075	0,0058	-0,006
	m4	391	0,045747	95	0,095	0,0043	-0,004
	m5	1445	0,169065	120	0,12	0,0203	-0,020
Lado derecho	m6	7500	0,8775	70	0,07	0,0614	0,0614
	m7	1696	0,198432	176	0,176	0,0349	0,0349
	m8	429	0,050193	212	0,212	0,0106	0,0106
	m9	400	0,0468	222	0,222	0,0104	0,0104
	m10	1020	0,11934	224	0,224	0,0267	0,0267

Momento resultante 0,0989

Masa del cuerpo 1,99

Xr 0,0497

En donde:

$$M = A * e * \delta$$

Espesor de la plancha para el brazo de expulsión = 15 mm

Densidad del acero $\delta = 7800 \text{ Kg/m}^3$

$$F = Mr / Xr$$

$$F = 0.098 / 0.049$$

$$F = 1.98 \text{ Kg} * 9.8$$

$$F = 19.5 \text{ N}$$

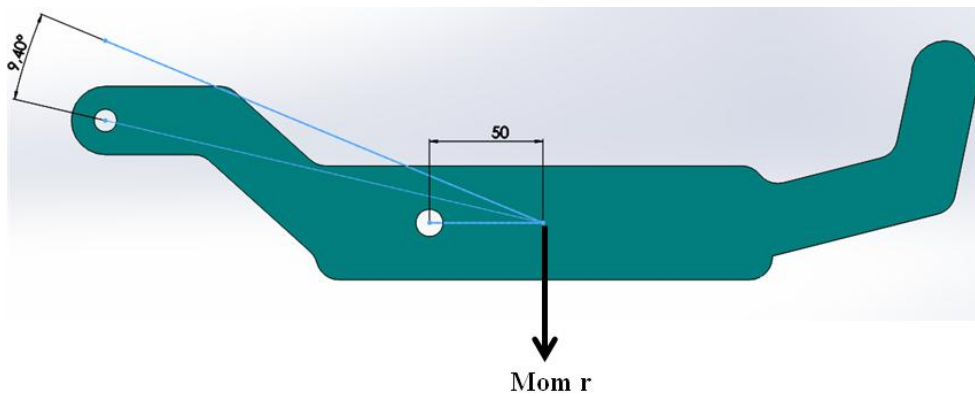


Figura 29. Momento resultante en el brazo de expulsión

Fuente: (El Autor)

Para el cálculo del resorte se ha partido determinando la distancia que el extremo del brazo se desplaza, y por tal esta distancia será la que el resorte tiene que lograr regresar a su posición inicial.

Distancia que recorre durante la expulsión del casquillo $x = 35 \text{ mm}$

Diámetro del alambre $d = 1.5 \text{ mm}$

Diámetro del resorte ($6 * d * fs$) $D = 15 \text{ mm}$

Numero de vueltas

Esfuerzo por torsion $\tau = 500 \frac{N}{mm^2}$ considerado para trabajo pulsante

Modulo elastico angular $G = 80000 \frac{N}{mm^2}$

$$N = \frac{x * d * G}{\pi * D^2 * \tau}$$

$$N = \frac{35 * 1.5 * 80000}{\pi * 15^2 * 500}$$

$$N = 12 \text{ vueltas}$$

Carga máxima permisible

$$F_{max} = \frac{\pi * d^3 * \tau}{8D}$$

$$F_{max} = \frac{\pi * 1.5^3 * 500}{8 * 15}$$

$$F_{max} = 44 \text{ N}$$

En función de lo anterior se resume que el resorte utilizado para el regreso del brazo de expulsión es un resorte de tracción, de 15 mm de diámetro exterior, el material del resorte es acero C75 de 1.5 mm de diámetro y el número de vueltas es del 12 vueltas.

f.2.2.5 - Diseño del sistema de alimentación y orientación de los casquillos

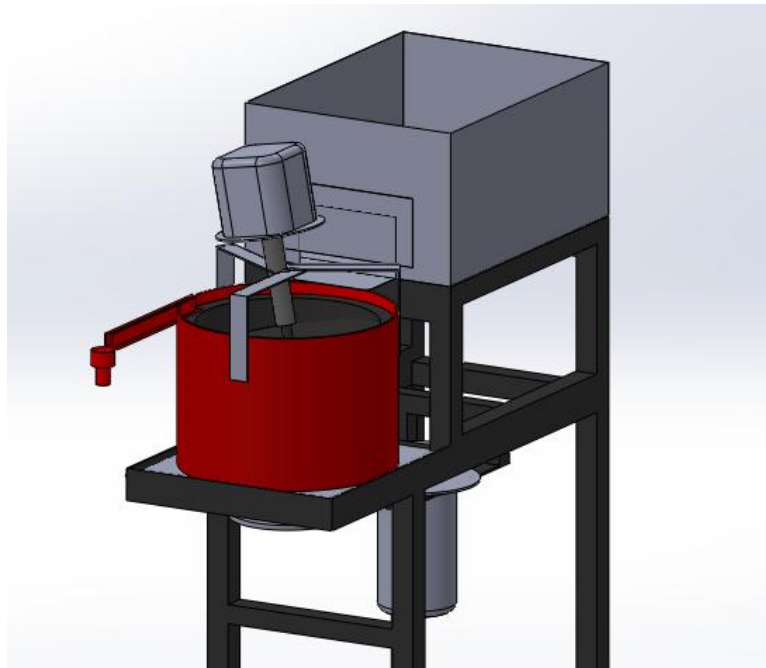


Figura 30. Alimentador rotatorio

Fuente: (El Autor)

Para la alimentación y orientación de los casquillos se ha diseñado un alimentador de tipo rotatorio (Fig. 28), el cual mediante el giro uniforme de sus platos internos, logra que por la fuerza centrífuga que experimentan los casquillos, estos salgan con determinada velocidad por la corredera hasta caer al dosificador.

