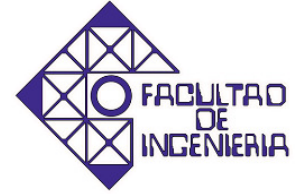




UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DEPARTAMENTO DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL

**Diseño de una máquina de extrusión directa para la
fabricación de pesas autoadhesivas para el balanceo de
ruedas de vehículos**

Tutor:

Javier Arruti

Autores:

Diego Barranco

Víctor González

Naguanagua, 30 de noviembre de 2011.



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DEPARTAMENTO DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL

**Diseño de una máquina de extrusión directa para la
fabricación de pesas autoadhesivas para el balanceo de
ruedas de vehículos**

Trabajo especial de grado presentado ante la ilustre Universidad de
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico

Tutor:

Javier Arruti

Autores:

Diego Barranco C.I.:18.747.816

Víctor González C.I.:19.010.786

Naguanagua, 30 de noviembre de 2011.

Dedicatoria

Por Diego

A mis padres por siempre haberme guiado con buen ejemplo y por haberme apoyado en todo momento, a mis abuelos quienes siempre con buenas palabras logran animar en momentos difíciles, y a mi familia en general que gracias a ellos se me ha hecho más fácil y ameno todo el camino.

Por Víctor

Le dedico esta obra a Tina por ser mi guía y camino a seguir, a mi papá por ayudarme a vencer los obstáculos puestos por otros, a mi mamá por ayudarme a vencer los obstáculos que yo mismo me pongo, y a mi tía Elsi por considerar siempre los detalles de gran utilidad y a toda mi familia por ser como son, todos gracias por todo lo que me han dado en estos 22 años, espero ser capaz de corresponderles todos los días.

Agradecimientos

Deseamos brindarle un abrazo y agradecimientos a todos los que contribuyeron con la realización de este trabajo, a nuestros compañeros German Alvarez, Omar Rosales y Gilmert Landa, a los profesores Javier Arruti, Edwin Peña, Jose Gutierrez, Nilo Espinoza, así como todos los que compartieron sus conocimientos durante toda la carrera, así como a nuestras familias quienes nos brindaron su total respaldo y apoyo.

Resumen

La presente investigación tuvo como propósito el diseño de una máquina extrusora para satisfacer los requerimientos de capacidad de producción de la empresa PLOECA C.A. para la fabricación de pesas autoadhesivas para el balanceo de ruedas, el proceso de fabricación comienza con la fundición de tochos de plomo en moldes, los cuales son enfriados, retirados y colocados en la cámara de una extrusora donde son transformados en cinta a través de una abertura rectangular por acción de un pistón, la cinta es procesada por una cortadora cuyo producto es empaquetado para distribución. La extrusora instalada presentó una capacidad (Kg/mes) 53% menor que la cortadora, por lo que PLOECA C.A. requirió del diseño de una extrusora adicional para optimizar la capacidad de la cortadora instalada. La extrusora debe tener como premisa la minimización del desperdicio y mejoramiento tecnológico utilizando dados de dos agujeros en lugar de uno. La investigación se enmarcó bajo una metodología de tipo proyectiva para proyecto factible y consistió en determinar: el diseño del punzón, los dados, la cámara y los soportes de la extrusora; las características del sistema hidráulico, el pistón, las bombas y el esquema de control; y la factibilidad económica. Como resultado se obtuvo que: la máquina diseñada es capaz de resistir todos los parámetros de diseño exigidos, la producción alcanzaría a optimizar el uso de la cortadora en un 100% y que la inversión para implantar el equipo tendría un tiempo de pago de 3 meses.

Índice General

Introducción.....	1
Capítulo 1 El Problema.....	3
1.1 Planteamiento del problema	3
1.2 Objetivos	7
1.2.1 Objetivo General	7
1.2.2 Objetivos Específicos.....	7
1.3 Justificación	8
1.4 Alcance	9
1.5 Limitaciones	9
Capítulo 2 Marco Teórico.....	11
2.1 Antecedentes	11
2.2 Bases teóricas	13
2.2.1 Balanceo de ruedas	13
2.2.2 Características del plomo	14
2.2.2.1 Reseña Histórica.....	14
2.2.2.2 Salud y seguridad	15
2.2.3 Procesos de fabricación	15
2.2.4 El proceso de la extrusión.....	16
2.2.4.1 Principios básicos.....	16
2.2.4.2 Clasificación.....	17
2.2.4.3 Componentes del proceso de extrusión directa.....	19

2.2.4.4 Flujo del material durante la extrusión directa.	21
2.2.5 Fuerza de extrusión.....	22
2.2.5.1 Parámetros principales.	22
2.2.5.2 Modelo simplificado para el cálculo de la presión de extrusión.	24
2.2.5.3 Modelo teórico de <i>Siegert</i> para el cálculo de la fuerza máxima del vástago.....	24
2.2.6 Transferencia de calor en la extrusión.	27
2.2.7 Herramientas para la extrusión	29
2.2.7.1 Requerimientos.....	29
2.2.7.2 Cámara de extrusión.....	29
2.2.7.3 Sellado de las partes que producen cambio de sección.	29
2.2.7.4 Datos para extrusión directa.....	31
2.2.7.5 Vástago de extrusión	33
2.2.8 Comportamiento mecánico de los materiales.....	33
2.2.8.1 Flexión en vigas.	34
2.2.8.2 Esfuerzos combinados.....	35
2.2.8.3 . Resistencia cilindros gruesos sometidos a presión.....	37
2.2.8.4 . Compresión en columnas.	39
2.2.8.5 Método de elementos finitos.	41
2.2.8.6 . Fatiga.....	41
2.2.9 Uniones	43
2.2.9.1 Roscas.....	43
2.2.9.2 Juntas roscadas de recipientes a presión.....	45

2.2.9.3 Soldaduras.....	46
2.2.10 Hidráulica.	49
2.2.11 Análisis económico de un proyecto.	51
Capítulo 3 Metodología.....	53
3.1 Tipo de Investigación.....	53
3.2 Diseño de Investigación.....	55
3.2.1 Procedimiento.	55
3.2.1.1 Determinación de Parámetros De Extrusión.....	55
3.2.1.2 Diseño de la Cámara Extrusora.....	56
3.2.1.3 Diseño Del Sistema De Soporte.....	57
3.2.1.4 Diseño Del Sistema Motor.	57
3.2.1.5 Diseño De los Dados.	58
3.2.1.6 Diseño del punzón.	58
3.2.1.7 Diseño del sistema de calentamiento.	59
3.2.1.8 Estudio De Factibilidad Económica.....	59
Capítulo 4 El Desarrollo.....	63
4.1 . Parámetros de Extrusión.....	63
4.1.1 . Fuerza de Extrusión.....	63
4.1.1 . Temperatura de extrusión y tiempo de calentamiento.....	68
4.2 Diseño de la cámara extrusora.	69
4.2.1 Radio externo de la cámara.	70
4.3 Diseño de el sistema de soporte de la cámara extrusora.....	73
4.3.1 Numero de ciclos.....	73

4.3.2	Calculo resistente de los soportes.....	74
4.4	Diseño del sistema motor.....	78
4.4.1	Diseño del pistón hidráulico.....	79
4.4.2	Requerimientos de la unidad hidráulica.....	82
4.4.3	Esquema hidráulico de control.	87
4.4.4	Diagrama de control eléctrico.....	90
4.5	Diseño del dado extrusor	95
4.5.1	Unión entre el dado y la cámara.....	96
4.5.1.2	Par de apriete.	99
4.5.2	Diseño del dado.	99
4.5.2.1	Material del dado.	99
4.5.2.2	Dimensiones del dado extrusor.	100
4.5.2.3	Modelo de cargas utilizado.	101
4.5.2.4	Cálculo resistente.	102
4.6	Diseño del punzón extrusor.	107
4.7	Diseño del sistema de calentamiento.	111
4.8	Estudio de factibilidad económica.....	113
4.8.1	Estimación de la inversión inicial.....	113
4.8.1.1	Capital fijo.	113
4.8.1.2	Capital de trabajo.....	115
4.8.2	Flujo monetario mensual.	117
Capítulo 5 Análisis de resultados.....		121
5.1	Análisis de resultados.	121

5.1.1 Parámetros de extrusión.	121
5.1.1.1 Fuerza de extrusión.	121
5.1.1.2 Temperatura de extrusión.....	122
5.1.1.3 Tiempo de calentamiento.....	122
5.1.2 Diseño de la cámara extrusora.....	123
5.1.3 Sistema de soporte.....	124
5.1.4 Diseño del sistema motor.	125
5.1.5 Diseño de los dados.	127
5.1.6 Diseño del punzón.....	128
5.1.7 Diseño del sistema de calentamiento.....	129
5.1.8 Estudio económico del proyecto.....	129
5.1.9 Esquema de los elementos diseñados.....	130
Conclusiones	133
Recomendaciones	135
Referencias Bibliográficas	137
ANEXOS.....	139

Índice de Figuras.

Figura 1.1. Diagrama de flujo del proceso de fabricación de las pesas autoadhesivas.....	4
Figura 2.1. Ejemplos de operaciones de conformado por deformación.....	16
Figura 2.2. Tipos de extrusión. (a) Extrusión directa (b) Extrusión indirecta (c) Extrusión lateral (d) Extrusión hidrostática.....	18
Figura 2.3. Componentes de un proceso de extrusión directa.....	19
Figura 2.4. Tipos de dado. (a) Dado extrusor de cara plana, (b) dado extrusor con entrada cónica.....	20
Figura 2.5. Zonas de flujo del material en extrusión directa en caliente..	21
Figura 2.6. Variación de la fuerza del vástago F_{st} de acuerdo al desplazamiento del mismo S_{st} en un proceso de extrusión directa en caliente..	23
Figura 2.7. Curva de la constante del material K_f (ordenadas) en N/mm^2 , en función de esfuerzo logarítmico principal (abscisas) para plomo y estaño.....	26
Figura 2.8. Arreglo esquemático de los tres métodos para sellar la cámara.....	30
Figura 2.9. Diseño de la entrada del dado para diferente materiales extruidos. a, aluminio puro y sus aleaciones bajas; b, altas aleaciones de aluminio ; c, Aleaciones de magnesio; d, aleaciones de plomo; e, aleación cobre-zinc; f, cobre y bajas aleaciones de cobre; g, aleaciones de zinc; h, aleaciones de hierro; i, aleaciones de titanio; j, aleaciones resistentes al calor, incluyendo aleaciones del níquel.	32
Figura 2.10. Arreglo simétrico para una extrusión de múltiples agujeros.....	32

Figura 2.11. Viga sometida a un momento flector.....	35
Figura 2.12. Esfuerzos presentes en un cilindro grueso sometido a presión interna P_i y Externa P_o	38
Figura 2.13. Tipo de columnas.....	39
Figura 2.14. Diagrama de Wohler.....	43
Figura 2.15. Tipos de soldaduras a tope. (A) con extremos planos de ambos lados, (b) con ranura en V, (c) ranura en V doble o en X, (d) ranura media V o bisel de 45°	47
Figura 2.16. Garganta de la soldadura a tope sometida a una fuerza de tracción F	48
Figura 2.17. Soldaduras de ángulo. (A) junta en T, (b) junta a traslape.....	48
Figura 2.18. Garganta de la soldadura de ángulo.....	49
Figura 3.1. Esquema teórico de la investigación proyectiva.	54
Figura 3.2. Adaptación del esquema de investigación proyectiva para el caso de estudio.....	54
Figura 3.3. Esquema del estudio de factibilidad económica	61
Figura 4.1. Diseño preliminar de la cámara.	73
Figura 4.2. Soporte de cámara extrusora y sus partes.	74
Figura 4.3. Diagrama de cuerpo libre de la Parte 1	75
Figura 4.4. Diagrama de corte y momento de la primera sección de estudio del soporte.....	75
Figura 4.5. Ilustración de la división del soporte con los orejas	77
Figura 4.6. Soporte de la Cámara extrusora con dimensiones variables.....	77
Figura 4.7. Diámetro de cámara y vástago del pistón que resiste la fuerza de trabajo a una presión de trabajo.	80

Figura 4.8. Longitud máxima permisible del vástago del pistón para una determinada presión de trabajo, calibre y diámetro de vástago del pistón. ..	81
Figura 4.9. Ciclo de la extrusión.....	83
Figura 4.10. Selección de la bomba a utilizar.	87
Figura 4.11. Esquema de control hidráulico.....	89
Figura 4.12. Esquema de instalación de los motores trifásicos de 220 VAC de las bombas.	93
Figura 4.13. Esquema de control eléctrico de 24 VDC, simbología ISO.....	94
Figura 4.14. Perfil de la abertura del dado.....	101
Figura 4.15. Áreas de aplicación de las fuerzas y reacciones en el dado. (a) vista frontal del dado, (b) vista posterior del dado.	102
Figura 4.16. Curva de convergencia para el dado de agujero para pesas de 1 oz.....	103
Figura 4.17. Curva de convergencia para el dado de agujero para pesas de $\frac{3}{4}$ in.....	104
Figura 4.18. Curva de convergencia para el dado de agujero para pesas de $\frac{1}{2}$ in.....	104
Figura 4.19. Resultado de la simulación con 117114 nodos para dados de doble agujeros para pesas de 1oz.....	105
Figura 4.20. Resultado de la simulación con 82006 nodos para dados de doble agujeros para pesas de $\frac{3}{4}$ in.....	105
Figura 4.21. Resultado de la simulación con 244893 nodos para dados de doble agujeros para pesas de $\frac{1}{2}$ in.....	105
Figura 4.22. Secciones del punzón extrusor.....	107
Figura 5.1. Esquema de la máquina diseñada.....	131

Índice de Tablas

Tabla 1.1 Características de los tochos.	5
Tabla 1.2 Dimensiones de las pesas autoadhesivas. (Sin incluir banda adhesiva)	5
Tabla 1.3 Tiempo de procesamiento de una cinta en minutos.....	6
Tabla 3.1 Metodología para la solución al problema.....	56
Tabla 4.1 Relación de extrusión.....	65
Tabla 4.2 Factor de perfil de la extrusión.....	65
Tabla 4.3 Valor de la constante de flujo K_f para el plomo.....	66
Tabla 4.1 Fuerza de extrusión.	67
Tabla 4.2 Presión del embolo del pistón hidráulico.....	67
Tabla 4.3 Factor de seguridad para diferentes valores de radio externo de la cámara de extrusión.....	72
Tabla 4.4 Consideraciones realizadas para el cálculo a fatiga del soporte.....	76
Tabla 4.5 Factores de seguridad de Pernos métricos según su diámetro nominal.	78
Tabla 4.6 Características del pistón.....	81
Tabla 4.7 Presión máxima de extrusión en el émbolo.	83
Tabla 4.8 Caudal que debe suministrar la unidad hidráulica al pistón de acuerdo a la etapa del proceso.....	85
Tabla 4.9 Requerimiento de las bombas de la unidad hidráulica.....	85

Tabla 4.10 Características de las bombas y motores de caudal fijo seleccionadas.	85
Tabla 4.11 Función de los componentes del diagrama eléctrico.	91
Tabla 4.12 Elementos que requiere el esquema eléctrico.	95
Tabla 4.13 Consideraciones para el cálculo de fatiga a compresión de los tornillos de unión entre el dado y la cámara.	98
Tabla 4.14 . Factor de seguridad a fatiga de los pernos de grados normalizados.	99
Tabla 4.15 Presión aplicada por la cabeza de los tornillos.	102
Tabla 4.16 Valores para la construcción de las curvas de convergencia.	103
Tabla 4.17 Consideraciones realizadas para el cálculo a fatiga del dado.	106
Tabla 4.18 Factor de seguridad de trabajo para los dados extrusores.	106
Tabla 4.19 Consideraciones para el cálculo de fatiga a compresión del vástago del punzón.	109
Tabla 4.20 Consideraciones para el cálculo de fatiga a compresión del vástago del punzón.	110
Tabla 4.21 Características de la resistencia eléctrica.	113
Tabla 4.22 Estimación del capital fijo.	114
Tabla 4.23 Producción adicional.	117
Tabla 4.24 Costos variables.	117
Tabla 4.25 Cálculo del flujo monetario mensual.	119
Tabla 4.26 Tiempo de recuperación del mes inicial.	119
Coeficientes de corrección de Marín.	26

Lista de símbolos.

A	Área
Ao	Área transversal interior de la cámara de extrusión.
Abarrido	Área de barrido en la rosca.
Af	Área del producto extruido.
At	Área resistente de los tornillos.
Bi	Número de Biot
C	Volumen desplazado por una bomba por revolución.
c	Distancia desde el eje neutro hasta el extremo de las viga.
Cc	Perímetro del perfil extruido.
C _{carga}	Coeficiente de carga de Marín.
C _{confiabilidad}	Coeficiente de confiabilidad de Marín.
CF	Capital fijo.
Cop _p	Capital de operación en el periodo i
Cp	Capacidad calorífica.
C _{superficial}	Coeficiente superficial de Marín.
CT	Capital de trabajo.
C _{tamaño}	Coeficiente de tamaño de Marín.
C _{temperatura}	Coeficiente de temperatura de Marín.
Cx	Perímetro del diámetro equivalente.
D	Diámetro.
De	Diámetro equivalente de sección extruida.
Demb	Diámetro del émbolo.
Do	Diámetro de la cámara.

dn	Diámetro nominal del tornillo.
dr	Diámetro menor del tornillo.
De	Diámetro exterior.
E	Modulo elástico.
Ef	Eficiencia de una bomba.
Erec	Modulo elástico del recipiente
Etap	Modulo elástico de la tapa.
Etor	Modulo elástico del tornillo.
Esbeltez	Esbeltez de columna.
Esb.Crítica	Esbeltez crítica de columna.
F	Fuerza.
Fc	Carga crítica que puede soportar una columna.
fe	Factor de fijación de los extremos.
Fi	Apriete inicial.
Fm	Fuerza de deformación.
Fo	Número de Fourier.
Fp	Flujo monetario en el periodo p.
Fmax	Fuerza de roce máxima.
Fstmax	Fuerza máxima del vástago del pistón.
fp	Factor de perfil.
Fx	Fuerza aplicada en dirección axial.
H	Potencia de entrada.
h	Longitud de garganta de soldadura.
$\overline{h_{\infty}}$	Coeficiente de convección.
I	Inercia de la sección transversal.
K	Conductividad calorífica

k	Constante de extrusión
Kf	Constante de flujo en la extrusión.
Kjunta	Constante elástica de la junta.
Krec	Constante elástica del recipiente,
Ktap	Constante elástica de la tapa.
Ktor	Constante elástica del tornillo
l	Longitud de cordón de soldadura.
IBp	Ingresos brutos en el periodo i
II	Inversión inicial.
Lb	Longitud inicial del tocho.
Lcol	Longitud de columna.
Lo	Longitud del tocho perturbado.
Lpis	Longitud del pistón.
Lr	Longitud de descarte.
lr	Longitud de rosca.
Lrec	Longitud del recipiente
Ltor	Longitud del tornillo
M	Momento flector
N	Factor de seguridad
nf	Eficiencia de la extrusión.
Nh	Número de hilos del tornillo.
p	Presión.
pa	Longitud del paso del tornillo.
pe	Presión de extrusión.
Pi	Presión interna.
Po	Presión externa.

Pvp	Precio unitario del producto en el periodo i.
Q	Calor transferido.
Qp	Cantidad de producto vendido en el periodo i.
q	Caudal.
r	Radio.
R	Relación de extrusión.
re	Radio exterior.
ri	Radio interior.
Rg	Radio de giro.
Rv	Revoluciones por unidad de tiempo.
S'f	Resistencia a la fatiga.
Sf	Resistencia a la fatiga corregida.
Sy	Límite elástico.
Syc	Límite elástico a compresión.
Syp	Resistencia del material de aporte en soldadura.
T	Par torsor de pretensado.
t	Tiempo.
T ∞	Temperatura del fluido.
Tf	Temperatura final del sólido.
To	Temperatura inicial del sólido.
TP	Tiempo de pago.
U	Relación del radio externo entre el radio interno.
V	Volumen.
Wcal	Potencia calorífica.
wx	Factor de área del tornillo.
α	Coeficiente térmico.

ΔF_{tor}	Variación de carga del tornillo.
λ	Factor geométrico de la rosca.
μ	Coeficiente de roce.
ρ	Densidad.
σ	Esfuerzo de tracción o compresión
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Esfuerzos principales.
σ_a	Amplitud de tensión.
σ_e	Esfuerzo de Von Mises.
σ_f	Esfuerzo de fatiga.
σ_m	Tensión media.
σ_{max}	Tensión máxima.
σ_{min}	Tensión mínima.
σ_r	Esfuerzo en dirección radial
σ_t	Esfuerzo en dirección tangencial
σ_x	Esfuerzo en dirección del eje de las abscisas
σ_y	Esfuerzo en dirección del eje de las ordenadas
τ	Esfuerzo de corte
τ_a	Amplitud de esfuerzo de corte.
$\tau_{barrido}$	Esfuerzo de barrido en la rosca.
τ_f	Esfuerzo de corte fatiga.
τ_m	Esfuerzo de corte medio.
τ_{max}	Esfuerzo de corte máximo.
τ_{min}	Esfuerzo de corte mínimo.
τ_s	Esfuerzo de corte por fricción en el borde de la cámara.
τ_{xy}	Esfuerzo de corte en el plano xy.
ϕ_g	Deformación principal logarítmica.

Introducción

Si se desea fabricar cualquier producto, sin importar sus características o aplicación, se deben realizar una serie de procesos planificados que permitan transformar la materia prima a partir del estado en el que se encuentra naturalmente, hasta la forma en la que pueda ser útil para la aplicación en la que se tenga pensado que tome parte.

La transformación de la materia prima, se logra mediante la utilización de máquinas, herramientas y mano de obra, los cuales, si se desea mantener competitiva a la empresa que fabrica el producto, deben optimizarse para satisfacer las necesidades del mercado de aplicación, en términos de energía e insumos utilizados, el tiempo de producción, entre otros factores.

Las pesas autoadhesivas son piezas que son utilizadas para el balanceo de ruedas de vehículos, la empresa PLOECA C.A. fabrica dicho producto bajo un proceso que comienza con la fundición de tochos de plomo en moldes, los cuales son enfriados para luego ser retirados y trasladados hasta la cámara de una máquina extrusora, estos se hacen pasar a través de una abertura rectangular, transformándose en cinta a través por acción de un pistón, la cinta es posteriormente procesada por una máquina cortadora que produce las pesas del tamaño deseado para su empaquetamiento y distribución.

El trabajo de investigación “Diseño de una máquina de extrusión directa para la fabricación de pesas autoadhesivas para el balanceo de ruedas de vehículos” se divide en 5 capítulos.

En el primer capítulo se presenta la descripción detallada del problema que desea solucionar la investigación, así como el planteamiento de los objetivos, la justificación, el alcance y limitaciones de la misma.

En el capítulo dos se establecen todos los fundamentos teóricos en los que se basa el diseño realizado, lo que incluye los antecedentes y las definiciones de términos, la descripción de formulas y simbologías utilizadas para ejecutar la metodología.

El tercer capítulo abarca la descripción sistemática de la estructura metodológica que sigue la investigación.

El capítulo 4 incluye la ejecución de la metodología indicada en el capítulo 3 mediante la aplicación del marco teórico, en este capítulo se presentan todos los resultados obtenidos en la investigación.

Los resultados son analizados en el capítulo 5, donde se establece una explicación detallada de las implicaciones de los resultados obtenidos para cada objetivo realizado, adicionalmente en este capítulo se presentan las conclusiones del trabajo y las recomendaciones para la empresa PLOECA C.A. de la implementación del diseño.

Capítulo 1 El Problema.

Antes del planteamiento del marco teórico y metodológico de la investigación, así como los resultados y conclusiones de la misma, es necesario establecer la problemática de la empresa a partir de la cual se plantean los objetivos, el alcance, las limitaciones y la justificación de la investigación.

1.1 Planteamiento del problema

La empresa Ploeca C.A., se encuentra ubicada en la zona industrial El Recreo del municipio Valencia estado Carabobo, es una empresa de capital venezolano y se encuentra en marcha desde el año 1988. El alcance de su servicio contempla la producción y comercialización de partes y accesorios en el sector automotriz, tales como: pesas para balanceo, válvulas, máquinas, herramientas, partes y accesorios para la reparación de neumáticos; actualmente, la empresa solo fabrica pesas para el balanceo de neumáticos de automóviles y camiones, las cuales ofrece en dos presentaciones de acuerdo al método de sujeción al neumático, una con gancho y otra con banda adhesiva, para distintas dimensiones de acuerdo al tamaño de las llantas y del tipo de rin que se deseen balancear. Estas pesas son elaboradas utilizando como materia prima el plomo.

Las pesas de tipo autoadhesivas se fabrican a través del proceso establecido en la Figura 1.1, el plomo se funde en moldes cilíndricos cuya forma es ligeramente cónica, luego de solidificarse, se giran los moldes 180° y por efecto de la gravedad caen al piso, posteriormente, las piezas de plomo

cilíndricas, denominadas tochos, cuyas dimensiones se pueden detallar en la Tabla 1.1, son trasladadas hasta la cavidad de la máquina extrusora, donde son precalentadas por debajo del punto de fusión por una resistencia eléctrica colocada alrededor de dicha cavidad.