Este tipo de alimentador se constituye de dos partes principales que son:

Plato inclinado: en esta parte es donde caen los casquillos desde la tolva de almacenamiento, y debido a que está girando a una velocidad constante, y posee una inclinación, los casquillos se pegan a las paredes del anillo, tomando la posición necesaria y colocándolos en el anillo giratorio.

Anillo Giratorio: es la parte del alimentador en donde los casquillos se desplazan en posición horizontal, hasta ubicarse sobre el riel de descarga, para luego caer al dosificador mediante un tubo guía.

Para el funcionamiento del dosificador se ha empleado un moto- reductor de velocidad y un motor eléctrico, que se los detalla a continuación:

➡ MOTO-REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA EL PLATO INCLINADO

Debido que este sistema no presenta la acción de fuerzas específicas, se ha elegido un motor pequeño con el único fin de obtener las revoluciones apropiadas.

Voltaje de funcionamiento: 110 V

Revoluciones por minuto: 60 rpm

➡ MOTOR PARA HACER GIRAR EL ANILLO ROTATORIO

Voltaje de funcionamiento: 110 V

Revoluciones por minuto: 100 rpm

Revoluciones con el sistema de transmisión: 60 rpm

f.2.2.5.1- Cálculo del sistema de transmisión para el accionamiento del alimentador rotatorio

Datos:

$$N_1 = 0,15 \text{ HP}$$

$$n_1 = 100 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 60 \text{ rpm}$$

$$d_2 = 63,5 \text{ mm} = 2,5''$$

f.2.2.5.1.1- Cálculo de la relación de transmisión

El valor de la relación de transmisión se lo obtiene mediante la Ecuación 3.16

$$i = \frac{100 \text{ rpm}}{60 \text{ rpm}}$$

$$i = 1,66$$

f.2.2.5.1.2- Cálculo del diámetro de la polea mayor

Para hallar el valor del d_2 se utiliza la Ecuación 3.17

El coeficiente de deslizamiento (s) lo tomamos de la tabla del Anexo 9 entonces:

$$d_2 = 63,5 * 1,66 (1 - 0,01)$$

$$d_2 = 104,35 \text{ mm}$$

$$d_2 \approx 101,6 \text{ mm} = 4''$$

f.2.2.5.1.3- Determinación del tipo de correa trapezoidal

De acuerdo al Anexo 3 encontramos el tipo de la correa en función de la potencia corregida y la velocidad en el eje de trabajo:

$$N_c = 0,15 \text{ HP}$$

$$n_1 = 100 \text{ rpm}$$

Correa Tipo Z

De acuerdo al Anexo 4 encontramos los parámetros geométricos de la banda tipo Z:

$$b_p = 8,5 \text{ mm}$$

$$b_o = 10 \text{ mm}$$

$$h(\delta) = 6 \text{ mm}$$

$$y_o = 2,1 \text{ mm}$$

$$F = 0,47 \text{ cm}^2$$

$$w_1 = 110$$

$$w_2 = 23$$

f.2.2.5.1.4- Determinación de la carga útil para correa trapezoidal

Mediante la tabla del Anexo 5 encontramos la carga útil para una correa trapezoidal:

Considerando:

$$\sigma_o = 12 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$d_1 = 63,5 \text{ mm}$$

Tenemos la carga admisible útil $P_o = 6,3 \text{ Kg}$

f.2.2.5.1.5- Cálculo de la distancia entre ejes

Para el cálculo de la distancia entre ejes se aplica la Ecuación 3.18 y 3.19

$$a_{min} = 0,55(101,6 \text{ mm} + 63,5 \text{ mm}) + 6\text{mm}$$

$$a_{min} = 96,8 \text{ mm}$$

$$a_{max} = 2(101,6 \text{ mm} + 63,5 \text{ mm})$$

$$a_{max} = 330,2 \text{ mm}$$

f.2.2.5.1.6- Cálculo de la distancia óptima entre centros

La distancia entre centros se la encuentra utilizando el Anexo 6:

Para: $i = 1,66$ se tiene:

$$\frac{a_{opt}}{d_2} = 1,3$$

$$a_{opt} = d_2 * 1,3$$

$$a_{opt} = 101,6 \text{ mm} * 1,3$$

$$a_{opt} = 132 \text{ mm}$$

f.2.2.5.1.7- Cálculo de la longitud de la correa

Para encontrar la longitud de la correa se utiliza la Ecuación 3.20

culo de la longitud de la correa mediante la Ecuación 3.20

$$L = 2(132 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(63,5 \text{ mm} + 101,6 \text{ mm}) + \frac{(101,6 \text{ mm} - 63,5 \text{ mm})^2}{4(132)}$$

$$L = 526 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla del Anexo 7 tenemos:

$L_{norm} = 525 \text{ mm}$, cuya designación comercial de la correa es **Z 19^{1/2}**

f.2.2.5.1.8- Cálculo de la distancia interaxial

La distancia interaxial se la calcula mediante la Ecuación 3.21 y 3.22

$$B = (4 * 525) - 6,28(101,6 \text{ mm} + 63,5 \text{ mm})$$

$$B = 1.063,1 \text{ mm}$$

$$a = \frac{1.063,1 + \sqrt{1.063,1^2 - 32(101,6 - 63,5)^2}}{16}$$

$$a = 131,5 \text{ mm}$$

f.2.2.5.1.9- Cálculo de la velocidad de la correa

El valor de la velocidad de la correa se la halla mediante la Ecuación 3.23

$$V = \frac{\pi * 63,5 * 100}{60.000}$$

$$V = 0,33 \text{ m/seg}$$

f.2.2.5.1.10- Cálculo de la frecuencia de flexiones

El valor f de la frecuencia de flexiones se lo encuentra mediante la Ecuación 3.25