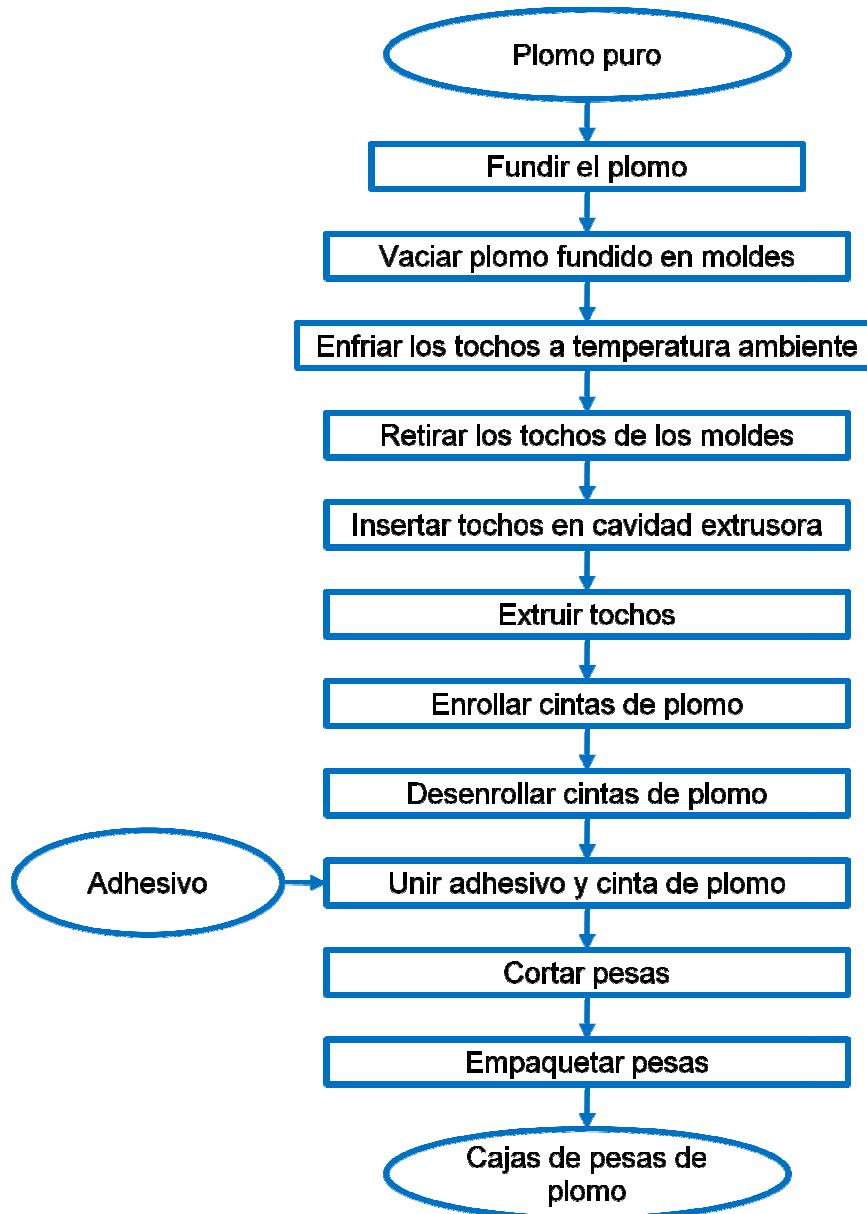


Figura 1.1. Diagrama de flujo del proceso de fabricación de las pesas autoadhesivas.

Tabla 1.1 Características de los tochos.

Diámetro menor	Diámetro mayor	Longitud	Peso
46 mm	49,5 mm	121 mm	2,1 Kg

El tocho cilíndrico es extruido a continuación, por acción de una prensa hidráulica, se obliga al material de trabajo a fluir a través de un agujero rectangular en el centro del dado extrusor, generando como resultado una cinta de sección transversal rectangular, la cual es enrollada de forma circular en un carrete.

Tabla 1.2 Dimensiones de las pesas autoadhesivas. (Sin incluir banda adhesiva)

Presentación	ancho (mm)	espesor (mm)	largo (mm)	Área sección (mm ²)	masa (gr)
1 oz	19,05	4,88	26,75	92,964	27,5
¼ oz (3/4 in)	19	2,57	12,7	48,83	7,09
¼ oz (1/2 in)	12,7	3,85	12,7	48,895	7,08

El siguiente paso del proceso consiste en utilizar los carretes de cinta de 40 Kg cada uno, como alimentación de una máquina, la cual realiza hendiduras que separan cada pesa de un tamaño establecido acorde con las especificaciones sin cortarlas por completo, al haber realizado 11 hendiduras la máquina realiza un corte de la cinta, que luego es recogida por un operario que la coloca en su correspondiente empaque para su despacho. Las pesas se ofrecen en tres presentaciones, la de 1 onza, la de ¼ de onza de ¾ de pulgada y la de ¼ de onza de ½ pulgada; las dimensiones de las diferentes presentaciones se aprecian en la Tabla 1.2.

Analizando el proceso de fabricación de las pesas autoadhesivas, se puede determinar la existencia de una diferencia entre la rapidez en la que es enrollada la cinta de plomo al salir de la máquina extrusora y la rapidez con la que puede ser alimentada la unidad cortadora, siendo mayor la segunda que la primera tal como se aprecia en la Tabla 1.3, esta diferencia de velocidades se traduce en un desaprovechamiento de la capacidad de trabajo de la cortadora, debido a que se debe parar por periodos prolongados representando un ocio de hasta el 53% del tiempo de operación, lo que conlleva a pérdidas monetarias por no tener los equipos en su máxima capacidad de procesamiento.

Tabla 1.3 Tiempo de procesamiento de una cinta en minutos.

Tipo de pesa	1 oz	3/4 in	1/2 in
Máquina extrusora	51	47	45
Máquina cortadora	24	24	22

Adicionalmente a los problemas en el proceso, se observa que la máquina extrusora existente, incurre en una pérdida de eficiencia, producto de la acumulación de un promedio de 140 gr de material residual en el proceso de extrusión el cual se adhiere a la superficie del punzón, esto se debe a la diferencia entre el diámetro del punzón y de la cámara, que es de 1,4 mm, lo que genera que el plomo escape por esta holgura durante la extrusión; este residuo debe ser removido por el operador con una varilla afilada cada vez que finaliza la extrusión de un tocho; este procedimiento reduce su capacidad productiva, ya que se aumenta el tiempo de puesta a punto de la máquina para comenzar cada ciclo. El excedente de plomo, que equivale al 6,6% de la masa del tocho, no se desperdicia ya que se puede fundir para ser reutilizado, sin embargo, se incurre en un gasto energético en el reprocesamiento del mismo.

En cuanto a la tecnología utilizada actualmente en la planta se observa que, la máquina extrusora instalada realiza el proceso utilizando un dado de un solo agujero, existiendo disponibilidad para fabricar dados de doble agujero, los cuales disminuyen la carga del punzón; ya que el área de salida es mayor.

Considerando lo anteriormente expuesto, Ploeca C.A. requiere el diseño de una máquina extrusora que supere las deficiencias que posee la actual en términos de material trabajado por unidad de tiempo, para que este escalón de la fabricación de las pesas autoadhesivas, se posicione en el mismo nivel o por encima de los demás subprocesos que componen dicha fabricación, en términos de producción y eficiencia en el manejo de la materia prima.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una máquina de extrusión directa para la fabricación de pesas autoadhesivas para el balanceo de ruedas de vehículos.

1.2.2 Objetivos Específicos.

1. Determinar los parámetros para extruir un tocho de plomo a través de dos aberturas rectangulares.

2. Diseñar la cámara de extrusión.
3. Diseñar el sistema de soporte de los componentes de la extrusora.
4. Diseñar el sistema motor de la extrusora de acuerdo a los requerimientos de diseño
5. Diseñar el dado extrusor.
6. Diseñar punzón de la máquina extrusora, sus dimensiones y seleccionar el material.
7. Diseñar el sistema de calentamiento de acuerdo a los requerimientos del diseño.
8. Realizar un estudio de factibilidad económica.

1.3 Justificación

El desarrollo de este proyecto encuentra su justificación desde el punto de vista técnico, práctico y económico, ya que permitirá un aumento de la producción de pesas autoadhesivas, mediante el incremento de la capacidad en el proceso de extrusión, permitiendo con ello, aprovechar la oportunidad de utilizar la capacidad ociosa de otros equipos y así procesar el 100% de la capacidad instalada. Esta condición redundará en un mayor beneficio a la empresa ya que colocará mayor cantidad de productos en el mercado.

1.4 Alcance

El trabajo de investigación, abarca el diseño de una máquina extrusora de plomo en caliente a través de dados de doble agujero, que permitan fabricar las pesas con las geometrías establecidas por la empresa, lo que incluyó la determinación de los parámetros de extrusión, el dimensionamiento del dado, del punzón, de la cámara, del sistema de soporte, la selección del pistón hidráulico, la selección del sistema de bombeo y el esquema de control electro-hidráulico. La construcción y puesta en marcha queda a cargo de la empresa.

1.5 Limitaciones

El proyecto a desarrollar contempló el diseño de la máquina extrusora, al analizar los recursos necesarios para su ejecución no se identificaron limitaciones, ya que existe disponibilidad de los recursos propios para la investigación, se cuenta acceso a bibliografía relacionada, así como con el apoyo total de la empresa Ploeca C.A. para el desarrollo del proyecto.

Capítulo 2 Marco Teórico

2.1 Antecedentes

La geometría del dado juega un papel muy importante a la hora de realizar una extrusión, sobre todo cuando se forman piezas con perímetros complicados, ya que afecta considerablemente la potencia necesaria para realizar el proceso, y un mal diseño puede incurrir en fallas de la pieza que se está obteniendo. *Kumar y Vijay (2007)* realizaron una serie de experimentos con dados planos con agujeros en forma de H, L, T y de óvalo, así como de doble agujero circular, tanto en caliente, utilizando una aleación de aluminio, como en frío, usando plomo; donde se midió la carga del punzón para en diversos puntos del recorrido de la prensa, detallando que ocurría en cada paso de la extrusión y observando porqué ocurren las variaciones de fuerza, para luego compararlas con las obtenidas según la herramienta HyperXtrude®, dando como resultado una aproximación bastante cercana, siendo la potencia experimental solo un poco menor a la teórica, por lo que se puede confirmar que el diseño de dados planos es capaz de resistir las cargas del proceso y arroja resultados satisfactorios en términos de acabado superficial y aprovechamiento del material.

Desde el momento en que se utilizó por primera vez la extrusión en procesos industriales, se han innovado diversas variaciones del proceso básico de extrusión directa para conseguir mejores resultados. Una de estas variaciones consiste en colocar más de un orificio en el dado extrusor, en ese sentido, *Sinha et al (2008)*, realizaron el diseño de un proceso de extrusión con varios orificios en el dado, lo que incluyó el diseño del dado y del

punzón, los investigadores mencionados, calcularon analíticamente la fuerza del punzón, para luego modelar en computadora la distribución de presiones en el dado, acto seguido, realizaron el diseño de los mismos, y procedieron a determinar mediante ensayos con plomo puro, la fuerza experimental del punzón. Luego de realizar los experimentos, concluyeron, que el método analítico incurre en un sobre-diseño del punzón extrusor, puesto que la fuerza experimental es 25% menor a la calculada analíticamente, de la misma forma, se determinó que el material opone más resistencia cuando se lo fuerza por un solo agujero central en el dado, que cuando se lo hace pasar por dos agujeros, si estos son del mismo tamaño, la extrusión con dados de doble agujero representa una reducción de la fuerza del punzón de 33% con respecto a un solo agujero.

Durante la extrusión, se pueden presentar ciertos defectos en el material, relacionados con una mala selección de los parámetros del proceso, uno de estos, es el agrietamiento central tipo Chevron, el cual se produce cuando el material se mueve en el centro del cilindro a una velocidad mucho mayor que la de la superficie del mismo, dicho defecto fue estudiado por *McVeigh y Kam Liu*, (2006), ellos modelaron el comportamiento de una aleación de aluminio durante un proceso de extrusión directa asimétrica en frío, utilizando un modelaje de célula micro-mecánica que les permitió replicar los efectos de la fricción, endurecimiento y geometría del material en un simulador computarizado, lo que arrojó como resultado que: 1) A medida que se incrementa la fricción, el agrietamiento central será menor a la vez que se incrementa el agrietamiento superficial; 2) Un material endurecido por deformación previamente, tendrá menor posibilidad de presentar el agrietamiento central, debido a que la deformación durante la extrusión será más homogénea; y por último, 3) Existe una relación entre la geometría del dado y el defecto de agrietamiento

central, a medida que el ángulo del semicono es mayor y la reducción del área es menor, el defecto se incrementa.

La temperatura es uno de los factores más difíciles de controlar en cualquier proceso, en procesos de extrusión de metales, resulta difícil que la temperatura se mantenga uniforme debido a las deformaciones del material extruido, esto causa variaciones en sus propiedades mecánicas, en este sentido, *Luo-xing y Yan (2008)* proponen un método de simulación para realizar extrusiones isotérmicas mediante el control de la velocidad de la prensa, esto se logra monitoreando la temperatura con la que el material sale del dado y variando según ésta la velocidad de la prensa, esto resulta en un proceso más uniforme, donde se puede controlar la temperatura del dado, logrando que siempre las condiciones de salida estén en un rango cercano a las de diseño prolongando la vida de los componentes y asegurando homogeneidad en el producto final.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Balanceo de ruedas

El balanceo de ruedas se describe como la distribución de masa que existe entre el rin y el caucho asociado a este. Esto ocurre como consecuencia del proceso de fabricación de los neumáticos, el cual consiste en la unión de distintas bandas de lona y goma; resulta imposible que la rueda tenga un balanceo perfecto del peso en todos los puntos de su diámetro. Adicionalmente, esta deficiencia se ve incrementada cuando se

coloca en el rin, el cual tampoco posee un reparto equilibrado de pesos en todo su contorno. (Daniels, 2005).

Cuando una rueda no está bien balanceada no gira adecuadamente, ocasionando botes, ruidos y vibraciones que se trasladan a la dirección, afectando al conjunto del vehículo y por extensión la seguridad de quienes viajan a bordo. También causa desgaste prematuro de los neumáticos, reduciendo considerablemente la vida de los mismos, desgaste desigual que puede provocar pérdida de adherencia y contribuir al desgaste prematuro del sistema de suspensión. (Daniels, 2005).

Para corregir estos desfases se colocan contrapesos en la llanta, bien sea adheridas o enganchadas a su borde, buscando un reparto homogéneo de peso en todo el diámetro del conjunto, logrando que la rueda gire adecuadamente. (Daniels, 2005).

2.2.2 Características del plomo

2.2.2.1 Reseña Histórica

Plomo, cobre, plata y oro fueron los primeros metales utilizados por civilizaciones antiguas. Ha sido extraído y fundido por al menos 8000 años. La simplicidad de sus minerales, su punto de fusión bajo y la facilidad de fabricación, fueron los factores que llevaron a su implemento. (Guruswamy, 2000).

2.2.2.2 Salud y seguridad

En la mayoría de los casos en los que se utiliza el plomo, éste y sus aleaciones tienen un contacto mínimo con el usuario, y es de esperarse que luego se recoja para reciclarlo. Aun así los usuarios deben estar al tanto de los efectos que tiene sobre la salud la absorción de plomo en el cuerpo. (Guruswamy, 2000).

El plomo entra en nuestro organismo por inhalación o ingesta, es absorbido al sistema circulatorio a través de los pulmones y el sistema digestivo, es expulsado mediante las heces y la orina. El consumo de plomo es aproximadamente igual a su desperdicio, pero exposición o consumo excesivo puede conllevar a una acumulación en los tejidos y enfermedades. Una exposición crónica puede afectar la sangre, el sistema nervioso, digestivo, reproductivo y riñones. (Guruswamy, 2000).

2.2.3 Procesos de fabricación

Los procesos de fabricación, son una serie de actividades planificadas, que tienen la finalidad de transformar la materia prima en un producto terminado o semi-terminado, mediante la utilización de equipos, materia prima, herramientas y energía. (Dieter, 1988).

• *Por procesos de conformado por deformación plástica:*

Son procesos en los cuales, el metal no sufre cambios de volumen ni de masa, sino que el metal es desplazado de una posición a otra. (Dieter, 1988).

• *Por procesos de maquinado o remoción de material:*

Son aquellos en los que se remueve el material para generar la geometría deseada. Los procesos de deformación plástica son los indicados en los diagramas de la Figura 2.1. (Dieter, 1988).

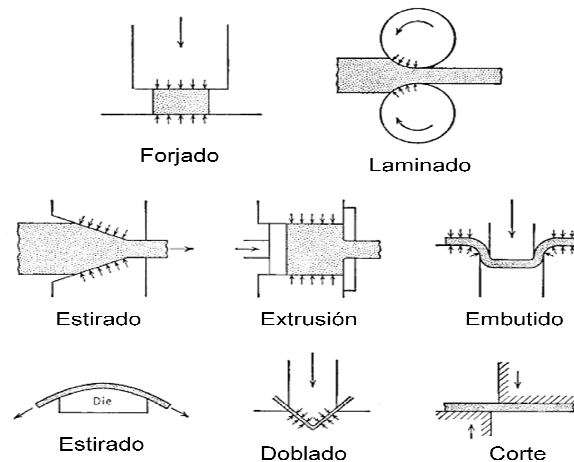


Figura 2.1. Ejemplos de operaciones de conformado por deformación. (Dieter, 1988).

2.2.4 El proceso de la extrusión.

2.2.4.1 Principios básicos.

La extrusión es un proceso de conformado metálico por deformación plástica por compresión indirecta mediante el cual el área transversal de un

bloque de metal generalmente cilíndrico conocido como tocho, palanquilla o lingote, es reducida al ser forzado a fluir a través de una herramienta o dado que posee uno o más orificios de la forma que se desea que tenga el producto. Como la geometría del dado no cambia durante la operación, los productos extruidos tienen sección transversal constante.

Dependiendo de la ductilidad del material de la palanquilla, se puede realizar la extrusión a temperatura ambiente o a una temperatura elevada. Debido a que se debe utilizar una cámara cerrada en el proceso, cada tocho se debe extruir de forma individual, por lo que la extrusión es un proceso discontinuo o intermitente. (Bauser, 2006).

2.2.4.2 Clasificación.

Los procesos de extrusión se pueden clasificar en dos categorías básicas de acuerdo a la temperatura de trabajo, la extrusión en caliente y la extrusión en frío. Cuando la extrusión se realiza en frío, el material que se procesa no es calentado, sino que se trabaja a temperatura ambiente; cuando la extrusión se realiza en caliente, el material es calentado a una temperatura por encima de la temperatura ambiente. Adicionalmente los procesos de extrusión se clasifican de acuerdo a su tipo como directa, indirecta, lateral e hidrostática.

La extrusión directa tal como se muestra en la Figura 2.2a, consiste en la colocación de un tocho o palanquilla en una cámara de contención, luego éste es forzado a fluir a través de uno o más orificios del dado por la fuerza de un pistón, cabe destacar que un bloque de contención, ubicado en el

extremo del pistón, evita que este tenga contacto con el material de trabajo, a la vez que contribuye con el sellado la cámara. (Bauser, 2006).

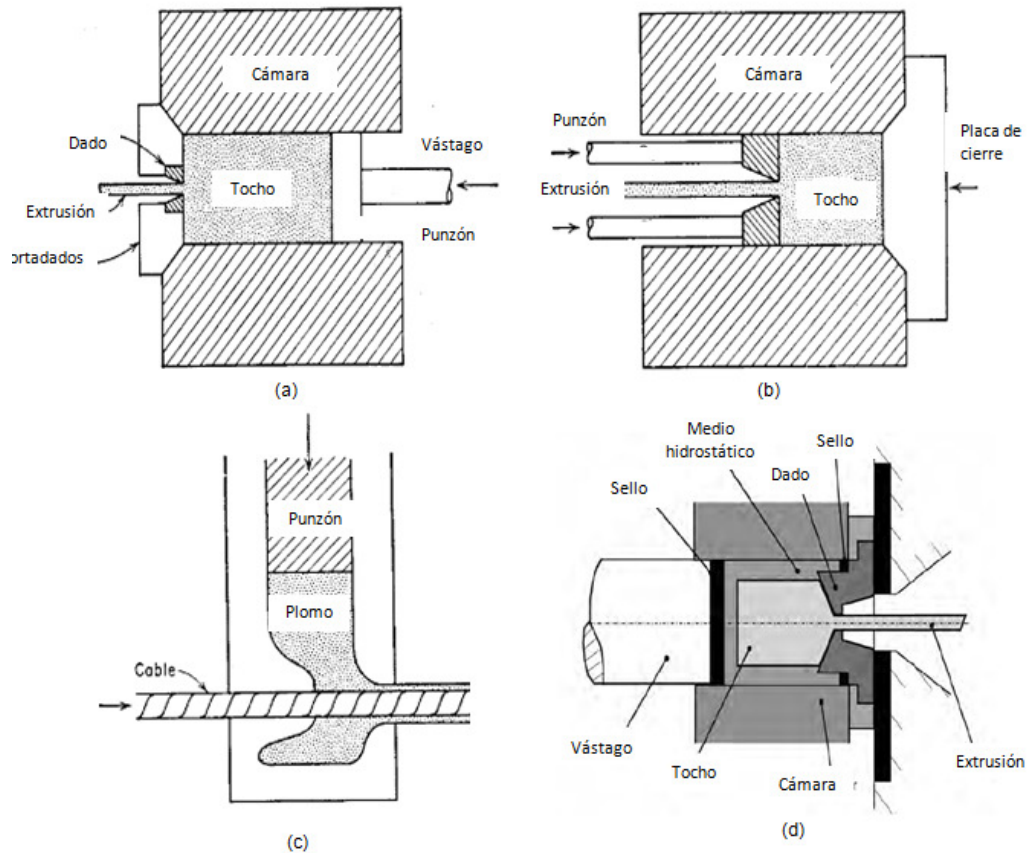


Figura 2.2. Tipos de extrusión. (a) Extrusión directa (b) Extrusión indirecta (c) Extrusión lateral (d) Extrusión hidrostática. (Dieter, 1988).

Los procesos de extrusión directa en caliente, se pueden clasificar de acuerdo a la presencia o no de lubricante como con lubricación o sin lubricación, y de acuerdo al número de aberturas del dado como de un solo agujero o de múltiple agujero. (Bauser, 2006).

2.2.4.3 Componentes del proceso de extrusión directa.

Un proceso de extrusión directa debe estar compuesto por los elementos localizados en el proceso según se observa en la Figura 2.3. A continuación se definirán cada uno en detalle:

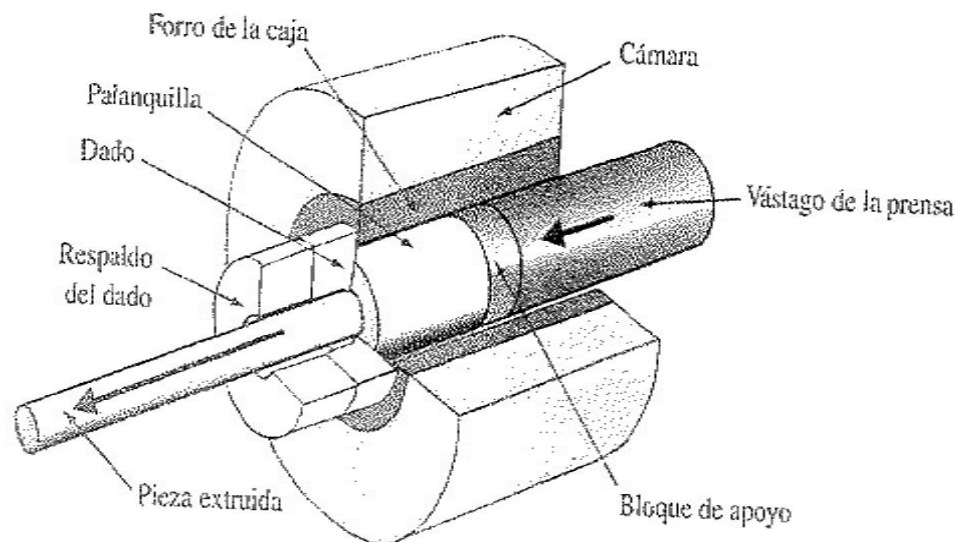


Figura 2.3. Componentes de un proceso de extrusión directa. (Kalpakjian, 2002)

- *Vástago de la prensa o del pistón.*

Este elemento, transfiere la potencia del sistema motor hacia el proceso de extrusión. (Kalpakjian, 2002).

- *Cámara o cavidad de extrusión.*

Consiste en una cavidad que contiene al tocho, debe ser sellada para que toda la energía de la prensa se aproveche y la única salida del material sea por los orificios del dado, de la misma forma, la cámara debe ser capaz de resistir la presión de la extrusión. La cámara puede estar rodeada externamente por una resistencia eléctrica que incremente la temperatura del tocho en su interior para el caso de la extrusión en caliente. . (Bauser, 2006).

- *Palanquilla, tocho o lingote.*

Este elemento representa al material de trabajo antes de realizársele la extrusión y debe ser colocado dentro de la recámara al principio de cada extrusión. . (Bauser, 2006).

- *Dado*

El dado contiene uno o más agujeros de la forma del perfil que se desea que tenga la pieza extruida. Este elemento debe ser capaz de resistir las condiciones de temperatura, oxidación y de presión del proceso. Tal como se observa en la Figura 2.4, la entrada del material hacia el orificio puede tener una forma plana o cónica, lo cual tiene su influencia en el flujo del material de trabajo a través de los orificios. (Dieter, 1988).

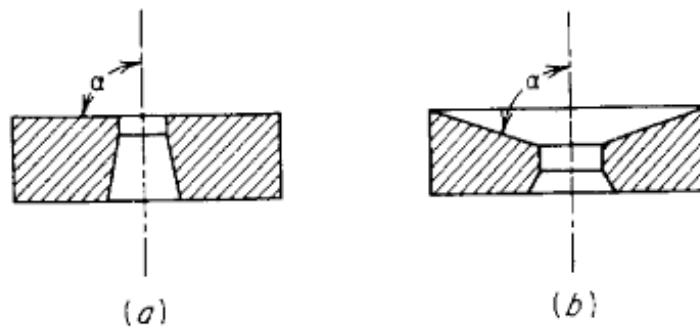


Figura 2.4. Tipos de dado. (a) Dado extrusor de cara plana, (b) dado extrusor con entrada cónica. (Dieter, 1988)

- *Bloque de apoyo o de empuje.*

Este elemento se fija en el extremo del vástago de la prensa y se encarga de proteger a este último de la temperatura y presión del tocho durante la extrusión, a la vez que debe sellar la cámara de la extrusión para presurizarla y forzar el material a salir solo por los orificios del dado. (Bauser, 2006).

2.2.4.4 Flujo del material durante la extrusión directa.

Mediante la observación del tocho después de realizar un ensayo visioplástico el cual consiste en dividir un tocho cilíndrico en dos mitades iguales, dibujando una rejilla en ellas, se pegan y extruyen juntas, se pueden distinguir, al detener la extrusión, en el material la presencia de zonas claramente delimitadas, como se muestra en la Figura 2.5, por la acción desigual de la fricción en la extrusión que hace que las zonas en contacto con el dado y con la cámara fluyan más lentamente que las zonas cercanas al eje central del tocho. Se hace particular énfasis en la zona muerta que se forma en frente del dado, la cual puede ser definida geoméricamente por la superficie de corte que se genera, la cual tiene una forma cónica de aproximadamente 45°. (Bauser, 2006).

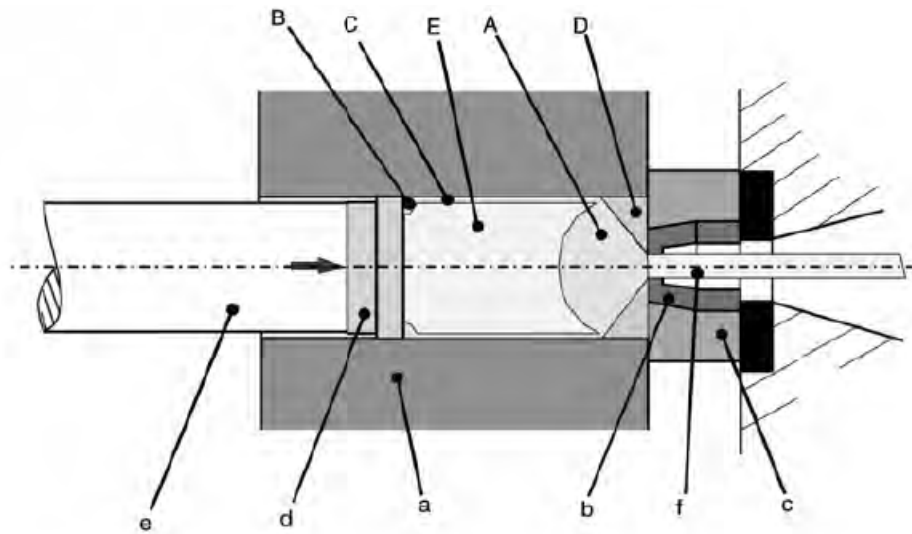


Figura 2.5. Zonas de flujo del material en extrusión directa en caliente. A, zona primaria de deformación; B, zona secundaria de deformación; C, zona periférica; D, zona muerta; E, núcleo del tocho; a, cámara; b, dado; c, portadado; d, bloque de empuje; e, pistón; f, zona extruida. (Bauser, 2006)

2.2.5 Fuerza de extrusión.

2.2.5.1 Parámetros principales.

Existen cinco parámetros principales que intervienen en la determinación de la fuerza necesaria para extruir un tocho a través de los orificios del dado, estos son: el tipo de extrusión, temperatura de trabajo, el radio de extrusión, la velocidad de deformación y la fricción entre el tocho y las paredes del contenedor y el dado. Cabe destacar que la fuerza puede calcularse directamente o después de la determinación de la presión de extrusión, la cual se define como la presión que debe ejercer el pistón sobre el tocho para realizar la extrusión. (Bauser, 2006).

Es importante destacar que la fuerza de extrusión varía a medida que el pistón se desplaza durante la extrusión, inicialmente el pistón debe vencer al comportamiento elástico del material, tal como se observa en la Figura 2.6, aplicando un trabajo de perturbación W_s , a la longitud que debe recorrer el vástago para alcanzar la que se le llama longitud de perturbación o S_1 , En el momento que se perturba al tocho y empieza la deformación plástica se alcanza la fuerza máxima en el pistón $F_{st_{max}}$, a partir de ese momento el material comienza a fluir por los orificios del dado, la fuerza requerida comienza a descender en el comportamiento plástico, observándose que se alcanza el mínimo $F_{st_{min}}$ justo cuando se comienza a extruir la zona muerta, donde se observa de nuevo un incremento en la fuerza requerida debido a la resistencia que opone esta. (Bauser, 2006).

El primer parámetro es el tipo de extrusión, directa o indirecta, el tipo de proceso influye sobre las demás características. El segundo parámetro a

estudiar es la temperatura de trabajo, a mayor temperatura el cuerpo será más dúctil y por ende más fácil de extruir, la bibliografía reporta que el plomo se debe extruir a una temperatura entre 100°C y 260°C. El tercer parámetro principal es la relación de extrusión R (Ec. 2.1), la cual se define como la relación entre el área de la cámara A_0 y el área deseada del producto extruido A_f . (Bauser, 2006).

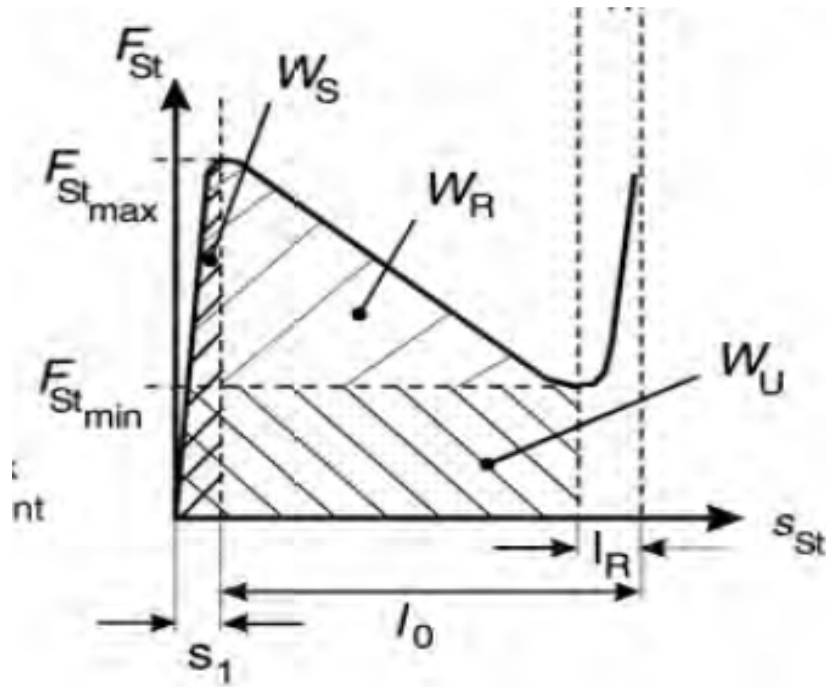


Figura 2.6. Variación de la fuerza del vástago F_{st} de acuerdo al desplazamiento del mismo S_{st} en un proceso de extrusión directa en caliente. (Bauser, 2006).

$$R = \frac{A_0}{A_f} \quad \text{Ec. 2.1}$$

La velocidad o tasa de deformación será el cuarto parámetro que interviene en la extrusión, si se desea determinar la velocidad de salida de la cinta extruida, se debe igualar la velocidad del punzón por el área de la cámara, con la velocidad de salida por el área de la abertura A_f . (Bauser, 2006).

El otro factor que interviene en la fuerza y presión de extrusión es la fricción entre el tocho y las paredes del contenedor y el dado, esta es considerada de formas diferentes en algunos modelos para el cálculo de la fuerza. (Bauser, 2006).

2.2.5.2 Modelo simplificado para el cálculo de la presión de extrusión.

Considerando que durante la extrusión se aplica una carga de compresión σ sobre el tocho para generar una deformación plástica, se puede establecer una expresión, que está en función de la relación de extrusión, para estimar la presión p_e que se necesita que alcance el material dentro de la cámara para que fluya por la abertura del dado, adicionalmente se pueden tomar en cuenta todas las condiciones del proceso y es conocido como la constante de la extrusión k por lo que se obtiene la Ec. 2.2. (Bauser, 2006).

$$p_e = k * \sigma * \ln(R) \quad \text{Ec. 2.2}$$

2.2.5.3 Modelo teórico de *Siegert* para el cálculo de la fuerza máxima del vástago.

A continuación se presenta una metodología para cálculo de la fuerza $F_{st_{max}}$, (véase Figura 2.6) que se encuentra en función de la fuerza de deformación F_m y de la fricción F_{rmax} como indica la Ec. 2.3.

$$F_{stmax} = F_{rmax} + F_m \quad \text{Ec. 2.3}$$

La fuerza de fricción máxima F_{rmax} será aquella que se presenta justo cuando comienza la deformación plástica, puesto que en ese instante el área de la superficie cilíndrica de contacto entre el tocho y la cámara estará en su máximo, esta disminuirá a medida que el vástago avanza. F_{rmax} se determina mediante la Ec. 2.4. (Bauser, 2006).

$$F_{rmax} = \pi * D_o * (L_o - L_r) * \tau_s \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde L_o será la longitud del tocho una vez que empieza la deformación plástica, L_r es la longitud de descarte debido al ángulo semicónico o a la zona muerta y τ_s es el esfuerzo de corte superficial, estos se pueden determinar para una longitud inicial del tocho L_b se determinan utilizando las expresiones Ec. 2.5 y Ec. 2.6. (Bauser, 2006).

$$L_o = L_b - L_b * \left(1 - \left(\frac{D_b}{D_o}\right)^2\right) \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$L_r = \frac{D_o}{6} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Cabe destacar que esta metodología considera un diámetro del tocho D_b diferente al diámetro de la cámara D_o . Por su parte, la fuerza de deformación F_m será constante una vez que se inicie la misma y se determinó experimentalmente que se puede estimar mediante la Ec. 2.7. (Bauser, 2006).

$$F_m = \left(\frac{f_p}{n_f} * K_f\right) * \left(\pi * \frac{D_o^2}{4}\right) * \ln(R) \quad \text{Ec. 2.7}$$

En la expresión 2.28 se puede observar que $\left(\frac{f_p}{n_f} * K_f\right) * \left(\pi * \frac{D_o^2}{4}\right)$ equivale a la constante de extrusión k del modelo simplificado. El factor n_f representa

la eficiencia del proceso en comparación con los valores obtenidos en experimentos, puede considerarse entre 0,5 y 0,6. El valor de la constante del material K_f se obtiene, en el caso del plomo o el estaño, a partir de la Figura 2.7, con el valor del esfuerzo logarítmico principal el cual corta con una recta vertical la curva correspondiente al material de trabajo, el esfuerzo logarítmico principal φ_g , se determina a partir de la Ec. 2.8. (Bauser, 2006).

$$\varphi_g = 2 * \ln\left(\frac{3}{\frac{De}{Do} + 2}\right) \quad \text{Ec. 2.8}$$

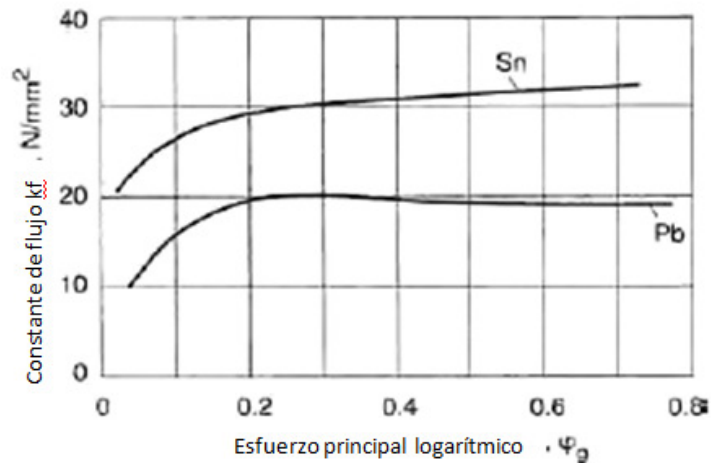


Figura 2.7. Curva de la constante del material K_f (ordenadas) en N/mm^2 , en función de esfuerzo logarítmico principal (abscisas) para plomo y estaño. (Bauser, 2006).

Por último, el factor de perfil viene dado por la ecuación Ec. 2.9.

$$fp = 0,98 + 0,02 * \left(\frac{Cx}{Cc}\right)^{2,25} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Donde C_x es el perímetro de la sección extruida mientras que C_c es el perímetro del círculo del diámetro equivalente de la sección extruida. (Bauser, 2006).

2.2.6 Transferencia de calor en la extrusión.

El calor se define como la transferencia de energía desde una región de mayor temperatura a otra de menor temperatura, la velocidad de esta transferencia es el objeto de estudio de la transferencia de calor. La transferencia de calor puede darse de tres maneras, por conducción, que consiste en la transferencia de energía desde partículas energizadas hacia partículas adyacentes menos cargadas, por convección, que ocurre entre una superficie sólida y un gas o líquido en movimiento, y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento; la tercera forma es la radiación que consiste en la emisión de ondas electromagnéticas producto de las interacciones moleculares dentro de un cuerpo. (Cengel, 2003).

Para la conducción de calor en estado transitorio, la bibliografía reporta la existencia de varias gráficas que establecen una relación entre las variables de temperatura, conductividad térmica, convección, flujo de calor y tiempo por medio de 3 parámetros adimensionales que son el número de Biot, el número de Fourier y el coeficiente de temperatura; a continuación se presenta la definición de los elementos mencionados. (Cengel, 2003).

El número de Biot, Bi , se define como un factor adimensional que establece una relación entre la conducción dentro del sólido de estudio y la convección entre las paredes del mismo y el medio en que se encuentra. La Ec. 2.10 aplica para un cilindro sólido de radio r y de conductividad K , rodeado de un fluido de coeficiente de convección $\overline{h\infty}$. (Cengel, 2003).

$$Bi = \frac{\overline{h\infty} * r}{K} \qquad \text{Ec. 2.10}$$

El número de Fourier, Fo , es un parámetro que involucra al tiempo en relación al material del sólido. Similar al número de Biot, la Ec. 2.11 aplica para cilindros, t es el tiempo requerido para alcanzar una temperatura T_f , mientras que α viene dado por la Ec. 2.12, donde ρ y C_p son la densidad y el calor específico respectivamente del material del cilindro. (Cengel, 2003).

$$Fo = \frac{\alpha * t}{r^2} \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$\alpha = \frac{K}{\rho * C_p} \quad \text{Ec. 2.12}$$

El coeficiente de temperatura, θ , relaciona la temperatura inicial del tocho con su temperatura final y la temperatura del medio, dado por la Ec. 2.13, donde T_f es la temperatura del sólido luego de un tiempo t , T_∞ es la temperatura del medio en el que se encuentra el sólido y T_o es la temperatura inicial del tocho. (Cengel, 2003).

$$\theta = \frac{T_f - T_\infty}{T_o - T_\infty} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Por su parte, la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de un material desde T_o hasta T_f viene dada por sus propiedades de acuerdo a la Ec. 2.14. La potencia calorífica W_{cal} suministrada dependerá del calor suministrado y el tiempo en que se suministra, bajo la relación dada por la Ec. 2.15, donde V es el volumen a calentar. (Cengel, 2003).

$$Q = \rho * V * C_p * (T_o - T_f) \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$W_{cal} = \frac{Q}{t} \quad \text{Ec. 2.15}$$

2.2.7 Herramientas para la extrusión

2.2.7.1 Requerimientos

Las herramientas de extrusión directa deben cumplir con los siguientes aspectos (Bauser, 2006):

- Ser fabricadas con material resistente a altas temperaturas de trabajo.
- Permitir velocidades de salida óptimas.
- Asegurar la salida uniforme de material a través de la sección
- Ser resistentes a adhesión y abrasión debida a la temperatura.
- Tener buena conductividad térmica.
- Resistencia a reaccionar químicamente con el material a extruir.
- Tener bajos costos de mantenimiento.

2.2.7.2 Cámara de extrusión.

La cámara de extrusión se diseña utilizando el procedimiento para cilindros sometidos a presión de la sección 2.2.8.3. En la actualidad, la cámara no se diseña considerando los efectos de la fatiga, a pesar de estar sometida a ciclos de carga y descarga, en su lugar, la bibliografía recomienda aplicar el criterio de Von Mises para cámaras de acero, utilizando las ecuaciones Ec. 2.24, Ec. 2.25 y Ec. 2.26, para determinar los esfuerzos principales, considerando un factor de seguridad de entre 1,3 y 1,6 de acuerdo a la importancia de la aplicación.

2.2.7.3 Sellado de las partes que producen cambio de sección.

En la extrusión directa es necesario sellar las partes que se encuentran en contacto directo con la pieza aplicando una presión suficiente contra el

contenedor del tocho, para que el material no sea forzado entre la cámara y las herramientas. En la actualidad existen 3 formas usadas para el sellado, las cuales son plana, cilíndrica y cónica como se muestran en la Figura 2.8. La forma cónica ha probado ser la más útil, ya que no solo sella la cámara sino que también alinea el eje central del dado con el de la cámara. Según la norma DIN 24540 para materiales de alta temperatura de extrusión se recomienda usar un ángulo cónico de 10° por una longitud de 30mm. (Bauser, 2006).

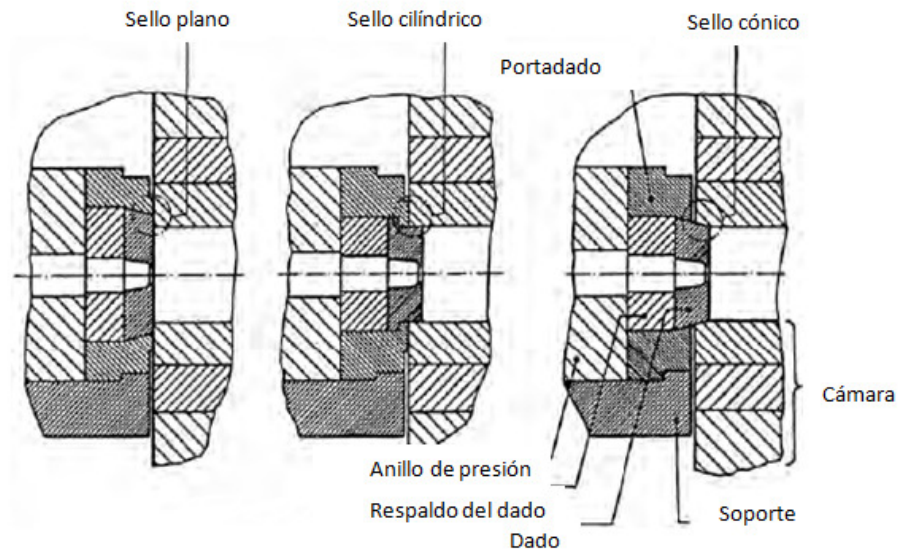


Figura 2.8. Arreglo esquemático de los tres métodos para sellar la cámara. (Bauser, 2006)

Para altas presiones la estructura cónica presenta una desventaja, ya que el esfuerzo en la zona de contacto resulta elevado. Para compensar esto, los fabricantes han aumentado el ángulo de conicidad reduciendo la fuerza radial. Obteniendo un rango entre 10° y 35° según la norma DIN 24540. Ya que para valores mayores al rango de ángulos la alineación entre las partes sufrían negativamente. (Bauser, 2006).

2.2.7.4 Datos para extrusión directa

Los dados para extrusión se clasifican en: entrada cónica y entrada plana. Los dados de entrada plana son usados para procesos de extrusión sin lubricación. Y los de entrada cónica para los procesos lubricados. A la salida se suele dejar una apertura para asegurar una fácil salida del material y reducir la fricción. La longitud de acción del dado también puede ser usada para asegurar la salida uniforme de material en formas complejas. Aun en los dados de entrada plana, se suaviza un poco la entrada, dándole cierto radio a los bordes, para facilitar la entrada de material, así disminuir los esfuerzos sobre el dado y a su vez el desgaste de este. (Bauser, 2006).

En la Figura 2.9 se puede apreciar los distintos diseños de dados para la producción de barras cilíndricas según distintos materiales del tocho. Allí se puede notar la longitud de la zona que posee la sección final y el radio de entrada usado en los bordes. (Bauser, 2006).

La necesidad de que el material fluya uniformemente a través de la sección se hace más evidente en el caso de dados con más de 1 agujero, por esta razón, las cavidades deben de ser colocadas lejos del centro del dado. Las zonas de la pieza donde exista una sección más ancha deben ser colocadas más lejos del centro que las demás zonas. Experimentalmente se ha demostrado que en el caso de ser posible las cavidades deben de ser simétricas y su centro de gravedad debe de pasar por una circunferencia concéntrica al dado, tal como muestra la Figura 2.10. (Bauser, 2006).

En relación al material del dado, la bibliografía recomienda fabricar los dados de un acero especial DIN 1.2343 (AISI tipo H11) para el caso de la extrusión directa de plomo en caliente. (Bauser, 2006).

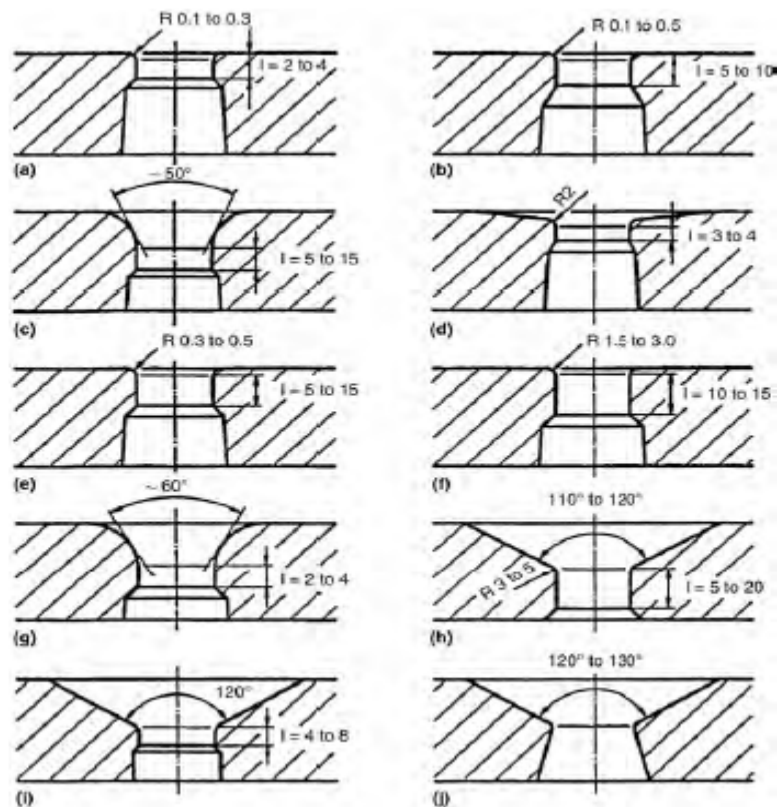


Figura 2.9. Diseño de la entrada del dado para diferente materiales extruidos. a, aluminio puro y sus aleaciones bajas; b, altas aleaciones de aluminio ; c, Aleaciones de magnesio; d, aleaciones de plomo; e, aleación cobre-zinc; f, cobre y bajas aleaciones de cobre; g, aleaciones de zinc; h, aleaciones de hierro; i, aleaciones de titanio; j, aleaciones resistentes al calor, incluyendo aleaciones del níquel. (Bauser, 2006)

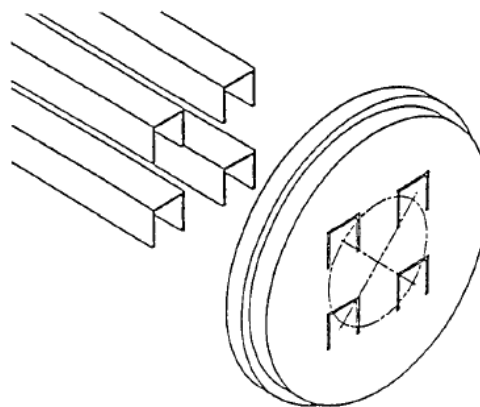


Figura 2.10. Arreglo simétrico para una extrusión de múltiples agujeros. (Bauser, 2006)

2.2.7.5 Vástago de extrusión

Los pistones de extrusión se dimensionan principalmente en base a las medidas del tocho, considerando que esta herramienta está cargada axialmente en compresión. Para el cálculo de la misma se asume que la cara que está apoyada con el dado, solo puede desplazarse en la dirección axial de la cámara, y que el lado asociado a la prensa está empotrado. El vástago siendo comprimido durante la extrusión cae entonces dentro del caso de columnas de Euler tipo 3 ($f_e = 2$). (Bauser, 2006).

Similar al material de los dados, la bibliografía recomienda fabricar el punzón extrusor de un acero especial DIN 1.2343 (AISI tipo H11) para el caso de la extrusión de plomo en caliente. (Bauser, 2006).

2.2.8 Comportamiento mecánico de los materiales.

La experimentación ha demostrado que todos los materiales sólidos pueden ser deformados cuando son sujetos a una carga externa. Adicionalmente, se ha determinado que cuando la magnitud de las cargas se encuentran dentro de límites establecidos, el material retornará a su posición inicial, a este comportamiento se le conoce como comportamiento elástico. A la carga límite después de la cual el material deja de comportarse de esta forma se le conoce como límite elástico, si este es excedido, el material habrá sufrido una deformación permanente si la carga es retirada, a esta deformación se le conoce como deformación plástica. (Tassoni, 2006).

La falla de una pieza ocurre cuando ésta ya no es capaz de realizar su función bajo unos parámetros establecidos, se puede verificar que no ocurre

falla del material mediante la Ec. 2.16 en el caso de tracción y compresión, esta considera un valor N conocido como factor de seguridad, cuya función es asegurar que la pieza se encuentre trabajando por debajo del esfuerzo de fluencia, su valor se incrementará de acuerdo a la gravedad de su posible falla.

$$\sigma \leq S_y$$

$$\sigma = \frac{S_y}{N} = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Para el estudio de una pieza cuyo material no ha sido sometido a pruebas de resistencia, bajo condiciones de cargas y esfuerzos teóricos, debe utilizarse un factor de seguridad entre 2,5 y 3. (Visovic, 1948).

Igualmente, se ha demostrado que si la carga a la que se somete la pieza es paralela al área transversal, la falla se producirá en un límite de fluencia de corte τ , cuya relación con el límite de fluencia S_y , se ha establecido experimentalmente por medio de los criterios de Tresca y Von Mises, la condición de falla por corte se evalúa mediante la Ec. 2.17. (Tassoni, 2006).

$$\tau = \frac{P}{A_{\text{corte}}} \quad \text{Ec. 2.17}$$

2.2.8.1 Flexión en vigas.

Una viga se define como un miembro relativamente esbelto que recibe una carga perpendicular a su eje longitudinal, Fitzgerald (1996). Una viga sometida a un esfuerzo de flexión presentará un esfuerzo de compresión en las fibras de la parte superior y una tracción en la parte inferior, para el caso de la Figura 2.11, existiendo la transición en el eje neutro cuya longitud

permanece constante y está representado por el centro de gravedad de la sección transversal.

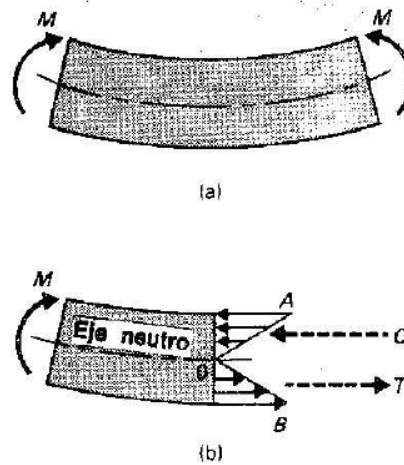


Figura 2.11. Viga sometida a un momento flector (Fitzgerald 1996).