$$f = \frac{0,33}{0,525}$$

$$f = 0,628$$

f.2.2.5.1.11- Determinación del ángulo de abrazado

Para el cálculo del ángulo de abrazado se ha utilizado la Ecuación 3.24

$$\alpha = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1}\left(\frac{101,6\text{mm} - 63,5\text{mm}}{2 * 131,5\text{mm}}\right)$$

$$\alpha = 163,34$$

f.2.2.5.1.12- Cálculo del momento torsor en la polea del motor

El valor del momento torsor en la polea se lo obtiene mediante la Ecuación 3.13

$$M_{t2} = \frac{716,2 * 0,15 * 0,87}{100}$$

$$M_{t2} = 0,93 \text{ Kgm}$$

$$M_{t2} = 9,15 \text{ Nm}$$

f.2.2.5.1.13- Cálculo del coeficiente de corrección

Para encontrar el coeficiente de corrección se utiliza la Ecuación 3.28

$$C = C_v \cdot C_o \cdot C_a \cdot C_r \cdot C_\delta$$

f.2.2.5.1.14- Cálculo del coeficiente de la banda

De acuerdo a tablas del Anexo 8 tenemos:

$$C_\delta = (110 - 23) * \frac{6}{63,5}$$

$$\text{Coeficiente de la banda} = C_\delta = 8,22$$

$$\text{Coeficiente de velocidad} = C_v = 1,05$$

$$\text{Coeficiente de abrazado} = C_a = 0,965$$

$$\text{Coeficiente de tansado} = C_o = 1$$

$$\text{Coeficiente de régimen de trabajo y de la carga dinámica} = C_r = 1$$

$$C = 1,05 * 0,965 * 1 * 1 * 8,22$$

$$C = 8,3$$

f.2.2.5.1.15- Cálculo de la fuerza circunferencial sobre las poleas

La fuerza circunferencial sobre las poleas se la encuentra mediante la Ecuación 3.27

$$F_t = \frac{2(9,15 Nm)}{0,0635 * 8,32}$$

$$F_t = 34 N = 3,5 Kgf$$

f.2.2.5.1.16- Cálculo del número de correas

El número de correas se lo encuentra mediante la Ecuación 3.26

$$Z_c = \frac{3,5 Kgf}{6,3 Kgf}$$

$$Z_c = 0,55$$

$$Z_c = 1 \text{ correa}$$

f.2.2.5.1.17- Cálculo de la tensión máxima en la correa

➤ **Para correas trapezoidales de sección normal**

$$\sigma_o = (1,2 \text{ a } 1,8) MPa$$

$$\sigma_o = 1,2 MPa$$

➤ **Así mismo tenemos que:**

$$\frac{Ft}{2F} = \frac{3,5 Kgf}{2(0,47 cm^2)} = 3,7 Kgf/cm^2$$

$$\frac{Ft}{2F} = 0,364 MPa$$

f.2.2.5.1.18- Esfuerzo debido a las fuerzas centrífugas:

Donde:

$$\rho = 1,1 gf/cm^3$$

$$\sigma_v = \frac{(10.780 N/m^3)(0,33 m/s)^2}{10 * 9,8 m/s^2}$$

$$\sigma_v = 11,979 Pa$$

$$\sigma_v = 1,19 * 10^{-5} MPa$$

f.2.2.5.1.19- Esfuerzo a causa de la flexión:

Para correas trapezoidales de sección normal

$$E_{flex} = (80 - 100)MPa$$

$$E_{flex} = 80 MPa$$

$$\sigma_{flex} = 80 MPa \left(\frac{0,006 m}{0,0635 m} \right)$$

$$\sigma_{flex} = 7,5 MPa$$

➤ **Tensión admisible para correas trapezoidales tenemos:**

$$\sigma_t = 10 MPa$$

Entonces aplicando la Ecuación 3.29

$$\sigma_{max} = (1,2 + 0,364 + 1,19 * 10^{-5} + 7,5)MPa \leq 10MPa$$

$$\sigma_{max} = 9 MPa \leq 10MPa$$

f.2.2.5.1.20- Cálculo de la vida útil

El número de horas que durara la correa se lo calcula mediante la Ecuación 3.32

$$H = \frac{2.700}{0,628 * 2} \left(\frac{9}{9} \right)^5$$

$$**H = 2.149,6 Horas**$$

f.2.2.5.1.21- Cálculo del número de ciclos de la correa antes de la destrucción

El número de ciclos antes que se destruya la correa se lo halla mediante la Ecuación 3.34

$$N = 0,628 * 2 * 3.600 * 2.149,6$$

$$**N = 9,7 * 10^6 ciclos de trabajo**$$

f.3 Descripción del proceso de automatización en la máquina troqueladora

Para el funcionamiento y puesta en marcha de la máquina troqueladora, se ha optado por tener un modo de encendido automático y otro manual (Anexo 10), mediante el empleo de un selector de tres posiciones, para que en la posición central se encuentre apagado todo el sistema, mientras que en las dos restantes se seleccione el modo manual o automático respectivamente.

Para el modo manual se cuenta con tres selectores de dos posiciones, con el fin de encender los motores por separado, dependiendo de la operación que se quiera ejecutar, o bien se puede emplear este mando manual para labores de mantenimiento y ajuste de los mecanismos.

En el modo automático se cuenta con un selector de dos posiciones, que cuando este es accionado, emite una señal de entrada a un LOGO PLC, el cual ejecuta la programación (Fig.31) previamente cargada y que se describe a continuación

ENCENDIDO

- a) Mediante el accionamiento del selector (On), se emite una señal de entrada al PLC, y este a su vez permite que se encienda el motor del alimentador rotatorio, con el fin de que los casquillos se empiecen a colocar en la guía de dosificación.
- b) Una vez transcurridos 3 segundos, se enciende el motor que acciona el volante de inercia
- c) Por último pasados 7 segundos más, se acciona el motor que proporciona el giro a la cruz de malta. Estos intervalos de tiempo han sido considerados mediante pruebas realizadas, con el fin de que el motor del volante pueda desarrollar la velocidad requerida para el accionamiento de la excéntrica, antes de ser accionado por el embrague que está directamente sincronizado con el giro de la cruz de malta.