Considerando que el área transversal es constante por toda la viga y que el módulo elástico es igual para las fibras comprimidas y a tracción, el esfuerzo de flexión al que está sometida la viga viene dado por la Ec. 2.18.

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad \text{Ec. 2.18}$$

Donde σ es el esfuerzo al que están sometidas las fibras de los extremos, siendo positivo si es tracción o negativo para compresión, M es el momento flector, c es la distancia desde el eje neutro hasta los extremos de las vigas, e I es el momento de inercia de la sección transversal de la viga. (Tassoni, 2006).

2.2.8.2 Esfuerzos combinados.

Bajo ciertos estados de carga un cuerpo puede ser objeto de una combinación de tensiones. Por ejemplo un eje que es halado y girado, es

afectado por una combinación de esfuerzos, tracción axial y corte debido al torque. Para el análisis es conveniente reducir dichos sistemas a un sistema de coordenadas principales de esfuerzo. Estos esfuerzos actúan en ejes distintos a los de las direcciones de la fuerza y representan los valores máximo y mínimo del esfuerzo normal para el punto estudiado.

El criterio de la energía de distorsión, o criterio de Von-Mises, sirve para evaluar la resistencia de un elemento sometido a esfuerzos combinados, atribuido a Von Mises, dice que un material comienza a fluir cuando la energía de distorsión en un punto es igual al límite de fluencia uniaxial de compresión. Este puede ser expresado haciendo uso de los esfuerzos principales a través de la Ec. 2.19 de la cual se obtiene un esfuerzo equivalente σ_e el cual se compara con el límite de fluencia del material con su correspondiente factor de seguridad.

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad \text{Ec. 2.19}$$

También se puede simplificar dicha expresión para un estado de tensiones biaxial, es decir, uno de los esfuerzos principales igual a 0, en donde se expresa mediante las tensiones directas aplicadas a la pieza mecánica como indica la Ec. 2.20, donde σ_x , σ_y y τ_{xy} son los esfuerzos presentes en la dirección del eje x, del eje y y de corte respectivamente.

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_e = \sqrt{[\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2]} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Gracias a estudios realizados comparando los resultados obtenidos con estas expresiones en distintos materiales y los valores reales, se ha determinado que esta teoría es más adecuada para materiales de ductilidad

media, para estos materiales, se ha encontrado una relación entre los esfuerzos a tracción y a corte como indica la Ec. 2.21.

$$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Para materiales dúctiles se utiliza el criterio de Tresca, el cual se resume en la Ec. 2.22. (Tassoni, 2006).

$$\tau = \frac{\sigma}{2} \quad \text{Ec. 2.22}$$

2.2.8.3. Resistencia cilindros gruesos sometidos a presión.

Tomando en consideración un cilindro hueco, de radio interno r_i y radio externo r_e , que contiene en su interior a un fluido presurizado, las paredes del mismo estarán sometidas a esfuerzos radiales hacia afuera como se observa en la Figura 2.12. (Boresi, 2002).

El cálculo de la resistencia a los esfuerzos de las paredes de un cilindro sometido a presión se realiza de dos formas diferentes de acuerdo a la relación del diámetro externo D_e del cilindro entre el espesor e de la pared del mismo. Los cilindros delgados cumplen con la Ec. 2.23, mientras que los que no cumplen con Ec. 2.23 se les consideran gruesos y se presenta una variación entre la tensión entre la superficie interior y la exterior del cilindro. (Boresi, 2002).

$$\frac{D_e}{e} < 20 \quad \text{Ec. 2.23}$$

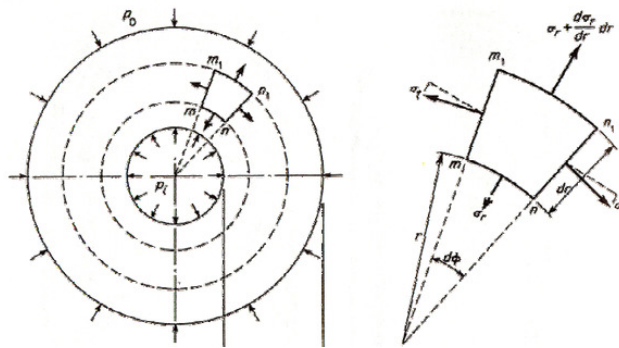


Figura 2.12. Esfuerzos presentes en un cilindro grueso sometido a presión interna P_i y Externa P_o . (Boresi, 2002).

Haciendo un balance de fuerzas radiales y tangenciales, las cuales se aprecian en la Figura 2.12, y resolviendo las correspondientes ecuaciones diferenciales, se obtienen los valores del esfuerzo radial σ_r y tangencial σ_t . En los casos donde el cilindro sea de longitud infinita o se está analizando una sección suficiente mente lejana de la tapa del cilindro, el esfuerzo axial σ_x tenderá a ser nulo, ($\sigma_x = 0$), de lo contrario debe considerarse el valor del esfuerzo axial que incluye a una fuerza axial F_x que ejerce la tapa axialmente. (Boresi, 2002).

Para cilindros presurizados solo internamente, se establece que los valores máximos de los esfuerzos principales, se obtienen en la superficie interna del cilindro, $r = r_i$, en la zona cercana a las tapas del cilindro en caso de que las tenga, por lo que los esfuerzos principales máximos para cilindros presurizados internamente se establecen mediante las expresiones Ec. 2.24, Ec. 2.25 y Ec. 2.26. (Boresi, 2002).

$$\sigma_r = -P_i \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$\sigma_t = P_i * \frac{U^2 + 1}{U^2 - 1} \quad \text{Ec. 2.25}$$

$$\sigma_x = \frac{r_i^2 * P_i}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{F_x}{(r_e^2 - r_i^2) * \pi} \quad \text{Ec. 2.26}$$

Donde P_i es la presión interna y U es la relación del radio externo entre el radio interno, dado por la Ec. 2.27. (Boresi, 2002).

$$U = \frac{r_e}{r_i} \quad \text{Ec. 2.27}$$

2.2.8.4. Compresión en columnas.

Una columna es un elemento que soporta una carga de compresión axial, (Fitzgerald, 1996). Los estudios realizados demostraron que a medida que, aplicando la misma fuerza de compresión, se incrementaba la longitud de la viga, se presenta una repentina deflexión lateral conocida como pandeo que produce la falla de la pieza. (Tassoni, 2007).

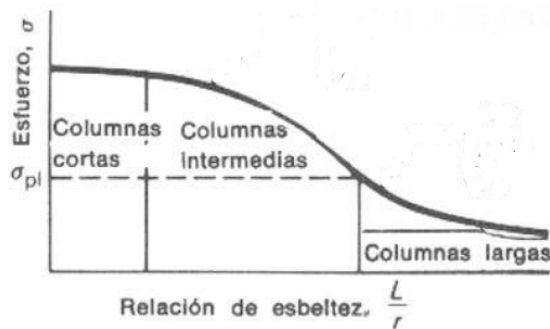


Figura 2.13. Tipo de columnas. (Fitzgerald, 1996).

Las columnas pueden ser de tres tipos como se observa en la Figura 2.13, las columnas cortas fallan por el esfuerzo de compresión, las intermedias fallan por una combinación de esfuerzos compresión y pandeo, mientras que las largas fallarán por pandeo. El calificativo de larga, corta o intermedia, se le asigna a una columna de acuerdo a su esbeltez, la cual es

una relación entre el radio de giro R_g (Ec. 2.28), dado por la inercia I y el área A de la sección transversal; y la longitud L de la columna. (Tassoni, 2007).

$$R_g = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. 2.28}$$

$$\text{Esbeltez} = \frac{L_{col}}{R_g} \quad \text{Ec. 2.29}$$

Si la esbeltez, que es la longitud de la columna entre su radio de giro (Ec. 2.29), es menor a 20 se considerará una columna corta, entre 20 y la esbeltez crítica (Ec. 2.30), se considera intermedia, por encima de este valor se considera larga. (Tassoni, 2007).

$$\text{Esb. Crítica} = \pi \sqrt{\frac{2 * \pi * E}{S_y}} \quad \text{Ec. 2.30}$$

La carga crítica F_c a la que pueden someterse las columnas largas sin que fallen puede determinarse mediante la ecuación de Euler (Ec. 2.31), donde f_e es el factor de fijación de los extremos y depende de si los extremos están empotrados, fijos, libres o libres de girar y se encuentran indicados en el anexo F. Por su parte, para columnas intermedias, se debe usar el valor que arroje la ecuación de la curva de Johnson (Ec. 2.32). (Tassoni, 2007).

$$F_c = f_e * \frac{\pi^2 * E * I}{L_{col}^2} \quad \text{Ec. 2.31}$$

$$\frac{F_c}{A} = S_y - \left(\frac{S_y}{2\pi}\right)^2 * \left(\frac{1}{f_e * E}\right) * \left(\frac{L_{col}}{R_g}\right)^2 \quad \text{Ec. 2.32}$$

2.2.8.5 Método de elementos finitos.

El método de elementos finitos es un método de aproximación de elementos continuos, de tal forma que:

- El todo se divide en un número finito de partes o elementos, cuyo comportamiento se estudia mediante el uso de un número finito de puntos denominados nodos. Dichos nodos son los puntos de unión de cada elemento con su adyacente.
- La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos y el resultado del todo se obtiene mediante el ensamble de los elementos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de dichas funciones en los nodos.
- El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas funciones de forma.

En esencia se trata de una técnica que sustituye el problema diferencial por otro algebraico, aproximadamente equivalente, para el cual se conocen técnicas generales de resolución. Para ello hace uso de la discretización o subdivisión de una región sobre la cual están definidas las ecuaciones en formas geométricas simples denominadas elementos finitos. Las propiedades materiales y relaciones gobernantes en estos elementos se expresan en función de los valores desconocidos en las esquinas de los elementos o nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos. (Kutz, 2006).

2.2.8.6. Fatiga

La mayoría de las fallas en las máquinas se deben a cargas que varían con el tiempo y no a cargas estáticas. Dichas fallas suelen ocurrir en piezas

que son sometidas a un número elevado de ciclos, a niveles de esfuerzo muy por debajo del límite elástico de los materiales. Hay tres etapas de falla por fatiga, la iniciación de la grieta, la propagación de la misma y la fractura causada por el crecimiento súbito de la grieta. (Tassoni, 2007).

Para tomar en cuenta este efecto al diseñar una pieza es necesario calcular un límite del esfuerzo a la fatiga, esto se puede hacer mediante varios métodos, siendo el método de Soderberg (Ec. 2.33 para esfuerzo de tensión y Ec. 2.34 para esfuerzos de corte) el más conservador y el que se adapta mejor a los aceros dúctiles, de bajo contenido de carbono. (Tassoni, 2007).

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_f = \sigma_m + \sigma_a \frac{S_y}{S_f} \quad \text{Ec. 2.33}$$

$$\frac{S_{ycorte}}{N} = \tau_f = \tau_m + \tau_a \frac{S_{ycorte}}{S_f} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Donde σ_m es la tensión media Ec. 2.35, σ_a es la amplitud de tensión Ec. 2.36 (τ_m y τ_a para esfuerzos de corte, Ec. 2.37 y Ec. 2.38), S_f es la resistencia a la fatiga que se obtiene corrigiendo el valor de S'_f suministrado por el diagrama de Wohler (Figura 2.14) para determinado número de ciclos, mediante la Ec. 2.39 con los coeficientes de Marín (Anexo L). (Tassoni, 2007)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 2.35}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 2.36}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 2.37}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 2.38}$$

$$S_f = C_{\text{Carga}} * C_{\text{Superficie}} * C_{\text{Tamaño}} * C_{\text{Temperatura}} * C_{\text{Confiabilidad}} * S'_f \quad \text{Ec. 2.39}$$

Donde S'_f para vida infinita, mayor a 10^6 ciclos, es la mitad de la resistencia última del material, S_u .

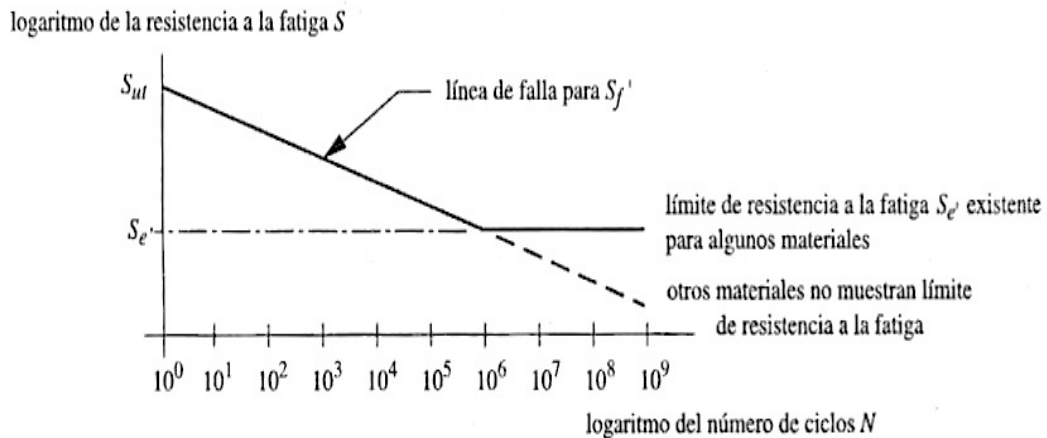


Figura 2.14. Diagrama de Wohler. (Norton, 1995).

2.2.9 Uniones

2.2.9.1 Roscas

La nomenclatura de las roscas métricas ISO, se indica con una "M" seguido del diámetro mayor y el paso en mm, que es la longitud axial entre cresta y cresta.

M8 x 1.25

Las dimensiones de las roscas métricas se encuentran indicadas de en el anexo A, las características resistentes de estos tornillos están clasificadas de acuerdo a su grado en el anexo B. Las dimensiones de las tuercas están indicadas en el anexo C.

En referencia a la resistencia de la rosca existen diferentes aspectos que considerar para verificar que cumpla con las condiciones de trabajo, en primer lugar se encuentra el esfuerzo axial, este se determina partiendo de la Ec. 2.16 mediante la expresión Ec. 2.40.

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad \text{Ec. 2.40}$$

Donde F es la fuerza de tracción o compresión, y A_t es el área resistente, que para tornillos es el área transversal de diámetro menor d_r , multiplicado por el número de tornillos de la unión, este diámetro puede determinarse mediante lo indicado en el Anexo A y el Anexo B o utilizando las expresiones Ec. 2.41 y Ec. 2.42, para rosca UNS e ISO respectivamente.

$$d_r = d_n - 1,299038/N_h \quad \text{Ec. 2.41}$$

$$d_r = d_n - 1,226869 * p_a \quad \text{Ec. 2.42}$$

Donde N_h es el número de hilos por pulgada de diámetro, p_a es el paso de la rosca en mm y d_n es el diámetro nominal. El esfuerzo de corte se determina con la Ec. 2.43.

$$\tau = \frac{F}{A_t} \quad \text{Ec. 2.43}$$

Adicionalmente a los esfuerzos en el cilindro como tal del tornillo, se presentan esfuerzos de barrido en la rosca (τ_{barrido}), la expresión Ec. 2.44 sirve para determinarlo.

$$\tau_{\text{barrido}} = \frac{F}{A_{\text{barrido}}} \quad \text{Ec. 2.44}$$

$$A_{\text{barrido}} = \pi * d_n * w_x * L_r \quad \text{Ec. 2.45}$$

Donde L_r es la longitud de la rosca, que equivale al paso por el número de hilos, a la vez que w_x es el factor de área, que es igual a 0,8 para el tornillo y 0,88 para la tuerca. (Shigley, 1995).

El factor de seguridad recomendado para uniones roscadas, es de entre 1,5 y 2, en caso de que la aplicación sea de muy elevada importancia, es decir, se arriesgue la integridad física de un operario o una falla represente un costo monetario considerable, este debe ser superior a 3. (Tassoni, 2007).

2.2.9.2 Juntas roscadas de recipientes a presión.

Las juntas roscadas para recipientes a presión se calculan partiendo de la metodología de las uniones roscadas, con la diferencia de que la junta se debe pretensar para garantizar el sellado del contenido del recipiente, lo que introduce el concepto del par torsor (T) que se debe aplicar para pretensar la junta, el apriete inicial (F_i), que representa la fuerza axial producida por el pretensado, y la variación de cargas (ΔF) que se produce por la acción de la fuerza axial de la tapa del recipiente (F), y está asociada con la deformación y la constante elásticas de los materiales de la junta y el tornillo. (Tassoni, 2007).

$$\sigma = \frac{F_i + \Delta F_{tor}}{A_t} = \frac{S_y}{N} \quad \text{Ec. 2.46}$$

$$\Delta F_{tor} = \frac{K_{tor} * F}{K_{tor} + K_{ju\text{ta}}} \quad \text{Ec. 2.47}$$

$$K_{tor} = \frac{\pi * d_r^2 * E_{tor}}{4 * L_{tor}} \quad \text{Ec. 2.48}$$

$$\frac{1}{K_{ju\text{ta}}} = \frac{L_{tap}}{(1,65 * d\text{ta})^2 * E_{tap}} + \frac{L_{rec}}{(1,65 * d\text{rec})^2 * E_{rec}} \quad \text{Ec. 2.49}$$

$$F_i = 1,2 * \Delta F_{tor} * \frac{K_{juunta}}{K_{tor}} \quad \text{Ec. 2.50}$$

Considerando lo mencionado, la Ec. 2.40 queda transformada en la Ec. 2.46, donde ΔF_{tor} se calcula por la Ec. 2.47, la constante elástica del tornillo (K_{tor}) se determina por la Ec. 2.48, mientras que la de la junta se determina por la Ec. 2.49 donde L_{tap} , L_{rec} y L_{tor} son la longitud, y E_{tap} , E_{rec} y E_{tor} son los módulos de elasticidad de los materiales de la tapa, del agujero del recipiente donde va el tornillo y del tornillo respectivamente; F_i se determina por la Ec. 2.50. (Tassoni, 2007).

Por su parte la magnitud del par torsor que debe aplicarse a los tornillos de rosca métrica durante el roscado viene dado por la Ec. 2.51 de donde λ viene dado por la Ec. 2.52, mientras que μ es el coeficiente de roce.(Tassoni, 2007).

$$T = F_i * \left(\frac{d + dr}{4} \right) * \frac{\lambda + \mu * 2}{1 - \lambda * \mu * 2} \quad \text{Ec. 2.51}$$

$$\lambda = 8 * \frac{pa}{\pi * (d + dr)} \quad \text{Ec. 2.52}$$

2.2.9.3 Soldaduras

La soldadura es un medio de unión de carácter permanente entre dos piezas metálicas que se logra mediante la aplicación de calor en la superficie a unir mediante un arco eléctrico o combustión de gases. Las soldaduras pueden clasificarse como a presión o por fusión, en la primera no hay material de aporte, sino que se calientan las superficies metálicas a unir hasta que alcancen un estado pastoso, en ese momento se aplica presión para unir las y al enfriarse los dos materiales quedan unidos, el segundo tipo, se agrega un material de aporte fundido entre las dos piezas a unir, al

solidificarse, el material de aporte queda pegado a cada pieza quedando por ende estas unidas.

El tipo de soldadura dependerá de la aplicación y del espacio disponible. Para las soldaduras a tope (véase Figura 2.15 y Figura 2.16), el área de de garganta se considera igual a la altura h del cordón o ranura, multiplicado por la longitud del mismo l , Ec. 2.53; si la carga es paralela al cordón, se evidenciarán esfuerzos de corte, Ec. 2.1.

$$\sigma = \frac{F}{h * l} \quad \text{Ec. 2.53}$$

$$\tau = \frac{F}{h * l} \quad \text{Ec. 2.54}$$

Para el caso de las soldaduras en ángulo (véase Figura 2.17), el área crítica o garganta de la misma, se considera igual a la que forma la altura del triangulo de la soldadura, multiplicada por la longitud del cordón, para efectos de los cálculos, el área de garganta es el ancho del cordón, o cateto h , multiplicado por el coseno de 45° .

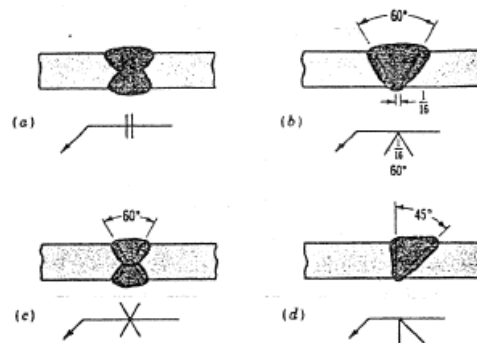


Figura 2.15. Tipos de soldaduras a tope. (A) con extremos planos de ambos lados, (b) con ranura en V, (c) ranura en V doble o en X, (d) ranura media V o bisel de 45° . (Shigley, 1995).

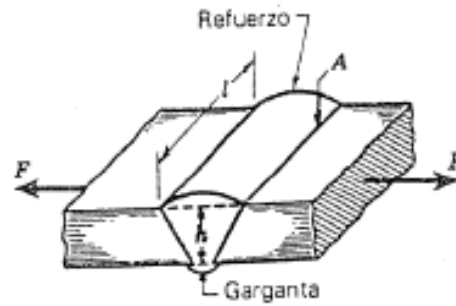


Figura 2.16. Garganta de la soldadura a tope sometida a una fuerza de tracción F . (Shigley, 1995).

$$\sigma = \frac{F}{h * l * \cos(45^\circ)} \quad \text{Ec. 2.55}$$

$$\tau = \frac{F}{h * l * \cos(45^\circ)} \quad \text{Ec. 2.56}$$

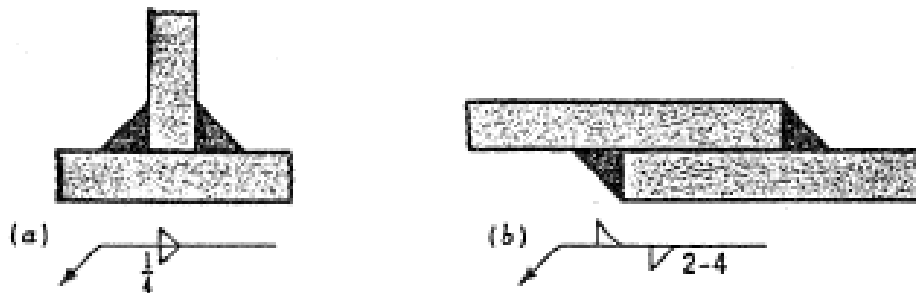


Figura 2.17. Soldaduras de ángulo. (A) junta en T, (b) junta a traslape. (Shigley, 1995).

Igualmente, las juntas soldadas pueden estar sometidas a esfuerzos combinados normales y de corte, como muestra el ejemplo de la Figura 2.18, en estos casos se acostumbra considerar solamente el esfuerzo de corte descartando al normal. El esfuerzo de fluencia que se utiliza para evaluar la resistencia de la pieza viene dado por el esfuerzo permisible S_{yp} , el cual no es más que la resistencia del material utilizado para unir las piezas multiplicado por un 0,6, tal como indica la Ec. 2.57, que aplica para tracción y compresión, y la Ec. 2.58, que aplica para corte. (Shigley, 1995).

$$S_{yp} = 0,6 * S_y \quad \text{Ec. 2.57}$$

$$S_{yp \text{ corte}} = 0,4 * S_y \quad \text{Ec. 2.58}$$

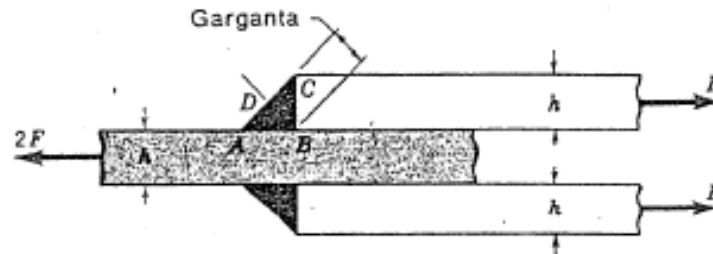


Figura 2.18. Garganta de la soldadura de ángulo. (Shigley, 1995).

El valor de S_y para el material de aporte viene dado por la norma COVENIN 2728-98, la cual establece un criterio para la nomenclatura de los mismos, como se establece en el Anexo D, los datos de resistencia requeridos para los electrodos y varillas pueden encontrarse en la mencionada norma. El factor de seguridad para soldadura se puede considerar entre 1,75 y 3. (Tassoni, 2006).

2.2.10 Hidráulica.

Los fluidos son agregaciones de moléculas, muy separadas en los gases y próximas en los líquidos, siendo la distancia entre las moléculas mucho mayor que el diámetro molecular, no estando fijas en una red, sino que se mueven libremente. La hidráulica es una rama de la ingeniería que se encarga del estudio de las propiedades mecánicas de los fluidos. El fluido ejerce una presión sobre las paredes que lo contienen que viene dada por la expresión Ec. 2.59.

$$p = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 2.59}$$

El caudal q , es una medida del volumen V desplazado por unidad de tiempo t como lo establece la Ec. 2.60.

$$q = \frac{V}{t} \quad \text{Ec. 2.60}$$

Los esquemas hidráulicas son representaciones normalizadas de una instalación hidráulica, sirven como guía para analizar el funcionamiento de un sistema hidráulico, realizar su instalación y ayudar a establecer la ubicación de una falla en el mismo cuando se presente. Los diagramas esquemáticos hidráulicos están integrados por una agrupación de símbolos geométricos que corresponden a los componentes, sus controles y conexiones entre ellos.

Entre los componentes de un sistema hidráulico destacan los depósitos, las válvulas, las bombas, filtros, instrumentos de medición y tuberías. En esta sección se presenta una descripción de cada uno de estos, su simbología correspondiente se puede encontrar en anexo H.

Un depósito hidráulico o tanque de reserva tiene la función de almacenar la cantidad de fluido hidráulico que no está siendo utilizado por el sistema, adicionalmente, el tanque puede ayudar a extraer gases y materiales indeseados en el fluido, así como ayudar a disipar el calor del mismo. El tamaño del depósito o reservorio se establecerá de acuerdo al estándar industrial NFPA/T3.16.2 R1-1996, que establece que éste debe tener la capacidad de suplir el equivalente a 3 veces el flujo máximo de la

bomba a la cual supe, si por ejemplo ésta tiene un caudal máximo de 5 GPM, el reservorio deberá ser de 15 Gal.