APAGADO

- a) Para apagar el sistema, de igual forma se debe accionar el selector en (Off), y de esta forma se desconecta primero el motor del alimentador, seguido del motor que acciona la cruz de malta y por último pasados 4 segundos se desconecta el motor que acciona el volante.

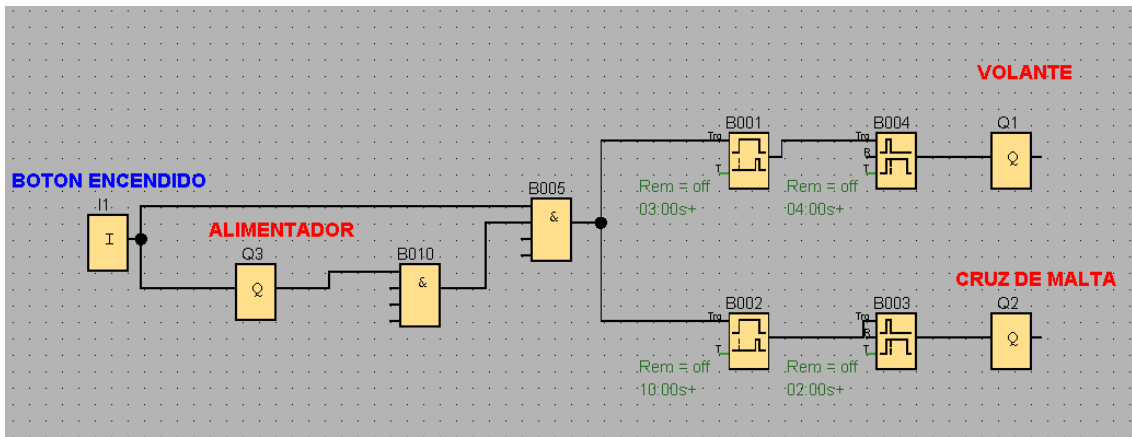


Figura 31. Programación del PLC

Fuente: (El Autor)

f.4 Evaluación Económica

A continuación se detalla un presupuesto del costo de los materiales y mano de obra, con el cual se logra la construcción y puesta en marcha de la máquina troqueladora.

Materiales para la construcción del sistema de troquelado

Denominación	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Máquina troqueladora	Unidad	1	800	800
Tubo estructural 30 x 1,5 mm	Unidad	1	12,24	12,24
Tubo estructural 100x50x3 mm	Unidad	2	60	120
Rodamiento 6005	Unidad	1	0,85	0,85
Rodamiento 6204	Unidad	1	1,1	1,1
Chumacera 3/4"	Unidad	1	3,9	3,9
Acero transmisión 1 1/2" SAE 1020	cm	25	0,25	6,25
Acero transmisión 4"	cm	10	1,9	19
Acero transmisión 5/8"	cm	40	0,05	2
Eje 25 mm 705 SAE 4340	cm	10	0,23	2,3
Eje 22 mm 705 SAE 4340	cm	15	0,23	3,45
Perno 5/16 x 2 completo	Unidad	14	0,4	5,6
Perno 5/16 x 1 - 1/2 completo	Unidad	8	0,45	3,6
Disco de corte metal fino	Unidad	2	1,75	3,5
Disco de desbaste	Unidad	2	2,7	5,4
Plancha de tol 1200x720x0,8 mm	Unidad	1	10	10
Acero transmisión 3-1/2"	cm	6	1,6	9,6
Plancha metálica 700x700x12 mm	Unidad	1	58	58
Angulo 40 x 6mm	Unidad	1	27	27
Electrodo E-6011	kg	3	3,2	9,6
Electrodo E-7018	kg	2	3,8	7,6
Polea de fundición 3-1/2"	Unidad	1	10	10
Polea de fundición 4"	Unidad	2	12	24
Polea 2-1/2"	Unidad	2	6	12
Poleas 3"	Unidad	1	8,5	8,5
Polea 6"	Unidad	1	5	5
Plancha metálica 1000x600x2 mm	Unidad	1	35	35
Plancha metálica 120x120x38mm	Unidad	1	8	8
Pernos 1/4" x 1"	Unidad	22	0,05	1,1
			TOTAL	1.214,59

Materiales eléctricos y de control automático

Denominación	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Gabinete doble fondo	Unidad	1	70	70
Selector 2 p	Unidad	3	4,5	13,5
Selector 3 p	Unidad	1	4,5	4,5
Pulsador de emergencia	Unidad	1	5,6	5,6
Luz piloto	Unidad	2	1,8	3,6
Riel Din	Unidad	1	3	3
Canaleta Ranurada	Unidad	1	7	7
Borneras plásticas	Unidad	15	0,7	10,5
Relé miniatura	Unidad	2	13,8	27,6
Contactador 25 A	Unidad	2	21	42
Relé Térmico	Unidad	2	15	30
Breaker Porta fusible	Unidad	1	5	5
Breaker de 1 polo	Unidad	1	8	8
Cable # 22	Metros	10	0,1	1
Cable # 14	Metros	15	0,38	5,7
PLC logo OBA 6	Unidad	1	181	181
Motor Eléctrico 3/4 Hp	Unidad	1	120	120
Motor Eléctrico 1/2 Hp	Unidad	1	90	90
Moto reductor 0,15 Hp	Unidad	2	35	70
			TOTAL	698

Materiales para acabados

Denominación	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Lija # 80	Unidad	3	0,35	1,05
Lija # 120	Unidad	3	0,3	0,9
Masilla automotriz	Unidad	1	6,5	6,5
Guaípe	Libra	2	2,25	4,5
Diluyente	Litro	4	1,5	6
Fondo gris	Litro	0,5	3,5	1,75
Pintura sintético automotriz rojo	Litro	1	12	12
Pintura sintético automotriz gris	Litro	0,5	6	3
			TOTAL	35,7

Costo total de materiales

Materiales para sistema de troquelado	1.214,59
Materiales eléctricos y de control	698
Materiales para acabados	35,7
TOTAL	1.948,29

Costos de mano de obra y diseño ingenieril

Mano de obra (40% de materiales)	779,3
Imprevistos (5% de materiales)	97,41
Diseño ingenieril (20 % materiales)	389,65
TOTAL	1.266,36

Costo final del sistema de automatización de la máquina troqueladora

Costo de materiales	1.948,29
Costo de mano de obra y diseño	1.266,36
Total	3.214,65

Para determinar la Tasa de Interés de Retorno (TIR), consideramos que el capital para la adquisición de la máquina troqueladora es de \$ 3.214,65 y la demanda de remaches es de 5.000 unidades por mes, los que da un estimado de 60.000 unidades al año.

La ganancia neta que se obtiene en la fabricación de los remaches es de \$ 0,03 por unidad, por lo tanto al año se estima tener un ingreso de \$ 1.800

0	3.214,65	0	0	3.214,65
1	1.800	996,54	803,46	2.411,19
2	1.800	747,47	1.052,53	1.358,66
3	1.800	421,18	1.378,82	-20,15
		2.165,20	3.234,80	

La tasa de interés de retorno es de 0.31%, el valor de la máquina se recobra a los 3 años y la ganancia obtenida en los 3 años es de \$ 2.165,20

g.- DISCUSIÓN

Mediante la automatización de la máquina troqueladora para la fabricación de remaches para zapatas, se ha logrado reducir sustancialmente el trabajo de los operarios, así como reducir el riesgo de que estos sufran algún accidente durante el proceso de fabricación.

Dentro de la parte de diseño del producto, se ha hecho un proceso de ingeniería inversa, es decir una vez conocido el producto que se va a fabricar y considerando los lineamientos dados por las normas INEN 962 e INEN 963, se ha procedido a delinear los procesos tecnológicos más adecuados para dicha fabricación.

Una vez establecido el proceso tecnológico con el cual se logrará realizar el proceso de fabricación de los remaches para zapatas, se ha realizado el diseño de los elementos mecánicos que deberán ser construidos y montados en la máquina troqueladora, así como establecer la cadena cinemática que deberá cumplir máquina para dicho propósito.

Para la determinar la fuerza necesaria durante el proceso de abocardado y rebordeado en el casquillo de cobre, se ha empleado un tornillo de potencia, siendo medido el momento torsor aplicado, y mediante un despeje de fórmulas se ha obtenido que la fuerza axial necesaria es de 19.711 N.

Considerando que para el proceso de conformado en la máquina troqueladora se emplea una palanca de accionamiento, la fuerza antes mencionada se reduce a 11.729,6 N, siendo esta la que se requiere que proporcione el volante de inercia de la máquina.

Una vez conocida la fuerza que se necesita para realizar el conformado de los remaches, se ha procedido a calcular la fuerza que nos proporciona el volante de inercia de la máquina troqueladora, siendo esta de 13.714 N, mediante el accionamiento de un motor eléctrico monofásico de 559W.

El accionamiento del mecanismo cruz de malta está dado por un motor eléctrico monofásico de 372 W y 1.720 rpm, desde el cual se eleva la velocidad a 2.400 rpm para que mediante un reductor de velocidad de 60:1, se logra que la cruz de malta proporcione 40 ciclos por minuto, lo que quiere decir que la producción de la máquina es de 40 remaches por minuto.

Para la ubicación de los casquillos en la matriz de troquelado, se ha diseñado un dosificador mecánico, el cual se acciona mediante la palanca de la excéntrica, y por tal se puede decir que esta sincronizado con la cruz de malta.

Para el funcionamiento de las partes móviles del alimentador se ha dispuesto de dos motores eléctricos, uno para el funcionamiento del plato inclinado el cual suministra 60 rpm, y otro motor para el anillo giratorio que proporciona 100 rpm, pero mediante el empleo de un sistema de transmisión por poleas se consigue que gire a 60 rpm, con el fin de lograr una sincronización entre ambos elementos.

Otro elemento importante dentro del proceso de fabricación de remaches es la expulsión de los mismos de la matriz de troquelado, de manera sincronizada y tan rápida como sea posible para que otro casquillo entre en la matriz para el proceso de conformado. Este dispositivo mecánico se acciona por medio del brazo de la excéntrica mediante un seguidor, en el cual al momento en que desciende el brazo se acciona el expulsor, y tan pronto como se desconecta vuelve a su posición mediante la acción de un resorte.

Para el proceso automático de accionamiento y control del ciclo de producción, se ha utilizado un controlador lógico LOGO, mediante el cual se logra poner en marcha los motores de acuerdo a la cadena cinemática establecida, así como parar el proceso en caso que se presente alguna falla dentro de la fase de producción o si ya no existen casquillos en la tolva de almacenamiento.

Se espera que con la construcción de esta máquina los resultados satisfagan las necesidades del cliente

Que el producto cumpla con la normas de calidad y pueda competir con empresa nacionales y extranjeras dedicadas a dichos proceso productivo

h.- CONCLUSIONES

- ✚ Mediante la automatización de la máquina troqueladora, se puede fabricar remaches para zapatas de forma automática.
- ✚ Con el diseño y construcción del sistema de troquelado, se realiza de forma adecuada los procesos de conformado de los remaches para zapatas.
- ✚ Mediante la implementación de sistemas mecánicos sincronizados, se ha conseguido que los casquillos sean colocados de forma automática en la matriz de troquelado.
- ✚ Con la automatización y sincronización de los mecanismos, se ha podido aumentar la producción de remaches de 25 unidades por minuto a 40 unidades por minuto.

i.- RECOMENDACIONES

- ✚ Se sugiere que para la fabricación de remaches en otras dimensiones, se realice la construcción de las matrices de troquelado de acuerdo a la medida requerida
- ✚ Seleccionar adecuadamente la forma de operación sea esta manual o de forma automática dependiendo de la cadena de producción que se quiera realizar, o la tarea de mantenimiento que se esté ejecutando.
- ✚ Regular la altura del brazo de la excéntrica dependiendo de las dimensiones de remache que se desee fabricar
- ✚ Para la puesta en marcha de la máquina troqueladora, se debe comprobar que el volante este desconectado del embrague, ya que tiene que girar libremente antes del primer estampado.

j.- BIBLIOGRAFÍA

CARRIÓN, Carlos. 2008. *Máquinas eléctricas*. México : Mc Graw-Hill, 2008.