El volumen desplazado por un pistón será igual al área del émbolo ($\pi * \frac{D_{émb}^2}{4}$), siendo $D_{émb}$ el diámetro del émbolo del pistón, multiplicado por la longitud del desplazamiento, L_{pis} , como indica la Ec. 2.61.

$$V = \pi * \frac{D_{émb}^2}{4} * L_{pis} \quad \text{Ec. 2.61}$$

2.2.11 Análisis económico de un proyecto.

El análisis económico de un proyecto consiste en el estudio de la factibilidad de la realización de un proyecto, para el caso de estudio de este trabajo, esto abarca la determinación del tiempo de pago, el cual es el tiempo en el cual se recupera la inversión (II) realizada mediante los ingresos que producirá esa inversión. En ese sentido, el tiempo de pago (TP) se obtiene cuando la resta de la inversión inicial con los flujos monetario (F_p) establecidos para un periodo (p) mensual, anual o semanal; sea igual a cero como lo establece la Ec. 2.62. Esto implica que la inversión se ha recuperado y que a partir de ese momento producirá ganancias, el tiempo de pago debe compararse con el tiempo de pago aceptable o crítico (TPC) para establecer la factibilidad del proyecto. (Giugni, 2009).

$$-II + \sum_{p=1}^{TP} F_p = 0 \quad \text{Ec. 2.62}$$

La inversión inicial (Ec. 2.63), está compuesta por dos elementos, el capital fijo (CF) y el capital de trabajo (CT). El capital fijo son aquellas

inversiones destinadas a la adquisición de activos fijos tangibles e incluye la compra de maquinaria y equipos, los fletes para movilizar los mismos, costos de instalación, impuestos asociados a la compra de equipos, la realización del estudio del proyecto, entrenamiento de operarios, costos de arranque del equipo e imprevistos. Por su parte, el capital de trabajo son las inversiones necesarias para cubrir los activos circulantes, es decir, los fondos indispensables para la operación del proyecto hasta que se produzcan los primeros ingresos, esto incluye los costos de materia prima, los inventarios de productos terminados, en proceso y de repuestos. (Giugni, 2009).

$$II = CF + CT \qquad \text{Ec. 2.63}$$

El flujo monetario (Ec. 2.64) es una suma algebraica de los flujos monetarios al final de un periodo p que puede ser un año o un mes, ésta depende de tres elementos, que son los ingresos brutos en el periodo p (IB_p), Ec. 2.65, que no es más que el precio de venta del producto P_{vp} , por la cantidad de producto vendido Q_p ; los costos operacionales Cop_p que incluyen los costos de materia prima, energía operadores y repuestos en el periodo p . (Giugni, 2009).

$$F_p = IB_p - Cop_p \qquad \text{Ec. 2.64}$$

$$IB_p = P_{vp} * Q_p \qquad \text{Ec. 2.65}$$

Capítulo 3 Metodología

En función de las características derivadas del problema investigado y de los objetivos delimitados al inicio, en el Marco Metodológico del presente estudio, se introducirán los diversos procedimientos técnico-operacionales más apropiados para recopilar, presentar y analizar los datos, con la finalidad de cumplir con el propósito general de la investigación planteada. Así mismo, se desarrollarán aspectos relativos al tipo de estudio y a su diseño de investigación, incorporados en relación a los objetivos establecidos. En tal sentido, el presente estudio se enmarca dentro de la Línea de Investigación de la Facultad de Ingeniería, específicamente en la Línea: Diseño para el Mantenimiento.

Se plantea un problema práctico de carácter económico relacionado con la adecuación a la capacidad instalada de la planta. La solución consiste en el diseño de una máquina extrusora que genere un incremento de la capacidad hasta alcanzar el nivel de procesamiento de la cortadora.

3.1 Tipo de Investigación

De acuerdo a lo indicado Hurtado (2006), el tipo de investigación es proyectiva, definido como "...proponer soluciones a una situación determinada a partir de un proceso previo de indagación" (p.117); esto implica cumplir con fases de investigación previa, donde se indaga la situación, se describe, analiza el evento y se explica todos los parámetros involucrados hasta alcanzar una propuesta que solucione el problema por medio del diseño de un equipo, la Figura 3.1 esquematiza la estructura de

este tipo de investigación. El nivel de la investigación es comprensivo ya que alude a la explicación de las situaciones que conducen al evento, proponiendo un diseño de equipo para solución al problema, la Figura 3.2 representa la adaptación del esquema de la Figura 3.1 para el caso de estudio.

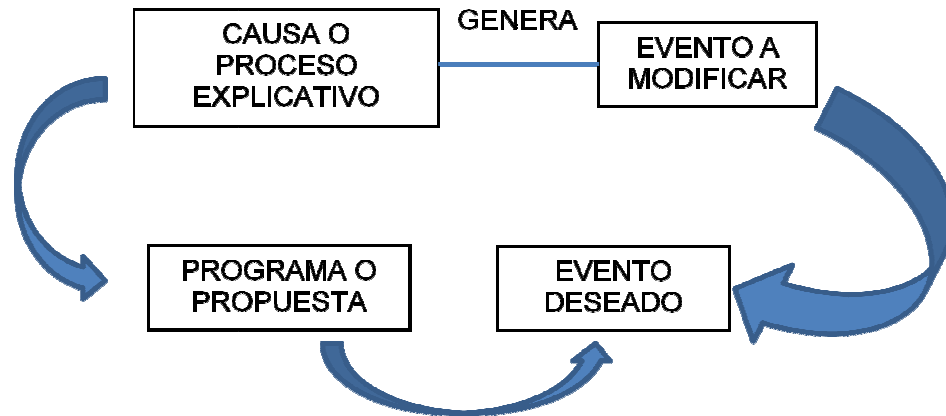


Figura 3.1. Esquema teórico de la investigación proyectiva. (Hurtado, 2006)

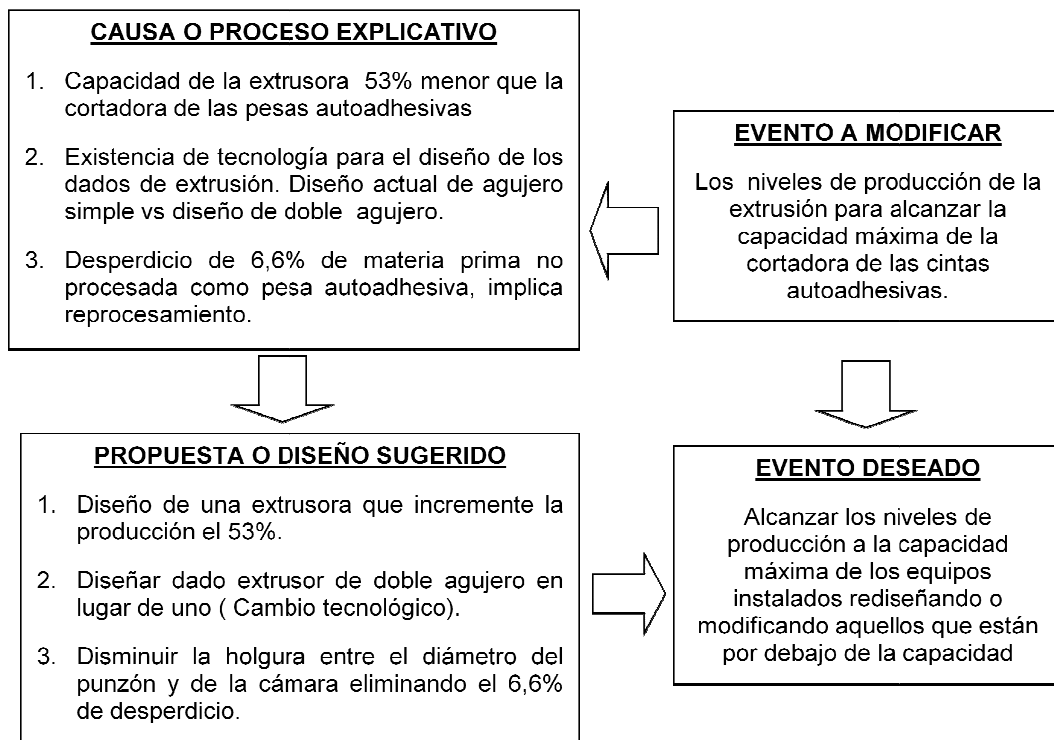


Figura 3.2. Adaptación del esquema de investigación proyectiva para el caso de estudio.

3.2 Diseño de Investigación

El diseño de investigación hace explícitos los aspectos operativos de la investigación, de acuerdo a Hurtado (2006) “Se refiere a dónde y cuándo se recopila la información, así como la amplitud de la información a recopilar...” (p.143), las fuentes para el diseño se denomina como mixta, que contiene elementos de la fuente de campo, definida como “...la información se recoge en su ambiente natural” (p.143), así como del tipo documental definido como “...las fuentes no son vivas, sino de documentos...”. La información se busca en un solo momento presente por lo que en cuanto al cuándo buscar la información, el diseño es transaccional contemporáneo.

3.2.1 Procedimiento.

En esta sección se presenta una descripción general de la metodología utilizada para el cumplimiento de cada objetivo específico, la cual se encuentra resumida en la Tabla 3.1.

3.2.1.1 Determinación de Parámetros De Extrusión

En esta actividad se procedió a determinar la fuerza máxima de extrusión considerando el mayor valor entre la fuerza experimental recopilada durante el funcionamiento de la máquina extrusora instalada para la producción de diferentes presentaciones y la fuerza calculada con la metodología del aparte 2.2.5.3, el mayor valor servirá de base para los cálculos resistentes de los componentes del diseño. Adicionalmente se utilizaron las consideraciones establecidas en las secciones 2.2.5.1 y 2.2.6

para determinar la temperatura de extrusión y el tiempo de calentamiento del tocho.

Tabla 3.1 Metodología para la solución al problema.

Ítems o objetivos	Metodología o tecnología a utilizar
Determinación de los parámetros de extrusión	Metodología de Siegert, data levantada en campo.
Diseño de la cámara extrusora	Metodología para cilindros sometidos a esfuerzos aplicando teoría de von mises.
Diseño del sistema de soporte	Metodología para el cálculo de elementos de máquina, resistencia de materiales, juntas soldadas y roscadas.
Diseño del sistema hidráulico	Selección de equipos ofrecidos por fabricante, diseño operacional electrohidráulico
Diseño de los dados	Método de análisis por elementos finitos usando la herramienta <i>ANSYS Workbench</i>
Diseño del punzón	Metodología para el cálculo de columnas a compresión
Diseño del sistema de calentamiento	Estudio de transferencia de calor por medio de una resistencia eléctrica
Estudio de factibilidad económica	Metodología de estudio económico financiero para inversión de capital

3.2.1.2 Diseño de la Cámara Extrusora

En esta actividad se estableció las dimensiones básicas de la cámara de extrusión así como las características de la resistencia eléctrica, inicialmente se estableció el diámetro interno y la longitud de acuerdo a las dimensiones de los tochos, para luego establecerse la magnitud del diámetro

externo mediante la metodología de recipientes a presión expuesta en el aparte 2.2.8.3 tomando las consideraciones del aparte 2.2.7.2.

3.2.1.3 Diseño Del Sistema De Soporte

Se realizó un análisis de distribución de cargas a partir del cual se determinó la ubicación y geometría de los soportes de la cámara extrusora, estos tienen la función de fijar a la misma sobre la mesa donde se instalará la máquina, así como las modificaciones necesarias en la cámara extrusora para adaptar la geometría de la misma con relación a los soportes.

3.2.1.4 Diseño Del Sistema Motor.

El diseño del sistema motor abarcó la determinación de las características de todo el esquema de control encargado de imprimir la potencia necesaria al plomo para su extrusión. El diseño comenzó con la determinación del pistón hidráulico, esto se realizó utilizando el catálogo para pistones de Eaton-Vickers disponible en el Anexo J, entrando con la fuerza necesaria y la longitud de carrera, se obtuvo un pistón de un calibre y un diámetro de vástago adecuados para la aplicación; a partir de estas dimensiones, se obtienen todas las demás características del pistón, incluyendo el tipo de conexión con el punzón, que sirve para realizar el diseño del punzón.

El sistema de bombeo consiste en una unidad hidráulica que está compuesta por un arreglo de bombas, sus motores y un reservorio de fluido, y viene determinada por tres parámetros que son: el caudal, el salto de presión y el volumen del reservorio de fluido hidráulico; en ese sentido se establece unas condiciones de caudal y presión para producir la extrusión, y otras condiciones separadas para producir la colocación del tocho en la

posición para ser extruido (avance rápido), así como del retroceso del pistón, utilizando las consideraciones de la sección 2.2.10.

El movimiento del pistón depende del sistema de bombeo, el cual está controlado por un esquema electrohidráulico, se estableció en esta actividad una secuencia de pasos que debe cumplir el sistema electrohidráulico, con sus respectivos diagramas de control hidráulicos y eléctricos que cumplan con la simbología ISO indicada en el anexo H y el anexo I respectivamente.

3.2.1.5 Diseño De los Dados.

En primer lugar se realizó el diseño de la unión del dado con la cámara, utilizando la metodología de juntas roscadas pretensadas, una vez que se establezca la resistencia de la unión bajo fatiga, se evaluó la resistencia de los dados extrusores de doble agujero, para las diferentes presentaciones, por el método de los elementos finitos utilizando el simulador *ANSYS Workbench*, previa determinación de las dimensiones, considerando el perfil de los agujeros recomendados por la bibliografía, así como las características de la unión con la cámara. El análisis se realizó considerando que la pieza posee las propiedades del material seleccionado y que está sometida a la presión de extrusión en el área en contacto con el plomo, así como las reacciones originadas por la unión con la cámara.

3.2.1.6 Diseño del punzón.

El siguiente elemento a diseñar fue el punzón extrusor, esto se realizó considerando la carga de compresión con la metodología para columnas establecida en la sección 2.2.8.4 y con las consideraciones del aparte 2.2.7.5, para una carga de fatiga.

3.2.1.7 Diseño del sistema de calentamiento.

El diseño de este elemento presenta el cálculo de la potencia que debe suministrar la resistencia eléctrica para llevar al tocho a la temperatura de extrusión mediante lo establecido en la sección 2.2.6, así como la especificación de las dimensiones de la resistencia.

3.2.1.8 Estudio De Factibilidad Económica

Para determinar si la inversión que debe realizar Ploeca C.A. es factible, se calculó el tiempo de retorno de la inversión o tiempo de pago, es decir, el periodo al final del cual la empresa habrá recuperado la suma monetaria de la inversión en la construcción de la extrusora. El tiempo de pago se obtuvo mediante la comparación del costo de la inversión inicial, contra los flujos monetarios mensuales después de la puesta en marcha de la extrusora, utilizando la metodología del aparte 2.2.11.

El diagrama de la Figura 3.3 revela la estructura general del estudio de factibilidad económica, la inversión inicial se consiguió sumando el capital fijo y el de trabajo, el fijo se obtuvo realizando una lista que comprenda todos los elementos diseñados, para luego realizar un estudio de mercado para determinar el valor de cada uno de estos, pidiéndose una estimación de los costos de los equipos a comprar, y del mecanizado de las piezas a fabricar, con esta información se procedió a considerar los costos de transporte e instalación de los equipos. El capital de trabajo se obtuvo mediante información suministrada por Ploeca C. A. sobre el costo de la materia prima e inventario del producto terminado de 15 días.

Los flujos monetarios mensuales se obtuvieron considerando los ingresos adicionales, los costos de operación y el valor residual. El cálculo de los ingresos adicionales comprendió la determinación de la producción adicional, que es una resta entre la capacidad de la máquina cortadora y la máquina instalada multiplicado por el precio de venta del producto, siempre considerando un promedio entre los valores para las diferentes presentaciones. El cálculo de los costos operacionales incluyó el costo de la materia prima, los salarios de un operador adicional, así como una estimación del costo eléctrico a partir del consumo de los motores de las bombas y las resistencias eléctricas, multiplicado por el valor de la electricidad.

Los flujos mensuales y la inversión inicial se evaluaron de forma sucesiva mes tras mes hasta que la resta entre ambos se equilibró en cero, el número de meses para que esto ocurra se estableció como el tiempo de pago de la inversión. Éste se comparó con un tiempo razonable establecido por la empresa para establecer la factibilidad del proyecto.

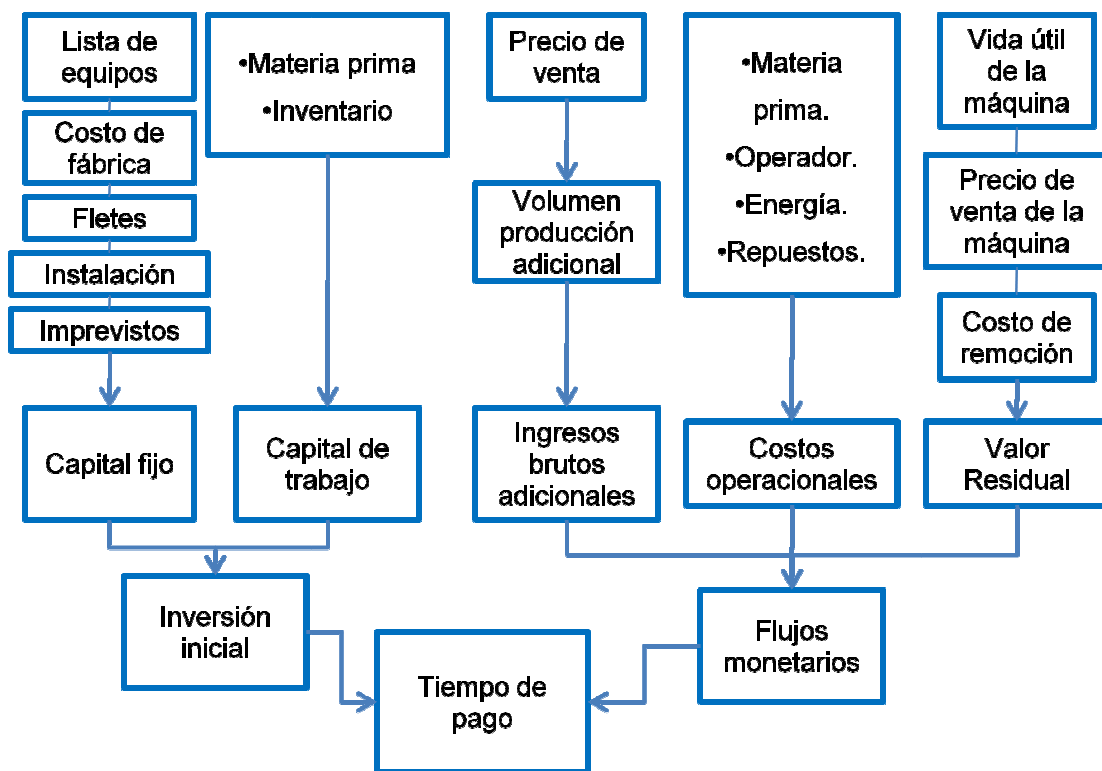


Figura 3.3. Esquema del estudio de factibilidad económica

Capítulo 4 El Desarrollo

En el presente capítulo se mostrará la ejecución de la metodología estipulada en el capítulo 3 mediante los instrumentos desarrollados en el capítulo 2, con miras a la consecución de los objetivos planteados.

4.1. Parámetros de Extrusión

4.1.1. Fuerza de Extrusión

En esta sección se determinó la magnitud de la fuerza de extrusión necesaria para extruir un tocho de plomo a través de dos aberturas rectangulares. Se utilizaron dos modelos para realizar la estimación de la fuerza, se utilizó el método descrito en el aparte 2.2.5.3 como método teórico y se comparó con una estimación de la fuerza experimental medida en la máquina extrusora anterior al proyecto.

La primera consideración necesaria para el cálculo de la fuerza por el método de Siegert, es el diámetro de la recámara, su determinación partió de las dimensiones del tocho de plomo, cuyo diámetro mayor es 49,9 mm; con el diámetro mayor se establece como condición de diseño que la recámara de extrusión debe ser de 50 mm de diámetro interno (D_o) para que exista juego entre la recámara y el tocho de forma que este último se desplace axialmente sin resistencia al introducirse en la recámara hasta la posición donde se extruirá.

La siguiente consideración a realizar fue el esfuerzo de corte del plomo, la cual se obtuvo partiendo del límite de fluencia indicado en el anexo E ($S_y = 880$ KPa), utilizando el criterio de Tresca (Ec. 2.22) por ser el plomo un material dúctil.

$$\tau_s = \frac{880}{2} = 440 \text{ KPa} = 0,44 \text{ MPa}$$

La longitud de descarte se determinó mediante la Ec. 2.6 dividiendo el diámetro del embolo entre 6, resultando que:

$$l_r = \frac{50}{6} = 8,33 \text{ mm}$$

A continuación se determinó la longitud total bajo roce, para esto es necesario realizar la tercera consideración de diseño, que es el número de tochos adentro de la recámara al momento del inicio de la extrusión, en ese sentido, se desea que un tocho completo permanezca adentro de la cámara al termino de la extrusión anterior, de modo que éste alcance la temperatura de trabajo durante la inserción del nuevo tocho de la siguiente extrusión, en resumen la longitud total consiste en un tocho perturbado y uno insertado sin perturbar, la Ec. 2.5 sirve para calcular la longitud.

$$L_o = (121 * 2) - 121 * \left(1 - \left(\frac{49,7}{50}\right)^2\right) = 240,55 \text{ mm}$$

La fuerza de roce máxima de acuerdo a la Ec. 2.4 será:

$$F_{rmax} = \pi * 50 * (L_o - 8,33) * 0,44 = 16049,8 \text{ N}$$

La cuarta consideración realizada se refiere al área de cinta de producto extruido, sus características permitirán determinar la relación de extrusión y el factor de perfil, la Tabla 1.2 contiene las dimensiones del producto final que sirven como punto de partida. En la Tabla 4.1, se presentan los valores de la relación de extrusión para los diferentes tamaños de pesa, para cada presentación se multiplicó el ancho por el espesor para obtener el área de la

abertura, el área de la cámara es aquella de la circunferencia determinada por el diámetro interno de la misma, que es 50mm. Para la extrusión de doble agujero, el área de la abertura se duplica. La relación de extrusión se obtuvo dividiendo el área de la cámara de acuerdo a la Ec. 2.1.

Tabla 4.1 Relación de extrusión.

Agujero del dado	ancho mm	espesor mm	Área abertura (Af) mm ²	Área de cámara (Ao) mm ²	Relación de extrusión (R)
1oz	19,05	4,88	92,96	1963,49	21,12
¾ in	19	2,57	48,83	1963,49	40,21
½ in	12,7	3,85	48,89	1963,49	40,15
1oz Doble	19,05	4,88	185,92	1963,49	10,56
¾ in Doble	19	2,57	97,66	1963,49	20,10
½ in Doble	12,7	3,85	97,79	1963,49	20,08

El factor de perfil se determina utilizando la Ec. 2.9 con las dimensiones de los agujeros del dado, los resultados se muestran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Factor de perfil de la extrusión.

Agujero del dado	Perímetro de abertura (Cx) mm.	Diámetro equivalente sección extruida (De) mm	Perímetro del agujero equivalente (Cc) mm	Factor de perfil (fp)
1oz	47,86	10,88	92,96	0,9845
¾ in	43,14	7,88	48,83	0,9951
½ in	33,10	7,89	48,89	0,9883
1oz Doble	95,72	15,38	185,92	0,9845
¾ in Doble	86,28	11,15	97,66	0,9951
½ in Doble	66,20	11,15	97,79	0,9883

Por último, antes de determinar la fuerza de deformación, se determina el valor de la constante de flujo K_f por medio de la Figura 2.7, entrando con el valor del esfuerzo logarítmico que se obtiene con la Ec. 2.8.

Tabla 4.3 Valor de la constante de flujo K_f para el plomo.

Agujero del dado	Esfuerzo medio logarítmico (φ) N/mm ²	Constante de flujo (K_f)
1oz	0,604	19
$\frac{3}{4}$ in	0,659	19
$\frac{1}{2}$ in	0,659	19
1oz Doble	0,525	19,5
$\frac{3}{4}$ in Doble	0,599	19
$\frac{1}{2}$ in Doble	0,599	19

La fuerza total se determina sumando la fuerza de deformación, que se obtiene mediante la Ec. 2.7, y la fuerza de roce calculada en este aparte. Detallando la Tabla 4.1 se puede observar que la mayor fuerza de extrusión es requerida para la presentación $\frac{3}{4}$ in, puesto que es la que posee la menor área de agujero, lo que hace que la relación de extrusión sea mayor y por ende sea más difícil de extruir, ésta tabla también incluye los resultados de la presión de extrusión, p_e , para la producción de cada tipo de pesas, este se determina dividiendo la fuerza del vástago entre el área de la cámara.

Para estimar la magnitud de la fuerza de extrusión experimental que el punzón aplica al plomo, el punto de partida es la lectura de presión suministrada por un manómetro situado en la línea hidráulica que une a la salida de la bomba con la conexión del pistón, mediante la observación del proceso, se determinó que el valor máximo y el valor mínimo se repite para cada extrusión cuando la temperatura de las resistencias del portadado y de

la cámara de extrusión se mantuvo en 290 °C y 390 °C respectivamente, las lecturas realizadas de la presión de extrusión se muestran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.1 Fuerza de extrusión.

Agujero del dado	Fuerza de deformación (Fm) N	Fuerza máxima de extrusión (Fstmax) N	Fuerza máxima de extrusión (Fstmax) KN	Presión de extrusión pe (MPa)
1oz	224059,1	240108,9	240,11	122,5
¾ in	274288,6	290338,4	290,34	147,8
½ in	272310,5	288360,3	288,36	147,2
1oz Doble	177700,0	193749,8	193,75	98,87
¾ in Doble	222822,6	238872,4	238,87	121,90
½ in Doble	221197,3	237247,1	237,25	121,07

Tabla 4.2 Presión del embolo del pistón hidráulico.

Cinta	p (psi)
1oz	2600
1/2in	2800
3/4 in	3100

Para el cálculo de la fuerza del vástago se utilizó el valor máximo registrado de 3100 psi y considerando el diámetro del embolo del pistón de la máquina instalada igual a 5 in o 127 mm, se obtiene la fuerza del vástago multiplicando la presión por el área, utilizando la Ec. 2.59.

$$F_{stmax} = 3100 * (0,25 * \pi * 5^2) = 60868,35 \text{ lbf} = 270,76 \text{ KN}$$

Partiendo del resultado de la fuerza máxima teórica, que es de 290,34 KN, y comparándolo con la fuerza máxima experimental, que es 270,76 KN, se establece que la fuerza de extrusión que se utilizará para los cálculos posteriores es la primera, ya que al ser la de mayor magnitud, garantiza un factor de seguridad más elevado. Cabe destacar, que no se utilizará la fuerza

del doble agujero puesto que esta es menor, y la máquina a diseñar debe ser perfectamente capaz de trabajar con un dado de un solo agujero de ser necesario.