HALL, AS. 1990. *Diseño de Máquinas*. s.l. : Shaum, 1990.

INEN, Instituto Ecuatoriano de Normalización. 2008. *Remaches para zapatas y discos de embrague NTE INEN 963*. Quito : s.n., 2008.

Joshep Shigley, Larry Mitchell. 1985. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mexico DF : Mc.Graw-Hill, 1985. ISBN 0-07-056888-X.

Kalpakjian, Serope. 2008. *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. Mexico : PEARSON EDUCACIÓN,, 2008. 978-970-26-1026-7.

MOTORGIGA. MOTORGIGA. [En línea] [Citado el: 24 de 06 de 2013.]
<http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/zapatas-de-freno-definicion-significado/gmx-niv15-con196004.htm>.

Rossi, Mario. 1979. *Estampado en Frio de la Chapa*. Madrid : Dossat, 1979.

Uicker, Edwar Shigley Joseph. 2001. *Teoria de Máquinas y Mecanismos*. Mexico : Mc Graw Hill, 2001. 0-07-0566884-7.

Villar, Camilo Marin. 2009. *Troqueles y Troquelado*. Bogota : Revista Metalactual, 2009.

k. ANEXOS

ANEXO 1



Acero bonificado para maquinaria

GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puedes someterse a tratamiento de nitrurado.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
705	0.36	0.25	0.70	-	-	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04	-	1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SKCM1
AFNOR	35NCD6

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70kg/mm ²
Resistencia al Impacto, kU	aprox. 20 J
Elongación, A5	mín 12%
Reducción de área Z	mín 45%
Dureza	270-330HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades se garantizan hasta $\varnothing 250$ mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

APLICACIONES:

- Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:**
 - ejes
 - cardanes
 - cigüeñales
 - ejes de leva
 - tornillería de alta resistencia
- Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:**
 - árboles para trituradoras
 - ejes de transmisión de grandes dimensiones
 - engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
 - barras de torsión
 - portaherramientas

1. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipos militar, etc.

ANEXO 2

ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

1. Descripción: acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 111 HB
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)
Elongación 25%
Reducción de área 50%
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.18 – 0.23 % C
0.30 – 0.60 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

7. Tratamientos térmicos: se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

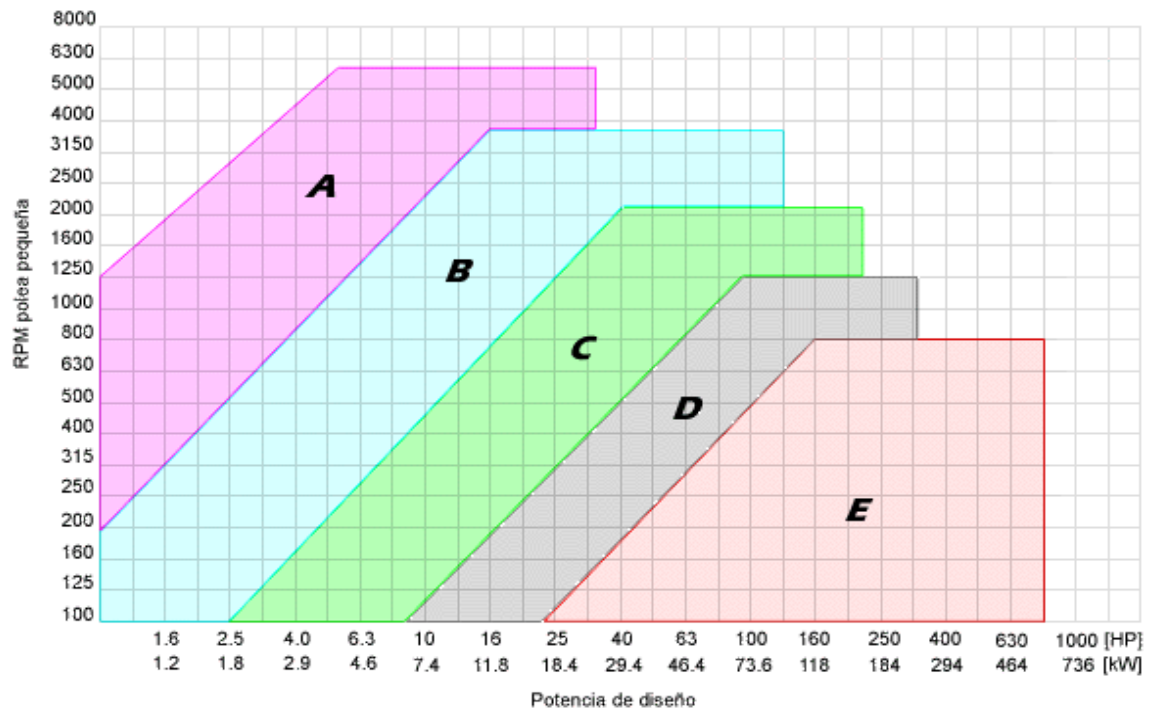
NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espere cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estandarmente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA -AISI 1020

ANEXO 3

Selección del perfil de correa



ANEXO 4

Dimensiones fundamentales de las correas trapezoidales

Tipo de correa	Design. de la sección	W ₁	W ₂	b _p ; mm	b _o ; mm	h; mm	y _o ; mm	F; cm ²	Longitud máximas normalizada (mm)	D _{min} (mm)	Momento máximo a emplear (Kgf.m)
Trapezoidal	Z	110	23	8.5	10	6	2,1	0,47	400-2500	63	< 2,5
	A	120	25	11	13	8	2,8	0,81	560-4000	90	1,1 ÷ 7
	B	180	28	14	17	10,5	4,1	1,38	800-6300	125	4 ÷ 19
	C	215	30	19	22	13,5	4,8	2,30	1800-10600	200	11 ÷ 55
	D	280	32	27	32	19	6,9	4,76	3150-15000	315	45 ÷ 200
	E	250	32	32	38	23,5	8,3	6,92	4500-18000	500	110 ÷ 450
	F	440	32	42	50	30	11,0	11,70	6300-1800	800	> 220

Observaciones:

Longitudes normalizadas, en mm:
400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3750, 4000, 4250, 4550...

El número admisible de correas[Z] es de 6.
 La velocidad periférica máxima: 25 m/s.

ANEXO 5

Carga útil para una correa trapezoidal con trabajo suave

Sección de la correa.	Diámetros mínimos calculado de la polea menor: mm	Tensión inicial σ_0 , kgf/cm ²		
		12	14	16
		Carga admisible útil P ₀ , kgf.		
Z	63	6,3	7,0	7,8
	71	7,1	7,8	8,5
	80	7,5	8,4	8,9
	90 y mayores.	8,0	8,9	9,4
A	90	10,9	12,1	13,5
	100	12,2	13,5	14,6
	112	13,0	14,5	15,4
	125 y mayores.	14,4	15,9	17,2
B	125	18,6	20,7	23,0
	140	20,8	23,0	24,8
	160	23,4	26,1	27,6
	180 y mayores	25,2	28,2	30,9
C	200	34,7	38,4	41,4
	225	38,9	43,5	46,0

ANEXO 6

Distancia óptima entre los ejes de rotación

i	1	2	3	4	5	6 y más
$a_{\text{ópt}}/D_2$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

ANEXO 7

Correas trapezoidales de sección Z

Correas trapeziales perfil 10/Z (10x6mm.)
(DIN 2215)

REF.	Li mm.	Lp mm.	REF.	Li mm.	Lp mm.
Z 16	410	435	Z 45	1145	1170
Z 17¼	440	465	Z 46	1180	1205
Z 18	460	485	Z 47	1194	1219
Z 19	480	505	Z 47¾	1215	1240
Z 19½	500	525	Z 48	1225	1250
Z 20½	520	545	Z 49	1245	1270
Z 21	530	555	Z 50	1270	1295
Z 21¼	540	565	Z 50½	1285	1310
Z 21½	545	570	Z 51	1300	1325
Z 21¾	555	580	Z 52	1320	1345
Z 22	560	585	Z 53	1345	1370
Z 22¼	565	590	Z 54	1371	1396
Z 22½	575	600	Z 55	1400	1425
Z 23	585	610	Z 56	1422	1447
Z 23½	600	625	Z 57	1450	1475
Z 23¾	605	630	Z 59	1500	1525
Z 24	610	635	Z 59½	1515	1540
Z 24¼	630	655	Z 61	1550	1575
Z 25	635	660	Z 62	1575	1600
Z 25½	650	675	Z 63	1600	1625
Z 26	660	685	Z 63	1651	1676
Z 26½	670	695	Z 66	1675	1700
Z 27	685	710	Z 67	1700	1725
Z 27½	700	725	Z 68½	1740	1765
Z 28	710	735	Z 69	1750	1775
Z 28½	725	750	Z 71	1803	1828
Z 29	735	760			
Z 29½	750	775			
Z 30	765	790			
Z 30½	775	800			
Z 30¾	785	810			
Z 31½	800	825			
Z 32	815	840			
Z 32½	825	850			
Z 33	840	865			

http://www.indarbelt.es/html/productos/trapeziales/Trapezial_Z.htm

ANEXO 8

Tablas para calcular el coeficiente de corrección C

Velocidad de la correa en m/s	1	5	10	15	20	25	30
Para correas planas	1.04	1.03	1.0	0.95	0.88	0.79	0.68
Para correas trapezoidales	1.05	1.04	1.0	0.94	0.85	0.74	0.60

Coficiente de velocidad (C_V)

Angulo abrazado por la correa	80°	120°	140°	160°	180°	200°
Para correas planas	-	0.82	0.88	0.94	1.0	1.12
Para correas trapezoidales	0,62	0.83	0.90	0.96	1.0	1.08

Coefficiente de abrazado

Transmisión por correa	Coeficiente C_0 (según el ángulo de inclinación del eje de transmisión hacia al horizonte)		
	0° - 60°	60° - 80°	80° - 90°
Con autotensado (tensado automatico)	1,0	1,0	1,0
Abierta con tensado constante simple (con tensado complementario, periódico o cosido posterior)	1,0	0,9	0,8
Cruzada	0,9	0,8	0,7
Semicruzada y angular con rodillo reguladores	0,8	0,7	0,6

Coefficiente de tensado (C_0)

Carácter de la carga	Tipo de máquina	Coeficiente C_r
Suave. Carga de arranque, hasta de 120 % de la normal	Generadores eléctricos, ventiladores, bombas y compresores centrifugos, transportadores por cinta, máquinas de corte continuo: tornos, taladradoras, rectificadoras	1,0
Variaciones moderadas de la carga (de oscilaciones no bruscas). Carga de arranque, hasta de 150 % de la normal	Bombas y compresores de pistón con tres y más cilindros, transportadores por elementos de acero articulados, máquinas herramientas automáticas, fresadoras	0,9
Variaciones notables de la carga (de oscilaciones bruscas). Carga de arranque, hasta de 200 % de la normal	Acoplamientos reversibles, máquinas cepilladoras y mortajadoras. Bombas y compresores de pistón con uno o dos cilindros, transportadores de tornillo y de rascador, elevadores, prensas de tornillo y	0,8