4.1.1. Temperatura de extrusión y tiempo de calentamiento.

Tal como se mencionó en el aparte 2.2.5.1, la temperatura recomendada de extrusión debe encontrarse entre 100 y 260 °C, para efectos de diseño se seleccionará la máxima de 260 °C, esto es con el fin de facilitar el flujo del material por las aberturas, puesto que se conoce que un incremento de la temperatura representa una disminución de la fuerza de extrusión; sin embargo, debe tomarse en consideración la capacidad de la resistencia eléctrica, lo cual se realizará más adelante, así como el tiempo de calentamiento el cual tiene que cumplirse para que el material alcance esta temperatura deseada.

Uno de los aspectos que determinarán la duración de la extrusión será el tiempo que necesita el plomo para alcanzar la temperatura deseada de extrusión, en este aparte, se presenta la aplicación de las ecuaciones de la sección 2.2.6 para determinar el tiempo de calentamiento.

El punto de partida fueron las consideraciones del proceso, éstas son que la temperatura del medio (T^∞) es de 260 °C, la temperatura ambiente, y por ende, la inicial del tocho (T_0) es de 25 °C, la temperatura que se requiere que alcance el tocho (T_f) es de 259 °C; por otra parte, se considerara para el valor de conductividad del plomo y capacidad calorífica un promedio entre los valores de las mismas entre 0 y 300 °C presentados en la tabla del anexo E, resultando que estas son igual a 33,25 J/Kg.m.s.°C y 132 J/Kg.°C

respectivamente; así mismo, la densidad del plomo expresada en la mencionada tabla es de $11100,5 \text{ Kg/m}^3$.

Otra consideración relevante es que el número de Biot tiende a infinito, por lo que su inverso es igual a 0, esto se debe a que el proceso no presenta convección sino que se considera que el calor se transfiere directamente desde las paredes de la cámara con una temperatura de superficie igual a la temperatura del medio T^∞ , con la información recopilada se determina la temperatura adimensional y el coeficiente térmico mediante las expresiones Ec. 2.11 y Ec. 2.12 respectivamente.

$$\theta = \frac{259-260}{25-260} = 0,00425$$

$$\alpha = \frac{33,25}{132*11100,5} = 0,0000227 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Con este valor, se entra a la gráfica del para $1/Bi=0$, y se obtiene que el número de Fourier es de 1,05 por lo que se procede a determinar el tiempo necesario para alcanzar la temperatura despejando a esta variable de la Ec. 2.11.

$$t = \frac{(1,05 * 0,025^2)}{2,27 * 10^{-5}} = 28,92 \text{ s}$$

Este resultado permite establecer que el tocho debe permanecer un mínimo de 29 segundos dentro de la cámara para alcanzar la temperatura deseada.

4.2 Diseño de la cámara extrusora.

En esta sección se realizó el diseño de la cámara extrusora, éste se realizará considerando como punto de partida, que la misma es un cilindro hueco y se agregarán elementos y características sucesivamente.

4.2.1 Radio externo de la cámara.

Como se indicó anteriormente, el punto de partida para el diseño de la cámara será un cilindro hueco de radio interior r_i , radio externo r_e , y longitud L . El diámetro interior dependerá del diámetro del tocho tal como se discutió en la sección 4.1.1, $D_o=50\text{mm}$. En esta sección se presenta el cálculo de la magnitud del radio externo, por medio de la metodología estipulada en el aparte 2.2.7.2.

La primera consideración de diseño anterior a la determinación de los esfuerzos principales consiste en la fuerza axial que se presenta en la cámara en la zona cercana a la tapa del cilindro, que sería la fuerza que ejerce la presión de extrusión sobre la superficie de los dados y se transmite hacia la cámara por medio de una unión que se discutirá más adelante. En ese sentido se determinó la fuerza de los dados utilizando la expresión Ec. 2.1.

$$F_{\text{dato}} = \left(\frac{\pi D_o^2}{4} - A_s \right) * p_e \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde p_e es la presión de extrusión que es el valor máximo obtenido en la Tabla 4.1 que es de 147,8 MPa.

$$F_{\text{dato}} = \left(\frac{\pi(50\text{mm})^2}{4} - 48,83\text{mm}^2 \right) * 147,8 \text{ MPa} = 283117,7 \text{ N} = F_x$$

Se seleccionó como material de la cámara al acero AISI 1045, esto debido a que la cámara de la extrusora instalada fue fabricada con ese material y ha funcionado satisfactoriamente, además de existir disponibilidad del material en el país.

Acto seguido, se determinó el factor de seguridad para diferentes valores de radio externo, el radio externo de la cámara será aquel que satisfaga la condición recomendada por la bibliografía ($N \geq 1,3$), a continuación se presenta un cálculo tipo para $r_e = 60\text{mm}$, utilizando el criterio de Von Mises y considerando el valor de $S_y = 405\text{MPa}$. (Bauser, 2006)

$$\sigma_r = -147,8 \text{ MPa}$$

$$U = \frac{60}{25} = 2,4$$

$$\sigma_t = 147,8\text{MPa} * \frac{2,4^2 + 1}{2,4^2 - 1} = 209,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{25^2 * 147,8}{60^2 - 25^2} + \frac{283117,7}{(60^2 - 25^2) * \pi} = 61,35 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(209,99 - 61,35)^2 + (61,35 - 147,8)^2 + (147,8 - 209,99)^2]}$$

$$N = 1,30$$

Los resultados del factor de seguridad para diferentes valores de radio externo se presentan en la Tabla 4.3, esta tabla presenta los resultados del análisis del cilindro sometido a presión, en ésta se puede comprobar que a medida que se incrementa la dimensión del radio externo se produce una mejora de la capacidad de resistencia de la cámara al esfuerzo al que está sometida, representado por un incremento del factor de seguridad con el cual trabaja la pieza, se observa que el radio externo que satisface la condición de resistencia ($N \geq 1$) es 42 mm, sin embargo, el que cumple la condición recomendada por la bibliografía ($N \geq 1,3$) es el de 60 mm. (Bauser, 2006).

La longitud total de la cámara se estableció en 393 mm (véase Figura 4.1), esta magnitud comprende 4 aspectos, el primero, la longitud de un tocho que se está calentando, 121 mm, este tocho se encontrará deformado,

y eleva su temperatura en el tiempo que pasa, desde que termina una extrusión hasta que comienza la siguiente por acción de una resistencia eléctrica; el segundo es la longitud necesaria para que se ubique un segundo tocho, que va a empujar al primero durante la aplicación de la fuerza de extrusión; el tercero es una holgura, establecida en 20 mm, ésta sirve para garantizar que la punta del punzón se encuentre adentro de la cámara al iniciar la perturbación del tocho, de forma de que no se escape el material; el cuarto consiste en una bandeja de 131 mm de largo que no presenta ningún esfuerzo y por ende no se le aplica ningún cálculo resistente, esta sirve para que el operador inserte en ésta el tocho antes de la extrusión. En las secciones posteriores se determinará el diseño final de la cámara, lo que incluirá su apoyo en la mesa y su conexión con los dados.

Tabla 4.3 Factor de seguridad para diferentes valores de radio externo de la cámara de extrusión.

#	Radio externo re, mm	Relación de diámetro Ec. 2.27	Esfuerzo tangencial, σ_t , Ec. 2.25 MPa	Esfuerzo radial, σ_r , Ec. 2.24 MPa	Esfuerzo axial, σ_x , Ec. 2.26 MPa	Esfuerzo de von mises σ , Ec. 2.19, MPa	Factor de seguridad N
1	35	1,4	455,927	-147,868	304,228	544,046	0,74
2	41,955	1,6782	310,687	-147,868	160,794	404,977	1,0001
3	45	1,8	279,893	-147,868	130,383	376,003	1,08
4	50	2	246,447	-147,868	97,353	344,853	1,17
5	55	2,2	224,883	-147,868	76,057	324,988	1,246
6	60	2,4	209,998	-147,868	61,357	311,398	1,301
7	65	2,6	199,211	-147,868	50,705	301,620	1,343
8	70	2,8	191,104	-147,868	42,699	294,315	1,38
9	80	3,2	179,874	-147,868	31,608	284,262	1,42
10	100	4	167,584	-147,868	19,471	273,358	1,48
11	125	5	160,190	-147,868	12,169	266,854	1,52
12	150	6	156,318	-147,868	8,345	263,465	1,54
13	250	10	150,855	-147,868	2,950	258,706	1,57
14	10000	400	147,870	-147,868	0,002	256,117	1,58

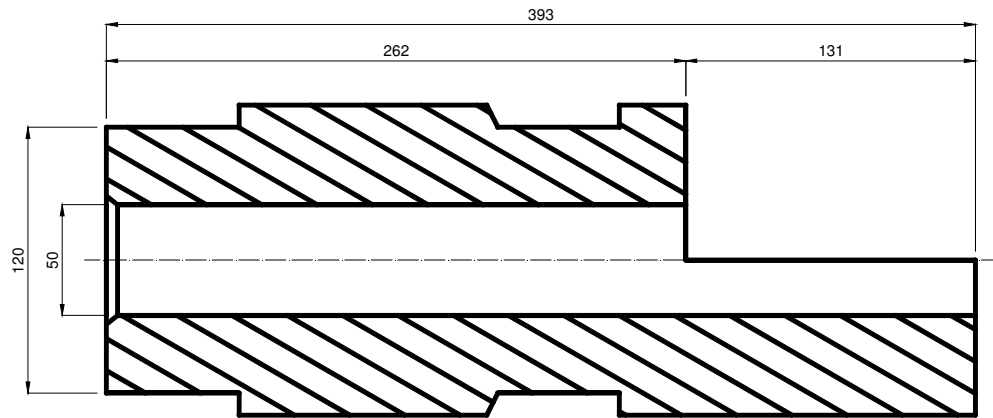


Figura 4.1. Diseño preliminar de la cámara.

4.3 Diseño de el sistema de soporte de la cámara extrusora

4.3.1 Numero de ciclos

Se considera una vida útil de 10 años para la máquina extrusora, por lo cual es necesario calcular el número de ciclos que esta realizará durante dicho periodo, para así saber si se debe considerar la fatiga en el cálculo resistivo. Para esto se considera que la máquina trabajara 8 horas al día por 260 días hábiles al año, el tiempo de ciclo se considerara como el máximo que se podría alcanzar con la transferencia de calor anteriormente calculada, el cual seria 29 segundos.

$$\text{Numero de Ciclos} = \frac{\text{Vida Util}}{\text{Ciclo}} \quad \text{Ec. 4.2}$$

$$\text{Vida Util} = 10 \text{ años} * \frac{260 \text{ días}}{1 \text{ año}} * \frac{8 \text{ horas}}{1 \text{ día}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 74.880.000 \text{ s}$$

$$\text{Numero de Ciclos} = \frac{74.880.000}{29} = 2.582.069 \text{ ciclos}$$

Como el número de ciclos para la vida útil de la maquina sobrepasa el millón de ciclos es necesario calcular los elementos de la misma considerando los efectos de la fatiga.

4.3.2 Calculo resistente de los soportes.

Para verificar que la pieza propuesta resiste las exigencias de trabajo se separara el análisis resistente en 3 secciones, las cuales son: la Pieza 1, la soldadura que une a esta con la pieza 2 y las uniones roscadas que vincularan el ensamble a la mesa de trabajo, como se observa en la Figura 4.2. En la Figura 4.3 se presenta el diagrama de cuerpo libre del soporte, mientras que Figura 4.4 presenta el gráfico de corte y momento.

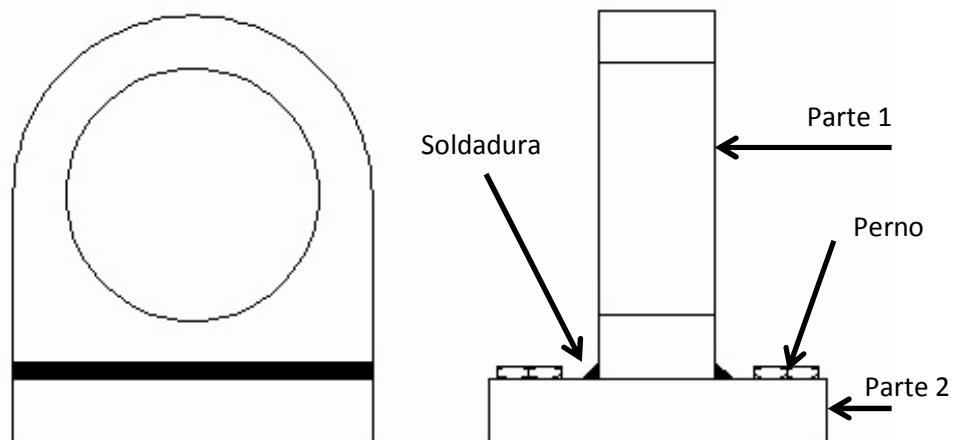


Figura 4.2. Soporte de cámara extrusora y sus partes.

Para la primera parte se considera que la sección A se encuentra empotrada como se muestra en la Figura 4.4. Y existe una fuerza resultante aplicada en el extremo. Se consideran las secciones A y B como zonas de estudio, la A por ser donde se encuentra el mayor momento flector y la B por ser la que tiene menor área transversal.

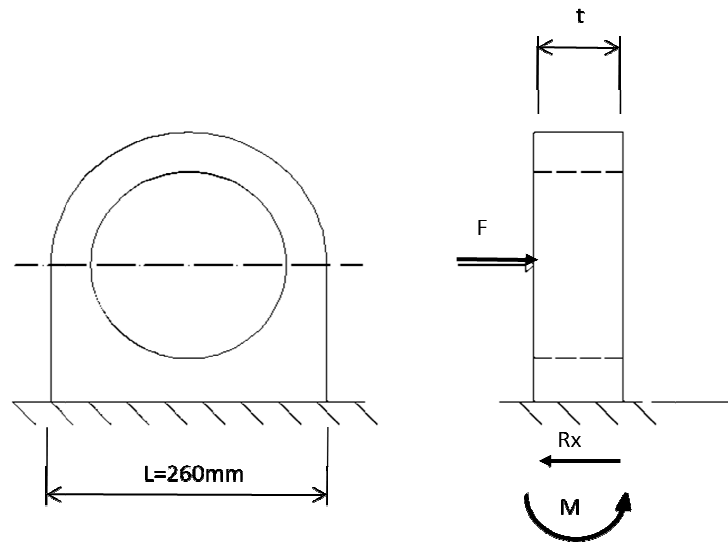


Figura 4.3. Diagrama de cuerpo libre de la Parte 1

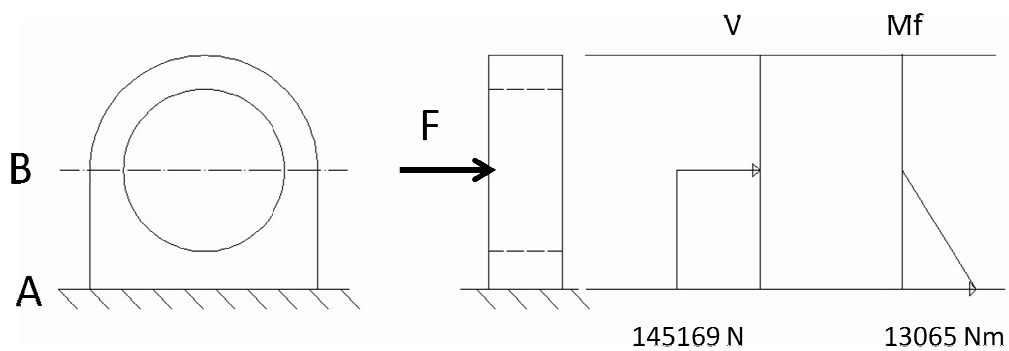


Figura 4.4. Diagrama de corte y momento de la primera sección de estudio del soporte.

Primero se calcularon los esfuerzos cortantes y de flexión en las zonas de estudio, utilizando la Ec. 2.17 y Ec. 2.18 respectivamente, dejando estos en función del espesor “t”. Luego se utilizó el criterio de Soderberg, para considerar los efectos dinámicos de la carga tanto para el esfuerzo flector (Ec. 2.33) como para el de corte (Ec. 2.34), siendo estos los esfuerzos máximos y cero el esfuerzo mínimo, las consideraciones empleadas y los factores de corrección utilizados para el cálculo de fatiga se encuentran en la Tabla 4.4, para unificar dichos valores de esfuerzos y contrastarlos con la

resistencia del material y el factor de seguridad, siendo el recomendado por la bibliografía para elementos expuestos a fatiga ($N=3$), se utilizó el criterio de Von Mises Ec. 2.20.

$$\tau_{\max} = \frac{145.169 \text{ N}}{L * t} = \frac{145.169 \text{ N}}{0,26\text{m} * t}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{13065 \text{ Nm} * t/2}{\frac{L * t^3}{12}} = \frac{78390 \text{ Nm}}{0,26\text{m} * t^2}$$

Tabla 4.4 Consideraciones realizadas para el cálculo a fatiga del soporte.

Variable	Valor	Variable	Valor
C_{carga}	1	S_y	405 MPa
$C_{\text{Superficie}}$	0,9	S_u	675 MPa
$C_{\text{tamaño}}$	0,75	Núm. de Ciclos	Vida infinita
C_{temp}	1	S'_f	189 MPa
$C_{\text{confiabilidad}}$	0,83	σ_{\min}	0 MPa

Sustituyendo los valores en las ecuaciones y despejando el valor del ancho del soporte “t”, se obtuvo como resultado que éste deberá ser 60mm para cumplir con el factor de seguridad deseado. El soporte trasero es una variación del delantero, como punto de partida se utilizaron las dimensiones del delantero ya que se comprobó su resistencia, el mismo se encuentra seccionado por la mitad de la circunferencia, como muestra la Figura 4.5, y estará unido por unos pernos a través de unas orejas, esto con el fin de facilitar el montaje y desmontaje el conjunto, también se le agregaron cierta conicidad a uno de los extremos, esto con el fin de que cuando se aprieten la parte superior y la inferior, los mismos produzcan un pequeño empuje sobre la cámara, para asegurar que ambos soportes siempre se encuentren en contacto con la misma y así obtener una distribución de esfuerzos uniforme entre ambos.

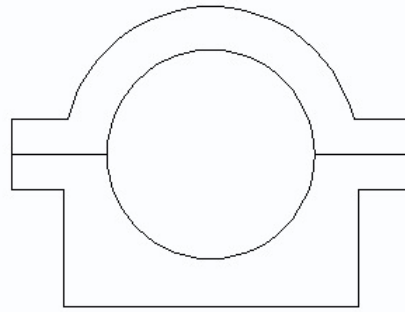


Figura 4.5. Ilustración de la división del soporte con los orejas

La unión de la parte 1 con la 2 será mediante el uso de soldadura, se aplicaran 2 cordones de soldadura, uno de cada lado de la base de la pieza 1 a través de la longitud L (véase Figura 4.6). Para calcular el ancho del cordón de soldadura se utiliza el mismo procedimiento empleado para el ancho de la parte 1, con la diferencia que para el cálculo de los esfuerzos máximos se usó la teoría de la sección 2.2.9.3, dicho cordón está sometido a tensiones de corte y de flexión, se utilizó un material de aporte con una resistencia a la cedencia (S_y) de 400 MPa como se observa en el Anexo D

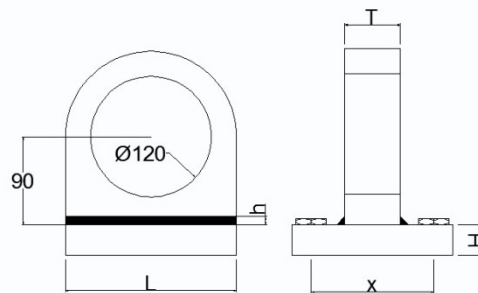


Figura 4.6. Soporte de la Cámara extrusora con dimensiones variables.

Despejando el valor del ancho de garganta se obtuvo que para asegurar el factor de seguridad recomendado para fatiga ($N=3$) el valor de "h" debe de ser 16 mm.

Por último se seleccionaron las juntas roscadas que unirán el soporte a la mesa de trabajo, utilizando la teoría del aparte 2.2.9.1. Se considero un perno métrico de diámetro nominal 20 mm ya que este es el de diámetro máximo que puede entrar en el soporte considerando el ancho de la parte uno anteriormente calculada en este aparte. Utilizando nuevamente el criterio Soderberg y de Von Mises se comprueba la resistencia de distintas clases de perno según las especificaciones de resistencia métrica que se puede ver en el anexo B. Se consideró que la base contiene 12 pernos para cada soporte, pero se calcularon solo los que están ubicados en la parte posterior del mismo ya que son los que absorberán todo el esfuerzo de tracción debido a la flexión del soporte. Se considerara un factor de seguridad entre 2,5 y 3,5 recomendado para el cálculo de elementos bajo fatiga. Los resultados de este análisis están listados en la Tabla 4.5 Los pernos métricos seleccionados son de grado 9.8 con un diámetro nominal de 20 mm. Obteniendo así un factor de seguridad de 2,94.

Tabla 4.5 Factores de seguridad de Pernos métricos según su diámetro nominal.

#	Dn (mm)	Clase	Sy	σ_e	N
1	20	4.6	240	244.53	0,98
2	20	4.8	340	244.53	1,39
3	20	5.8	420	244.53	1,71
4	20	8.8	660	244.53	2,69
5	20	9.8	720	244.53	2,94
6	20	10.9	940	244.53	3,84

4.4Diseño del sistema motor.

En esta sección se presentan los elementos y sus especificaciones que componen el sistema de suministro de potencia al proceso de extrusión.

4.4.1 Diseño del pistón hidráulico.

El diseño del pistón que satisfaga las características del proceso en estudio debe considerar la fuerza de extrusión, la velocidad de extrusión y la presión interna que debe soportar. Con la finalidad de obtener un pistón que cumpla con todas las condiciones de trabajo del sistema se utilizara como guía el catálogo de especificaciones técnicas de los cilindros marca Eaton-Vickers serie NZ.

El primer aspecto que el pistón debe satisfacer es la resistencia a la fuerza de extrusión ($F_{stm\acute{a}x}$), que es igual a 290,34 KN (65270,66 lbf). La combinación apropiada entre el tamaño del vástago y el calibre del pistón que resista las condiciones de trabajo se obtiene a partir del mencionado catálogo como se observa en la Figura 4.7, los valores enmarcados en rojo son los que cumplen; considerando esto, se establece que el pistón debe ser de calibre de 6 in (152,4 mm) y vástago de 2,5 in (63,5 mm), para una presión máxima de 3000 psi (20,68 MPa).

El segundo aspecto que se debe verificar es si la longitud de carrera del pistón que no es más que la longitud de la cámara de extrusión, que se determinó en la sección 4.2.1, 393 mm. Para verificar esta condición se debe considerar la presión de trabajo, el calibre y diámetro de vástago del pistón que se obtuvieron en el párrafo anterior. En la Figura 4.8 se observa que la longitud máxima permisible del vástago para las condiciones expuestas es de 56 in (1422,4 mm), por lo que el calibre y el vástago del pistón seleccionado son adecuados para la aplicación en estudio.

En la Tabla 4.6 se presentan las características preliminares del pistón obtenidas a partir del catálogo Eaton-Vickers, las demás características del

pistón se discutirán más adelante en este capítulo, cabe destacar que para la longitud de la carrera fue necesario adaptar a dimensiones establecidas como estándar del catálogo en pulgadas, similarmente, las características del extremo del vástago servirá para realizar el dimensionamiento del vástago del punzón.

Bore ϕ in	Rod ϕ in	Work Area (in ²)	Maximum Force (lbf) At working pressure(psi)					
			500 (psi)	750 (psi)	1000 (psi)	1500 (psi)	2000 (psi)	3000 (psi)
1.50	-	1.767	884	1325	1767	2651	3534	5301
	0.625	1.460	730	1095	1460	2191	2921	4381
	1	0.982	491	736	982	1473	1964	2945
2.00	-	3.142	1571	2356	3142	4712	6283	9425
	1	2.356	1178	1767	2356	3534	4712	7069
	1.375	1.657	828	1243	1657	2485	3313	4970
2.50	-	4.909	2454	3682	4909	7363	9817	14726
	1	4.123	2062	3093	4123	6185	8247	12370
	1.375	3.424	1712	2568	3424	5136	6848	10272
3.25	-	8.296	4148	6222	8296	12444	16592	24887
	1.375	6.811	3405	5108	6811	10216	13622	20433
	1.75	5.891	2945	4418	5891	8836	11781	17672
4.00	-	12.566	6283	9425	12566	18850	25133	37699
	1.75	10.161	5081	7621	10161	15242	20322	30483
	2	9.425	4712	7069	9425	14137	18850	28274
	2.5	7.658	3829	5743	7658	11486	15315	22973
5.00	-	19.635	9817	14726	19635	29452	39270	58905
	2	16.493	8247	12370	16493	24740	32987	49480
	2.5	14.726	7363	11045	14726	22089	29453	44179
	3	12.566	6283	9425	12566	18850	25133	37699
	3.5	10.014	5007	7510	10014	15021	20028	30042
6.00	-	28.274	14137	21206	28274	42412	56549	84823
	2.5	23.366	11683	17524	23366	35048	46731	70097
	3	21.206	10603	15904	21206	31809	42412	63617
	3.5	18.653	9327	13990	18653	27980	37307	55960
	4	15.708	7854	11781	15708	23562	31416	47124
7.00	-	38.485	19242	28863	38485	57727	76969	115454
	3	31.416	15708	23562	31416	47124	62832	94248
	3.5	28.863	14432	21648	28863	43295	57727	86590
	4	25.918	12959	19439	25918	38877	51836	77755
	4.5	22.580	11290	16935	22580	33870	45161	67741
	5	18.850	9425	14137	18850	28274	37699	56549
8.00	-	50.266	25133	37699	50266	75398	100531	150797
	3.5	40.644	20322	30483	40644	60967	81289	121933
	4	37.699	18850	28274	37699	56549	75398	113098
	4.5	34.361	17181	25771	34361	51542	68723	103084
	5	30.631	15315	22973	30631	45946	61261	91892
	5.5	26.507	13254	19880	26507	39761	53015	79522

Figura 4.7. Diámetro de cámara y vástago del pistón que resiste la fuerza de trabajo a una presión de trabajo.

Maximum Length L (in) at Working Pressure (psi) { Length L in full extend condition}															
Rigid Mount (01,02,04,05,07,08,09,12, 13,14,19,21,22,23,24)															
Bore	Rod	Rigid Mount							Swivel Mount (10,11,15,16,17,47,48,50)						
ϕ in	ϕ in	3000 psi	2000 psi	1500 psi	1000 psi	750 psi	500 psi	250 psi	3000 psi	2000 psi	1500 psi	1000 psi	750 psi	500 psi	250 psi
1.50	0.63	14	19	22	27	31	38	54	10	13	15	19	22	27	38
	1.00	40	48	56	69	79	97	137	28	34	40	48	56	69	97
2.00	1.00	30	36	42	51	59	73	103	21	26	30	36	42	51	73
	1.38	56	69	79	97	112	137	194	40	49	56	69	79	97	137
2.50	1.00	20	19	34	41	47	58	82	14	13	24	29	34	41	58
	1.38	45	55	63	78	90	110	156	32	39	45	55	63	78	110
	1.75	73	89	103	126	145	178	252	51	63	73	89	103	126	178
3.25	1.38	32	42	49	60	69	85	120	23	30	35	42	49	60	85
	1.75	56	69	79	97	112	137	194	40	48	56	69	79	97	137
	2.00	73	89	103	127	146	179	253	52	63	73	89	103	127	179
4.00	1.75	43	56	64	79	91	111	157	31	39	45	56	64	79	111
	2.00	59	73	84	103	119	145	206	42	51	59	73	84	103	145
	2.50	93	114	131	161	186	227	321	66	80	93	114	131	161	227
5.00	2.00	40	38	67	82	95	116	165	28	27	47	58	67	82	116
	2.50	74	91	105	129	148	182	257	52	64	74	91	105	129	182
	3.00	107	131	151	185	214	262	370	76	93	107	131	151	185	262
	3.50	145	178	206	252	291	356	504	103	126	145	178	206	252	356
6.00	2.50	56	76	87	107	124	151	214	40	54	62	76	87	107	151
	3.00	89	109	126	154	178	218	308	63	77	89	109	126	154	218
	3.50	121	148	171	210	242	297	420	86	105	121	148	171	210	297
	4.00	158	194	224	274	317	388	548	112	137	158	194	224	274	388
7.00	3.00	72	93	108	132	153	187	264	51	66	76	93	108	132	187
	3.50	104	127	147	180	208	254	360	73	90	104	127	147	180	254
	4.00	136	166	192	235	271	332	470	96	118	136	166	192	235	332
	4.50	172	210	243	297	344	421	595	121	149	172	210	243	297	421
	5.00	212	260	300	367	424	519	735	150	184	212	260	300	367	519
8.00	3.50	87	111	129	157	182	223	315	62	79	91	111	129	157	223
	4.00	119	145	168	206	237	291	411	84	103	119	145	168	206	291
	4.50	150	184	213	260	301	368	521	106	130	150	184	213	260	368
	5.00	186	227	262	321	371	454	643	131	161	186	227	262	321	454
	5.50	224	275	317	389	449	550	778	159	194	224	275	317	389	550

Figura 4.8. Longitud máxima permisible del vástago del pistón para una determinada presión de trabajo, calibre y diámetro de vástago del pistón.

Tabla 4.6 Características del pistón.

Característica	Valor
Código del pistón	NZ-01LP1N1WA158PK
Calibre	152,4 mm (6 in)
Diámetro de vástago del pistón	63,5 mm (2,5 in)
Longitud de carrera	393,7 mm (15,5 in)
Extremo del Vástago	Rosca externa M48x2 de 76,2mm de longitud

4.4.2 Requerimientos de la unidad hidráulica.

Los tres principales aspectos que debe satisfacer la unidad hidráulica son el suministro de la presión al pistón, el caudal y el tamaño adecuado del depósito.

En primer lugar se procede a determinar las etapas en las que consistirá el proceso, la Figura 4.9 establece en qué consiste el ciclo de extrusión de la máquina, de allí se determina que inicialmente el pistón hidráulico debe encontrarse totalmente retraído, una vez que se coloca el tocho en la bandeja de la cámara, se da inicio a un avance rápido (AR) con la finalidad de colocar al tocho dentro de la cámara, al llegar a la posición II, se debe producir el fin del avance rápido y el comienzo de la extrusión, esta continua hasta que el punzón alcanza la posición III, en este momento, finaliza la extrusión y se produce el retroceso rápido del mismo.

Se pueden identificar entonces tres tipos de movimiento, el avance rápido (1ra Etapa), el avance de extrusión (2da Etapa) y el retroceso rápido (3ra Etapa), cabe destacar que para la 1ra y 3ra etapa solo se requiere de la aplicación de una presión mínima para vencer la resistencia del pistón, esta es indicada por el fabricante del pistón y es de 200 psi.

La presión más importante del proceso será la de extrusión, esta es la presión máxima que alcanzará el émbolo al iniciar la 2da etapa, esta presión se determina dividiendo la fuerza de extrusión máxima $F_{stm\acute{a}x}$ entre el área del émbolo, el cual tiene diámetro de 152,4 mm, tal como indica la Ec. 2.59. En la Tabla 4.7 se muestran los requerimientos de presión para cada presentación de dado.

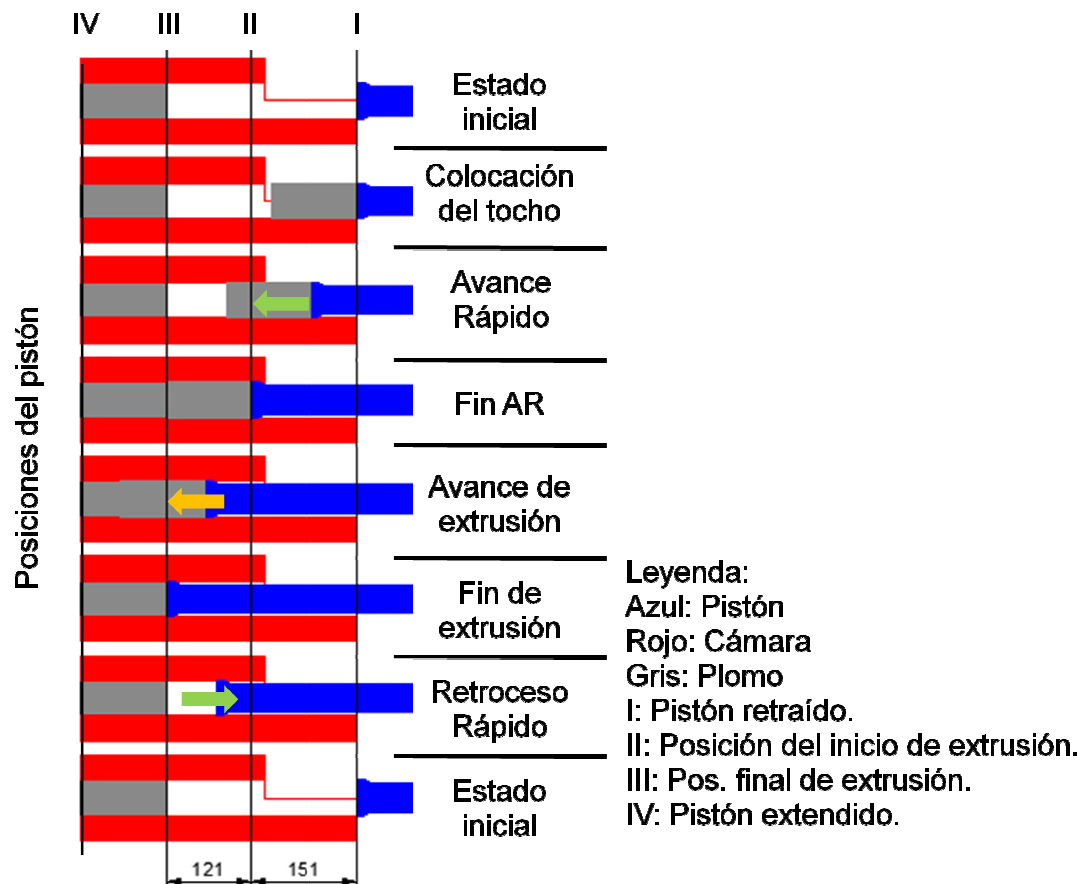


Figura 4.9.Ciclo de la extrusión.

$$p_{2da\ etapa} = \frac{F_{stm\acute{a}x}}{A_{embolo}} = \frac{F_{stm\acute{a}x}}{\pi * \frac{D_{emb}^2}{4}} = \frac{F_{stm\acute{a}x}}{18241,46mm^2}$$

Tabla 4.7 Presión máxima de extrusión en el émbolo.

Presentación	Fuerza máxima de extrusión, $F_{stm\acute{a}x}$ (N)	Presión del embolo, p_{etapa2} , (MPa)	Presión del embolo, p_{etapa2} , (bar)	Presión del embolo, p_{etapa2} , (psi)
1oz	240108,9	13,16282	131,6282	1909,104
3/4in	290338,4	15,91641	159,1641	2308,479
1/2in	288360,3	15,80797	158,0797	2292,751
1oz doble	198306,2	10,87118	108,7118	1576,732
3/4in doble	244736,2	13,41648	134,1648	1945,896
1/2in doble	243068,1	13,32504	133,2504	1932,633

En relación al requerimiento del caudal es necesario plantear la ecuación Ec. 2.60 para las condiciones de cada etapa del proceso, los resultados se indican en la Tabla 4.8, en la misma se observa que para la 1ra y 2da etapa del proceso, el área de acción del fluido hidráulico sobre el pistón es el área del diámetro del embolo, mientras que para la 3ra etapa, que consiste en el retroceso del pistón, el área de acción es el área del émbolo menos el área del vástago del pistón.

En la Tabla 4.8, se consideró que el tiempo total, era igual al tiempo de calentamiento, el tiempo de avance rápido de la 1ra etapa se estableció en 4 segundos, siendo ese el tiempo de avance rápido de la unidad hidráulica de la máquina anterior, el tiempo de retroceso se considero igual a 6 s y el la duración de la extrusión se estableció en 29 s.

En resumen, se requiere que la unidad hidráulica satisfaga dos condiciones, una de avance rápido y otra de avance lento para la extrusión, la Tabla 4.9 indica los requerimientos de presión y caudal para cada condición, en ella se presentan valores de caudal adecuados para facilitar su búsqueda en el mercado, con estos caudales. La presión requerida de la bomba es la presión de extrusión mas la presión mínima para vencer la resistencia del pistón y accesorios discutida anteriormente de 200psi, cabe destacar que esta se adiciona al valor de la presión de extrusión, ya que en este avance también se requiere vencer la resistencia de accesorios.

Tabla 4.8 Caudal que debe suministrar la unidad hidráulica al pistón de acuerdo a la etapa del proceso.

Etapa	Área de acción mm ²	Longitud de avance mm	Volumen de avance mm ³	Tiempo de Avance s	Caudal de avance mm ³ /s	Caudal de avance Gpm
1ra	18241	149	2717976	4	679494	10,77
2da	18241	123	2243698	19	118089	1,87
3ra	15074	272	4100272	6	683378	10,83
Total				29		

Tabla 4.9 Requerimiento de las bombas de la unidad hidráulica.

Condición	Presión máxima MPa	Presión máxima bar	Presión máxima psi	Caudal de avance Gpm	Caudal de avance mm ³ /s
Avance rápido	0,7	7	200	10,77	679494
Extrusión	15,92	159,2	2508,5	1,87	118089

Tabla 4.10 Características de las bombas y motores de caudal fijo seleccionadas.

Etapa	Código	p Psi	C $\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$	Rv RPM	q GPM	H KW (HP)	t
Avance Rápido	ACNACW01AAA001 00000000B0A	200	19,7	1750	9	3 (4)	5
Retroceso							8
Extrusión	ACNACW07AAA001 00000000B0A	2508	6,6	750	1,5	2,5 (3)	23
Tiempo total corregido:							36

Partiendo de las características requeridas por la bomba, se procede seleccionar a aquellas que puedan satisfacer estos requerimientos mediante el catálogo de bombas de engranajes EATON Vickers, que se presenta en el anexo J.2, la bomba a utilizar debe ser de igual o menor caudal que el preseleccionado para garantizar que ocurra el calentamiento deseado, en la Figura 4.10 se presenta el resultado de la selección, mientras que en la

Tabla 4.10 se presentan las características de las bombas seleccionadas, así como la corrección del tiempo del proceso para los nuevos caudales, nótese que la potencia se obtuvo mediante las gráficas del anexo J.2 entrando con la presión para cada curva de los modelos de bomba seleccionados.

El tamaño del reservorio se establecerá de acuerdo al estándar industrial NFPA/T3.16.2 R1-1996, que establece que este debe tener la capacidad de suplir el equivalente a 3 veces el flujo máximo de la unidad de bombeo a la cual le sule, ya que se están considerando una bomba de 6 GPM y otra de 1 GPM, el flujo total se establece de acuerdo a este criterio en 7 GPM, por lo que la capacidad del reservorio debe ser de 21 GPM. Sin embargo, se debe verificar que este tamaño contiene suficiente fluido como para llenar el émbolo del pistón, el volumen del mismo se obtiene mediante la expresión Ec. 2.61.

$$V_{\text{reservorio}} \geq \pi * \frac{(152,4\text{mm})^2}{4} * 393,7\text{mm} = 7181666 \text{ mm}^3 = 1,9 \text{ Gal}$$

El volumen del reservorio debe ser mayor o igual a 1,9 Gal para llenar el volumen del émbolo, por lo que se establece que 21 GPM es mas que suficiente para satisfacer este requerimiento, este exceso de fluido se recomienda para refrigerar las bombas así como para disolver impurezas. Los valores obtenidos en este aparte servirán para preseleccionar la unidad hidráulica correspondiente, las características definitivas se determinaran de acuerdo a la oferta del mercado, siempre y cuando esta satisfaga los requerimientos calculados.

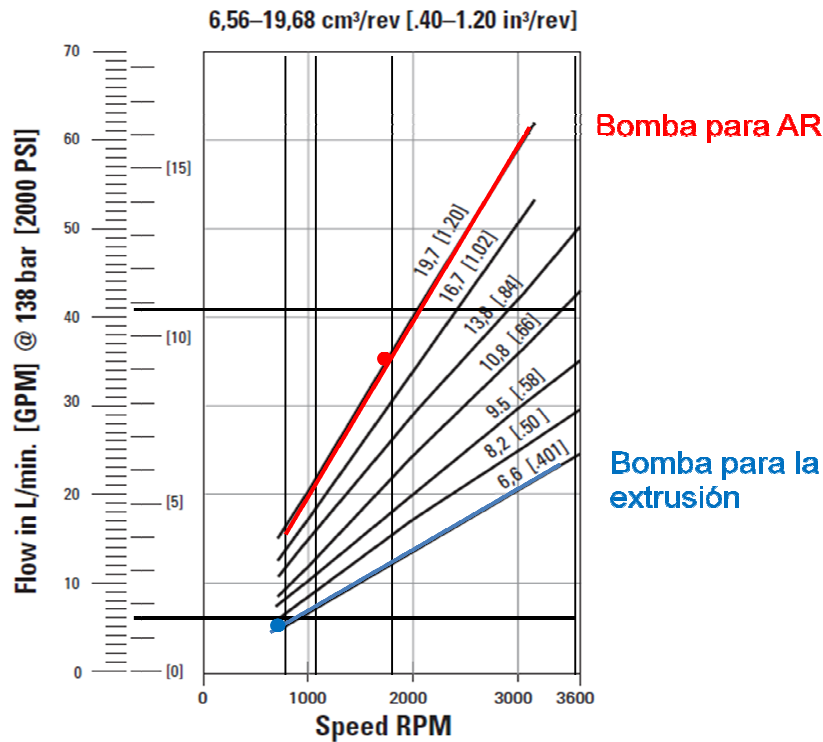


Figura 4.10. Selección de la bomba a utilizar.

4.4.3 Esquema hidráulico de control.

Con la finalidad de producir el movimiento del pistón extrusor, son necesarios una serie de elementos, en esta sección se establecen sus características.

En primer lugar se necesita del sistema de bombeo que satisfagan los requerimientos indicados en la Tabla 4.9, este sistema estará compuesto por dos bombas, una para el avance rápido y el retroceso, y la otra de alta presión para la extrusión; estas bombas deben estar acompañadas de su respectivo filtro de succión para evitar que impurezas, que pudieran encontrarse en el fluido, alcancen y dañen los componentes de las mismas, así como de una válvula de anti-retorno para evitar el contra flujo en las

bombas y una válvula reguladora ajustable de caudal para casos de necesitar reducir el exceso de caudal salida de la bomba.

En la salida de las bombas, debe contarse con una válvula de alivio para regular el caudal de salida de ser necesario, en el caso de la bomba de alta presión, y con un presostato en la bomba de baja presión, este con el fin de asegurar que la bomba alcance la presión de 200psi, necesaria para mover al pistón.

Una válvula selectora se encarga de permitir el paso del flujo de la bomba activa hacia la válvula de maniobra, esta última, debe ser accionada electromecánicamente de forma que se produzca el avance del pistón al principio de la extrusión y el retroceso al finalizar.

Por último, deben considerarse otros elementos imprescindibles como las conexiones entre los elementos y con el pistón, los sensores de proximidad del pistón y un manómetro que permita conocer en todo momento la presión que estén suministrando las bombas.

La Figura 4.11 presenta el diagrama de control hidráulico con la simbología ISO, este es una representación de los elementos que se han indicado anteriormente en esta sección, siendo la bomba 0.1 la encargada de producir la extrusión, mientras que la 0.2 es la de baja presión, la válvula 1.1 es la válvula de maniobra, la 1.2 es la selectora, la 1.4 es el presostato, los solenoides que accionan la válvula 1.1, reciben los nombres de Y1 y Y2, y los sensores de proximidad del pistón, son B1 para el de posición inicial, B2 para el inicio de la extrusión, B3 para la posición final de la extrusión y B4 para el vástago totalmente extendido; los sensores B1 y B4, están

incorporados internamente en el émbolo. Se agregó un transductor electrohidráulico de seguridad cuya función será detectar cuando la presión de la línea exceda el máximo permitido de 2550psi, ya que un exceso de presión provocaría que los elementos mecánicos así como el pistón se sometieran a esfuerzos superiores a los calculados.

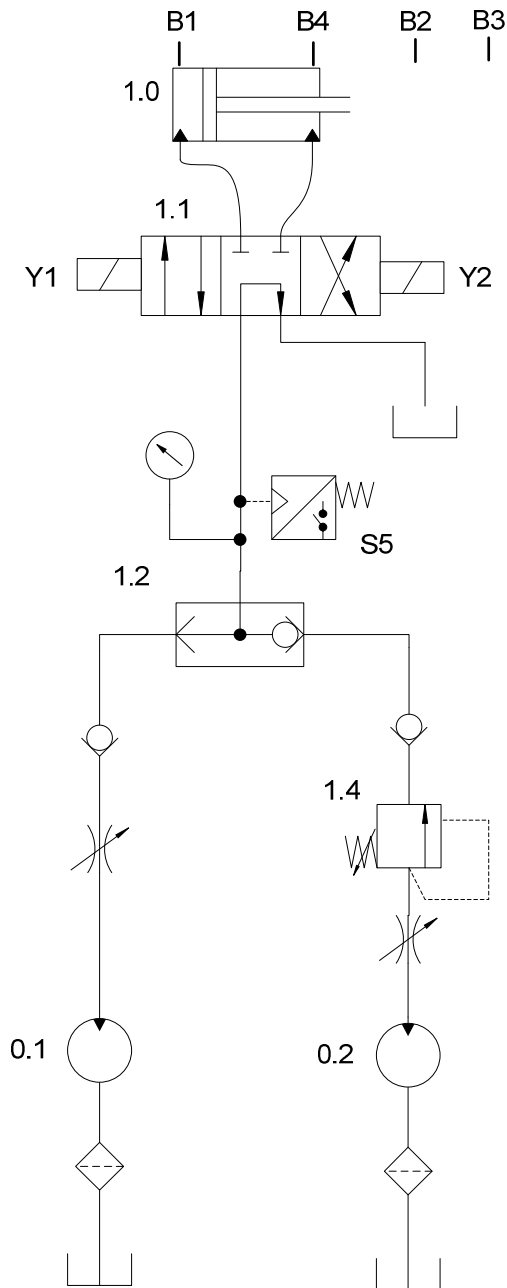


Figura 4.11. Esquema de control hidráulico.

4.4.4 Diagrama de control eléctrico.

El diagrama de control eléctrico es una representación del sistema encargado de activar y desactivar los componentes hidráulicos de la máquina, el diagrama se construirá utilizando la simbología europea.

El circuito eléctrico con 9 entradas, las cuales incluyen los sensores de proximidad B1, B2, B3 y B4 para indicar la posición del pistón, y B5 para indicar la presencia del tocho de plomo para permitir el inicio de la extrusión; y los pulsadores S1, S2, S3 y S4. Por su parte, el circuito cuenta con 8 salidas, que consisten en las bobinas de la electroválvula 1.1 (véase Figura 4.11) Y1 y Y2, los arrancadores para los motores de avance lento y rápido, M1 y M2 respectivamente, y 5 lámparas indicadoras H1, H2, H3, H4 y H5. Las funciones de los elementos de entrada y de salida están señaladas en la Tabla 4.11. Adicionalmente, el esquema eléctrico se divide en dos, un esquema de bajo voltaje de corriente continua para los instrumentos de control (relés, sensores, lámparas y electroválvulas), y un circuito de alto voltaje de corriente alterna para manejar los requerimientos de los motores de las bombas.

El diagrama eléctrico considera dos modalidades, una que es el ciclo normal de extrusión que garantiza el movimiento del punzón señalado en la Figura 4.9, y un ciclo alternativo de purga para eliminar remanentes de plomo en la cámara; el primero se describe de forma secuencial a continuación.

1. Se produce el encendido del sistema con B1 y H3 activados.
2. El operador inserta el tocho en la bandeja de la cámara lo que produce la desactivación de H3 y la activación de B5 y H4.

3. El operador oprime el botón S1, por lo que se activan M2, H2 y Y1, y conmuta la electroválvula, dando inicio al avance rápido.

Tabla 4.11 Función de los componentes del diagrama eléctrico.

Elemento	Tipo	Función
B1	Sensor de proximidad inductivo	Indicar si el pistón está en el principio de su carrera (interno en el émbolo)
B2	Sensor de proximidad inductivo	Indicar si el pistón está en la posición del inicio de la extrusión (externo)
B3	Sensor de proximidad inductivo	Indicar si el pistón está en la posición del final de la extrusión (externo)
B4	Sensor de proximidad inductivo	Indicar si el pistón está en el final de su carrera (interno en el émbolo)
B5	Sensor de proximidad inductivo	Indicar si el tocho de plomo está en posición para el inicio del ciclo
S1	Pulsador manual	Iniciar un ciclo normal de extrusión
S2	Pulsador manual	Suspender el proceso
S3	Pulsador manual	Reanudar el proceso suspendido
S4	Pulsador manual	Iniciar un ciclo de purga de la cámara
S5	Transductor electrohidráulico	Suspender el proceso en caso de alcanzar 2550 psi
Y1	Bobina de electroválvula	Conmutar la electroválvula 1.1 para producir el avance del pistón
Y2	Bobina de electroválvula	Conmutar la electroválvula 1.1 para producir el retroceso del pistón
M1	Arrancador del motor	Encender la bomba de avance lento
M2	Arrancador del motor	Encender la bomba de avance rápido
H1	Lámpara	Indicar si el motor de avance lento está encendido
H2	Lámpara	Indicar si el motor de avance rápido está encendido
H3	Lámpara	Indicar que se debe insertar el tocho
H4	Lámpara	Indicar que se debe pulsar el pulsador S1
H5	Lámpara	Indicar que se activó S5

4. Se produce el avance rápido, por lo que se desactivan B1, H3, B5 y H4, hasta que el pistón alcanza la posición II (véase Figura 4.9), en ese punto, se activa B2 generando que se desactiven

M2, H2 y se activen M1 y H1, poniéndose fin al avance rápido e iniciándose el avance de extrusión.

5. Se produce la extrusión y se desactiva B2, el pistón avanza hasta alcanzar la posición III, desactivándose en ese instante Y1, M1 y H1, y energizándose B3, Y2, M2 y H2, dando inicio al retroceso rápido.
6. Se desactiva B3, y el pistón se retrae hasta su posición inicial donde se activan B1, H3 y se desactivan M2, H2 y Y2, el proceso cae en el punto 2.

El ciclo de purga se describe a continuación:

1. Se produce el encendido del sistema con B1 y H3 activados.
2. El operador oprime el botón S4, por lo que se activan M1, H1 y Y1, y conmuta la electroválvula, dando inicio al avance de extrusión.
3. Se produce el avance lento y se desactiva B1, el pistón avanza hasta alcanzar la posición IV, activándose B4 y desactivándose en ese instante Y1, M1 y H3, y energizándose Y2, dando inicio al retroceso lento.
4. Se produce el retroceso lento hasta la posición inicial.

Una tercera modalidad suspende el sistema por seguridad mediante el accionado del pulsador S2 o la activación del transductor electrohidráulico, esto genera la interrupción del paso de corriente a los motores de las bombas y a las bobinas de la electroválvula; se puede reanudar el proceso mediante el interruptor S3 si la presión se encuentra adentro del límite permitido (<2550 psi).

La Figura 4.13 establece la forma del esquema de control eléctrico de bajo voltaje y la Figura 4.12 el de alto voltaje, estos esquemas incluyen los elementos indicados en la Tabla 4.12 y satisfacen los requerimientos descritos en este aparte.

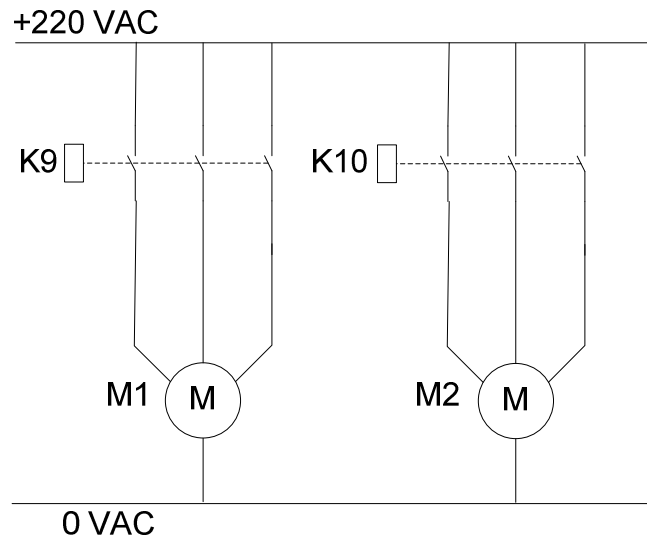


Figura 4.12. Esquema de instalación de los motores trifásicos de 220 VAC de las bombas.