Coefficiente de régimen de trabajo y de la carga dinámica (C_r)

ANEXO 9

Coefficientes de tipos de correas

Correas trapeziales de tejido cord.....	0,02
Correas trapeziales de cordón cord.....	0,01
Correas cauchotadas, textiles, sintéticas....	0,01
Correas de cuero.....	0,015

ANEXO 10

ANEXO 11

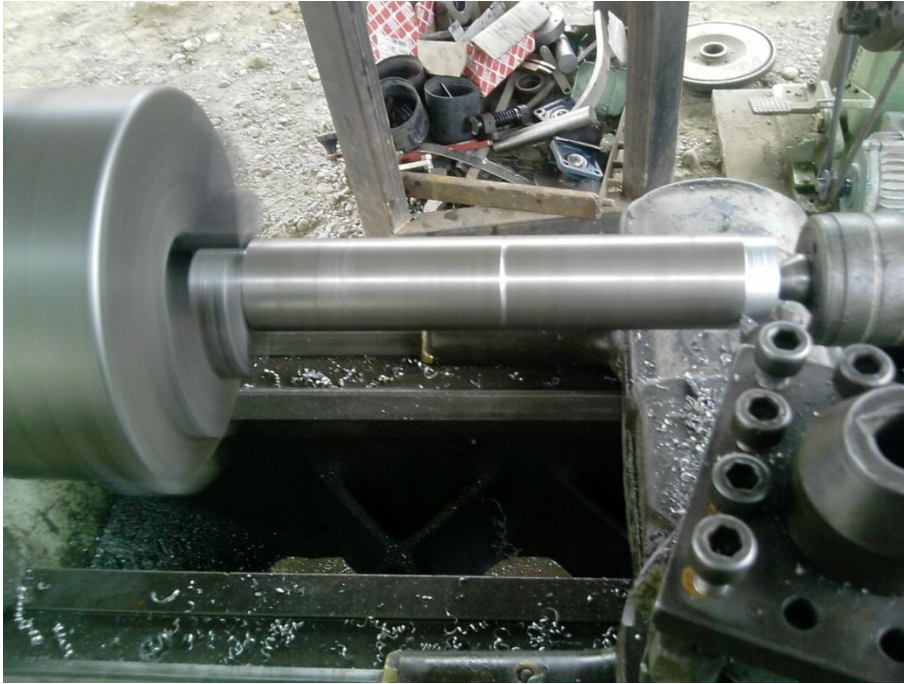
Rolado de la plancha para el alimentador rotario



Mecanización de la cruz de malta en fresadora CNC



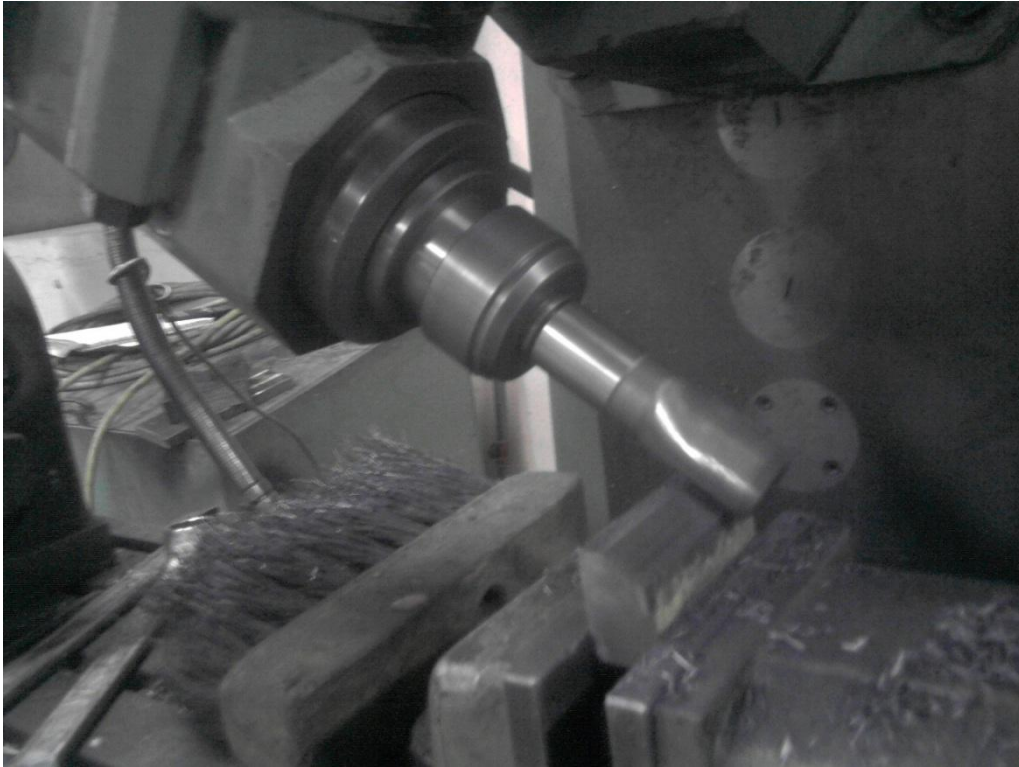
Torneado del eje porta-matrices



Torneado de las bases de la cruz de malta



Fabricación de las guías cola de milano en fresadora universal



Mecanización de la guía del dosificador en fresadora universal



Mecanización de la pieza base de dosificador en fresadora CNC



Fondeado y pintado de las partes de la máquina troqueladora



Tablero de control



Máquina troqueladora terminada



Alimentador Rotatorio



Guía de dosificación



Pinza dosificador



Casquillo colocado en la matriz de troquelado



Proceso de abocardado y rebordeado



Accionamiento del dosificador de casquillos



Accionamiento del brazo expulsor



Accionamiento del embrague para giro de la excéntrica



ANEXO 12

PLANOS