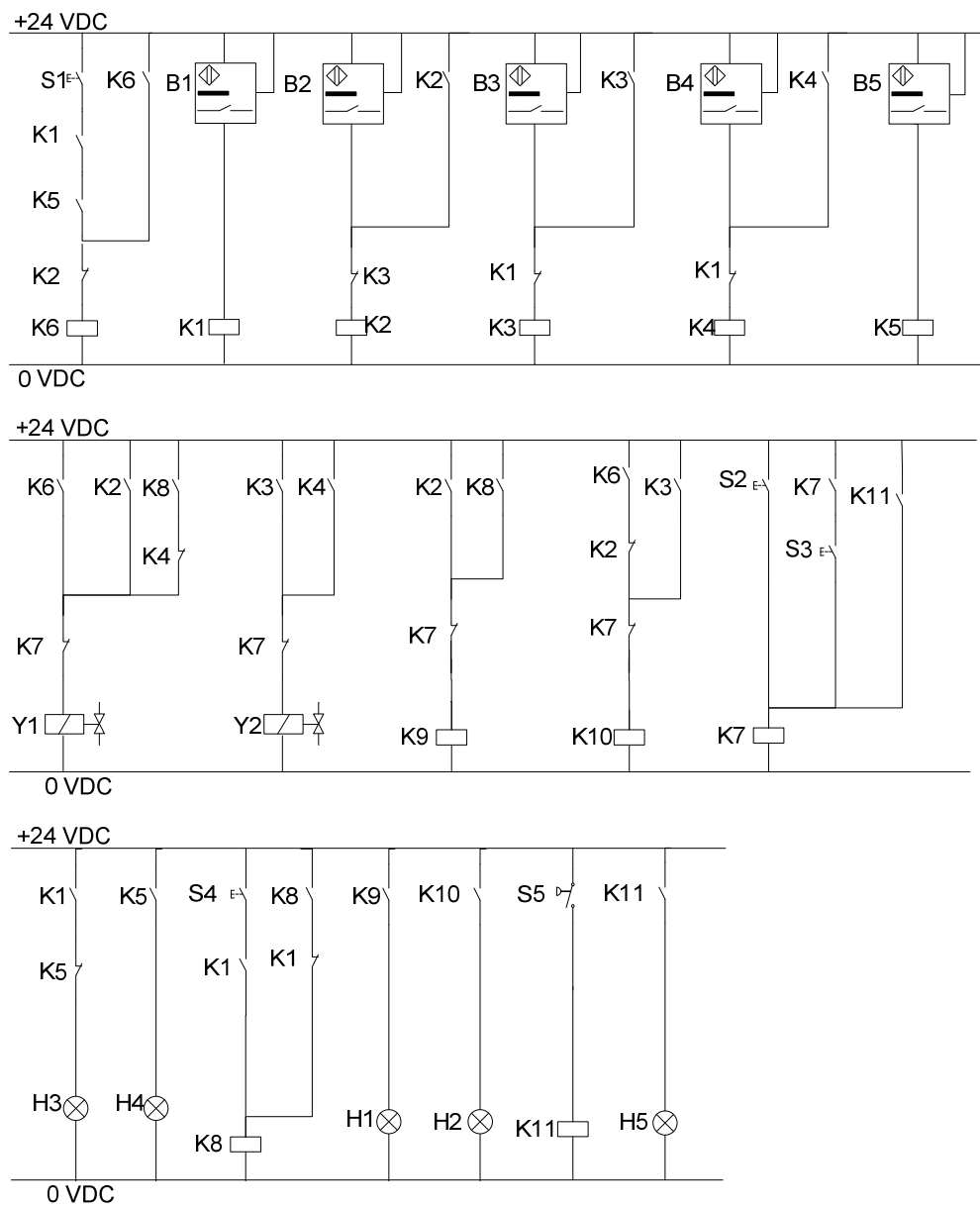


Figura 4.13. Esquema de control eléctrico de 24 VDC, simbología ISO.

Tabla 4.12 Elementos que requiere el esquema eléctrico.

Elemento	Designación	Descripción	Cantidad
Pulsador	S1, S2, S3, S4	Pulsador manual	4
Transductor	S5	Conmutador de contacto por señal de presión	1
Sensores de proximidad	B1, B4	Sensores internos en el émbolo	2
Sensores de proximidad	B2, B3, B5	Sensores inductivos normalmente abiertos	3
Relé	K1	Relé con 3 contactos N.A. y 3 contactos N.C.	1
Relé	K2	Relé con 2 contactos N.A. y 2 contactos N.C.	1
Relé	K3	Relé con 3 contactos N.A.	1
Relé	K4, K5	Relé con 2 contactos N.A. y 1 contactos N.C.	2
Relé	K6, K8	Relé con 3 contactos N.A. y 0 contactos N.C.	2
Relé	K7	Relé con 1 contactos N.A. y 4 contactos N.C.	1
Relé	K11	Relé con 2 contactos N.A.	1
Relé	K9, K10	1 contacto N.A y 1 contacto trifásico para motor	2
Lámparas	H1, H2, H3, H4	Lámparas indicadores	4
Arrancadores de motor	M1, M2	Arrancadores de motores trifásicos	2

4.5 Diseño del dado extrusor

En esta sección se presenta el diseño del dado extrusor, incluyendo su unión con la cámara.

4.5.1 Unión entre el dado y la cámara.

El propósito de esta sección consiste en determinar las características de la unión de la cámara con el dado extrusor, en ese sentido, se requiere garantizar que se presente un sellado entre el extremo de la cámara y el dado, siendo necesaria la aplicación de un pretensado en la junta, por lo que se utilizará la metodología para el cálculo de juntas pretensadas establecido en la sección 2.2.9.2.

Considerando que durante la operación de la máquina se requerirá reemplazar el dado en diferentes oportunidades, por lo que una unión fija no aplica en este caso, se requiere de una unión atornillada, la unión está constituida por 8 pernos equidistantes de 16 mm de diámetro nominal y paso fino (M16x1,5), estos pernos estarán roscados en los agujeros mecanizados de la cámara, mientras que atraviesan a la pieza del dado a través de agujeros pasantes.

La carga que debe soportar la unión, se considera igual a la fuerza del dado $F_{\text{dado}}=283117$ N, puesto que esta fuerza intentará separar al dado de la cámara, generando esfuerzo de tracción en los tornillos, así como esfuerzos de barrido en los dientes de los mismos, la fuerza que debe resistir cada tornillo de la junta es $F=35389$ N.

Otras consideraciones de diseño incluyen que los módulos elásticos de los materiales de la junta, del tornillo y de la cámara se establecen como el valor típico del acero al carbono que es de 205 GPa; adicionalmente, se establece que los pernos son de diámetro nominal 16mm de paso fino de 1,5 mm (véase Anexo A) cuyo diámetro mínimo, d_r , es 14,15 mm, los pernos se consideran con una longitud de 80 mm, de los cuales 20 mm estarán

roscados incrustados en la cámara, mientras que los restantes 60 mm atravesarán a los agujeros pasantes de la pieza del dado, que funge como tapa del recipiente a presión mientras que la cámara representa el recipiente en sí.

El propósito de esta sección será la de determinar el grado de los tornillos apropiado. En primer lugar se obtienen los valores de las constantes elásticas de la junta y del tornillo por las ecuaciones Ec. 2.49 y Ec. 2.48 respectivamente para sustituirlas en la Ec. 2.47 para obtener la variación de carga del tornillo.

$$\frac{1}{K_{\text{junt}}} = \frac{60\text{mm}}{(1,65 * 16\text{mm})^2 * 205000\text{MPa}} + \frac{20\text{mm}}{(1,65 * 16\text{mm})^2 * 205000\text{MPa}}$$

$$K_{\text{junt}} = 1785960 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$K_{\text{tor}} = \frac{\pi * (14,16\text{mm})^2 * 205000\text{MPa}}{4 * 80} = 403534 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\Delta F_{\text{tor}} = \frac{461161 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 35389,6\text{N}}{461161 \frac{\text{N}}{\text{mm}} + 1785960 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 6522,22 \text{ N}$$

El valor de la fuerza de pretensado viene dado por la ecuación Ec. 2.50.

$$F_i = 1,2 * 6522,22 \text{ N} * \frac{1785960 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{403534 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 34640,9 \text{ N}$$

Cabe destacar que durante un ciclo de extrusión se producen un máximo de carga en cuando el pistón suministra la fuerza máxima, F_{stmax} , originándose en el tornillo, la sumatoria de los efectos de la variación de carga (ΔF_{tor}) y la pretensión de los mismo (F_i), en estado de reposo, solo se presenta la precarga de los tornillos, A continuación se realiza el cálculo

resistente por fatiga producto de la carga variable de compresión, en la Tabla 4.13, se presentan las consideraciones realizadas para este cálculo.

Tabla 4.13 Consideraciones para el cálculo de fatiga a compresión de los tornillos de unión entre el dado y la cámara.

Variable	Valor	Variable	Valor
C_{carga}	0,9	$C_{\text{confiabilidad}}$	0,83
$C_{\text{Superficie}}$	0,9	Fmax	$F_i + \Delta F_{\text{tor}}$
Diámetro	14,16 mm	Fmin	F_i
$C_{\text{tamaño}}$	0,85	Núm. de Ciclos	Vida infinita
C_{temp}	1		

Se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos por medio de la Ec. 2.46.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{34640,9 \text{ N} + 6522,22 \text{ N}}{0,25 * \pi * (14,15\text{mm})^2 * 8 \text{ pernos}} = 261,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = \frac{34640,9 \text{ N}}{0,25 * \pi * (14,15\text{mm})^2 * 8 \text{ pernos}} = 220 \text{ MPa}$$

Acto seguido se calculan los valores de los esfuerzos medio y alternos por las ecuaciones Ec. 2.35 y Ec. 2.36 respectivamente.

$$\sigma_{\text{m}} = \frac{261,4 + 220}{2} = 240,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{a}} = \frac{261,4 - 220}{2} = 41,2 \text{ MPa}$$

Por último se determina el grado apropiado para los tornillos aplicando la ecuación de Soderberg (Ec. 2.33) para determinar el factor de seguridad correspondiente a cada grado, los resultados se presentan en la Tabla 4.14. Para determinar el grado del acero se consideró que la unión bajo estudio es de alta importancia (N=3, véase 2.2.9.2), ya que una falla de los tornillos puede producir una fuga de plomo caliente con la capacidad de lesionar al

operador; por lo que se establece que el tornillo de la unión debe ser de grado 12,9.

Tabla 4.14. Factor de seguridad a fatiga de los pernos de grados normalizados.

Grado de tornillos	Sy MPa	Su MPa	S'f MPa	Sf MPa Ec. 2.39	N Ec. 2.33
8,8	660	830	415	237,16	1,9
8,9	720	900	450	257,15	2,0
10,9	940	1040	520	297,15	2,5
12,9	1100	1220	610	348,59	3,0

4.5.1.2 Par de apriete.

Para el cálculo del par necesario de apriete, se utiliza la Ec. 2.51, calculando antes el valor de λ por la Ec. 2.52 y considerando el coeficiente de roce estático entre acero y acero de 0,15.

$$\lambda = 8 * \frac{1,5}{\pi * (16 + 14,16)} = 0,127$$

$$T = 34640,9 \text{ N} * \left(\frac{16\text{mm} + 14,16\text{mm}}{4} \right) * \frac{0,127 + 0,15 * 2}{1 - 0,127 * 0,15 * 2}$$

$$T = 115946 \text{ N} \cdot \text{mm} = 116 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.5.2 Diseño del dado.

4.5.2.1 Material del dado.

El material a utilizar será el expresado el recomendado por la bibliografía (véase sección 2.2.7.4), que es el acero especial AISI tipo H11, sus propiedades se encuentran en el anexo K.

4.5.2.2 Dimensiones del dado extrusor.

En el anexo M se presenta la forma de la pieza del dado extrusor de doble agujero que se evalúa en este aparte, las dimensiones de esta pieza están basadas en las siguientes consideraciones:

- Las dimensiones de los agujeros del dado, las cuales se presentan en la Tabla 1.2.
- La distancia entre los agujeros del dado se estableció de forma tal que las esquinas opuestas de cada agujero pasen por una línea que corte al centro de la circunferencia externa del dado.
- El perfil de entrada recomendado por la bibliografía (Figura 2.9d), donde se establece una curvatura de 2 mm de radio en la entrada a los agujeros del dado, esto con la finalidad de suavizar el flujo, tal como se aprecia en la Figura 4.14.
- Un saliente cónico en el dado, para el sellado con la cámara (véase sección 2.2.7.3).
- Conicidades en los cambios de secciones para reducir concentraciones de esfuerzos.
- Los agujeros pasantes de los 8 tornillos equidistantes que sirven de conexión entre la cámara y el dado.

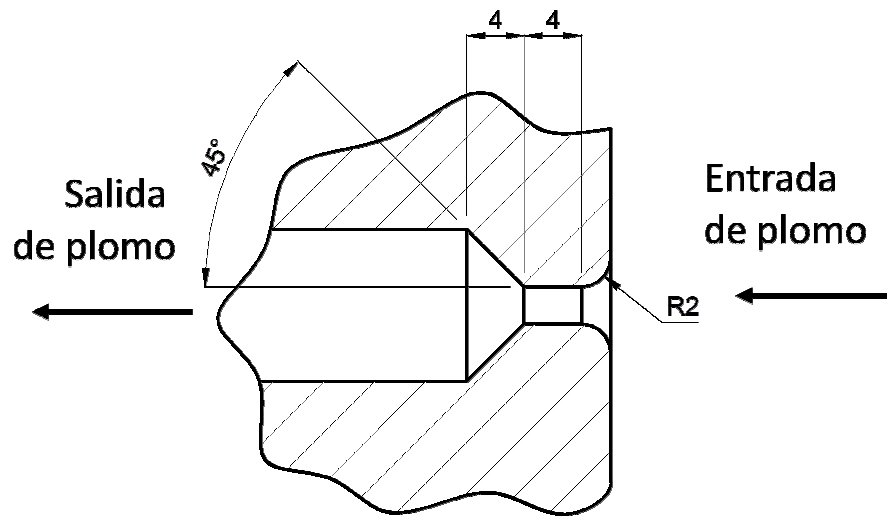


Figura 4.14. Perfil de la abertura del dado.

4.5.2.3 Modelo de cargas utilizado.

La resistencia del dado se evaluó utilizando el método de elementos finitos, mediante la herramienta ANSYS Workbench, en esta sección se describen las características del sistema de cargas al que se sometió la pieza, para producir una simulación que fuese lo más cercana posible al estado de esfuerzo de operación del dado. En ese sentido, a los dados para las presentaciones de doble agujero, se les aplicó un sistema de cargas compuestos por los siguientes tres elementos:

- La presión de extrusión (véase Tabla 4.1) sobre el área resaltada en rojo en la Figura 4.15a.
- La presión que ejerce la cabeza de cada tornillo de la conexión con el dado, sobre las áreas resaltadas en rojo indicadas en Figura 4.15b, ésta presión es igual a la sumatoria de F_i y ΔF_{tor} , dividida entre el área de la cabeza, la cual consisten en un círculo de 1,5 veces el diámetro nominal del tornillo ($d_n=16$ mm).

La presión (p), que se introdujo en la simulación para cada dado, se indica en la Tabla 4.15.

- El contacto del dado con la cámara se consideró como un soporte sin fricción sobre el área de la Figura 4.15a resaltada en azul.

Tabla 4.15 Presión aplicada por la cabeza de los tornillos.

Agujero	pe MPa	Área de dado mm ²	Fdado KN	ΔF_{tor} KN	ΔF_{junt} KN	F _i KN	F KN
1oz	98,87	1591,6	157,4	3,6	16,0	19,3	22,9
¾ in	121,90	1768,2	215,5	4,9	22,0	26,4	31,4
½ in	121,07	1767,9	214,1	4,9	21,8	26,3	31,1

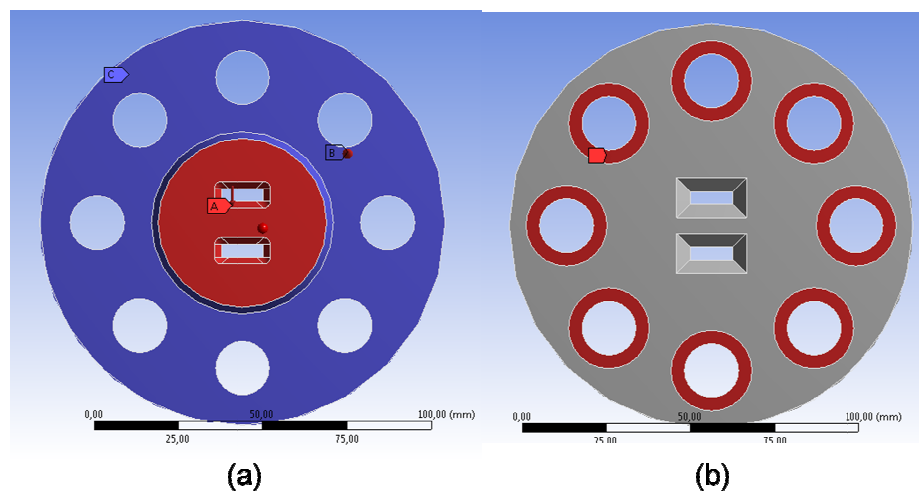


Figura 4.15. Áreas de aplicación de las fuerzas y reacciones en el dado. (a) vista frontal del dado, (b) vista posterior del dado.

4.5.2.4 Cálculo resistente.

Para determinar la resistencia a fatiga de los dados de doble agujero, se tomó como punto de partida el valor del esfuerzo principal arrojado por la

simulación en ANSYS Workbench, cabe destacar que el resultado indicado por el programa, será más exacto para un mayor número de nodos, por lo que para obtener el valor del esfuerzo principal, se hace necesaria la construcción de la curva de convergencia, ésta se elabora graficando los esfuerzos que resultan de la simulación con diferentes números de nodos. El valor del esfuerzo principal en donde la curva tienda a converger, será el resultado que se utilizará para fatiga. Las imágenes Figura 4.16, Figura 4.17 y Figura 4.18, son las curvas de convergencia para los agujeros de 1 oz, $\frac{3}{4}$ in y $\frac{1}{2}$ in respectivamente, las coordenadas de los puntos graficados se indican en la Tabla 4.16.

Tabla 4.16 Valores para la construcción de las curvas de convergencia.

Dado de 1 oz		Dado de 3/4 in		Dado de 1/2 in	
#nodos	Esfuerzo principal	#nodos	Esfuerzo principal	#nodos	Esfuerzo principal
729	25,6	1202	24	1156	36,286
1272	44,621	2026	50	10327	74,9
2316	95,47	2730	117,99	15230	128,24
7500	145	15946	206	17412	186,1
55424	180	18603	221,54	53925	207,4
117114	194	38685	233,86	143770	221,69
		82006	240,5	204970	230,92
				244893	227,33

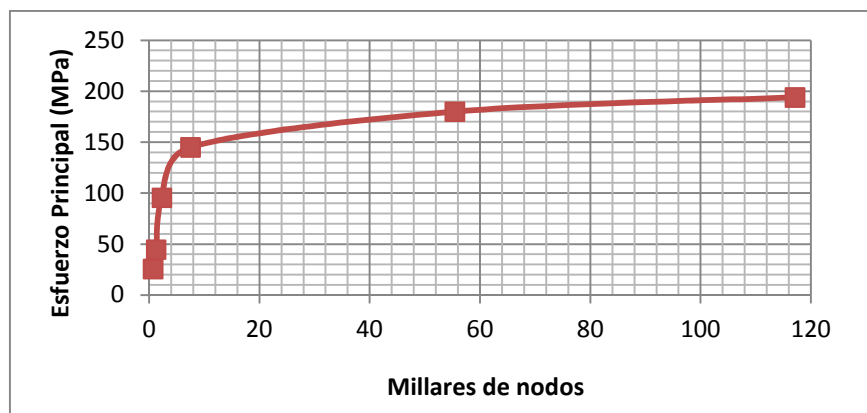


Figura 4.16. Curva de convergencia para el dado de agujero para pesas de 1 oz.

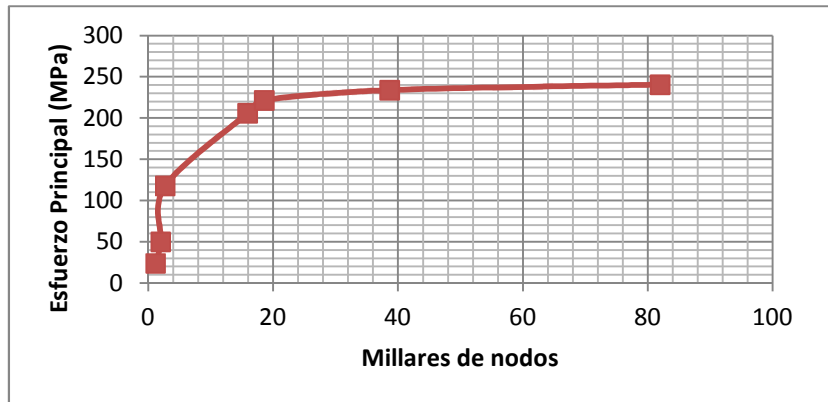


Figura 4.17. Curva de convergencia para el dado de agujero para pesas de $\frac{3}{4}$ in.

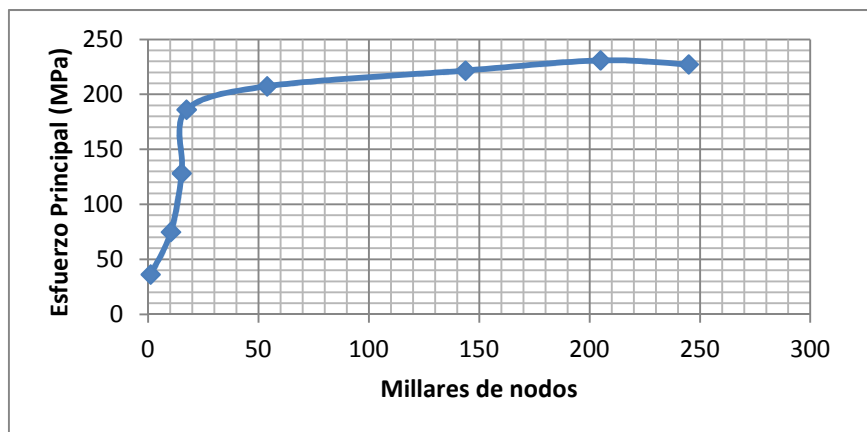


Figura 4.18. Curva de convergencia para el dado de agujero para pesas de $\frac{1}{2}$ in.

Las figuras Figura 4.19, Figura 4.20 y Figura 4.21, indican la distribución del valor del esfuerzo principal en la pieza, se observa que el máximo se presenta en la región del saliente cónico del dado que tiene como función garantizar el sellado de la cámara.

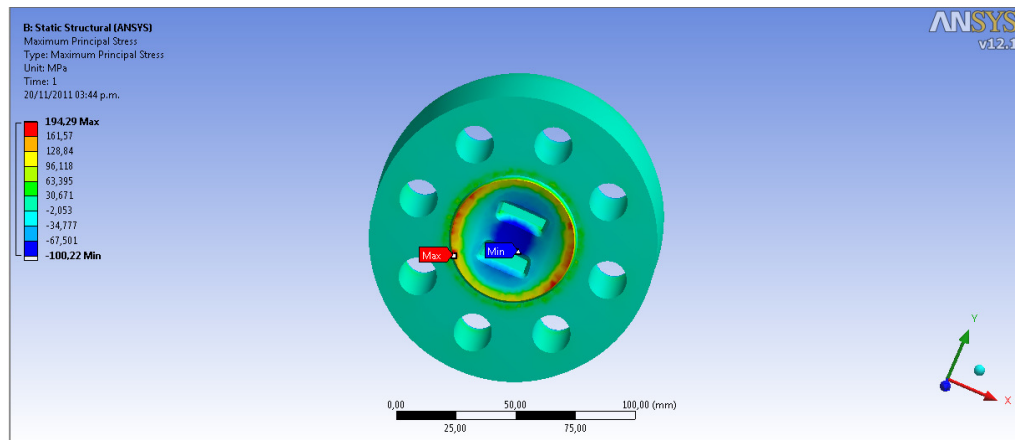


Figura 4.19. Resultado de la simulación con 117114 nodos para dados de doble agujeros para pesas de 1oz.

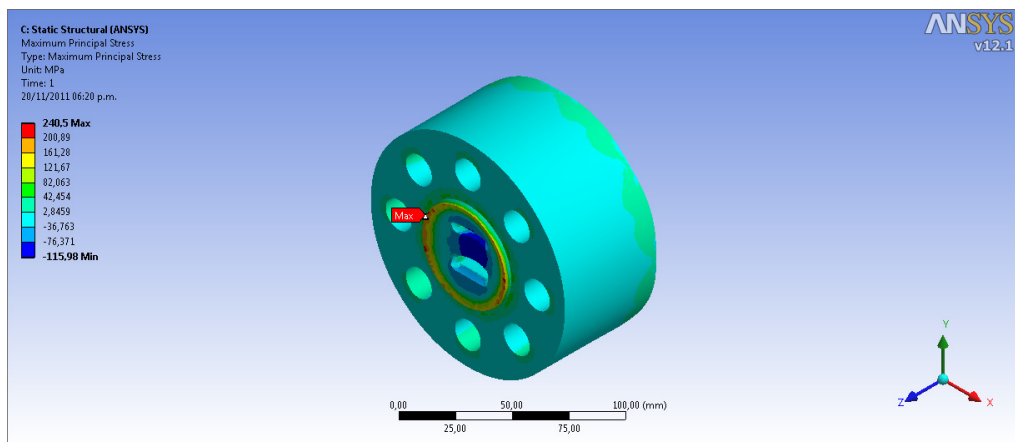


Figura 4.20. Resultado de la simulación con 82006 nodos para dados de doble agujeros para pesas de $\frac{3}{4}$ in.

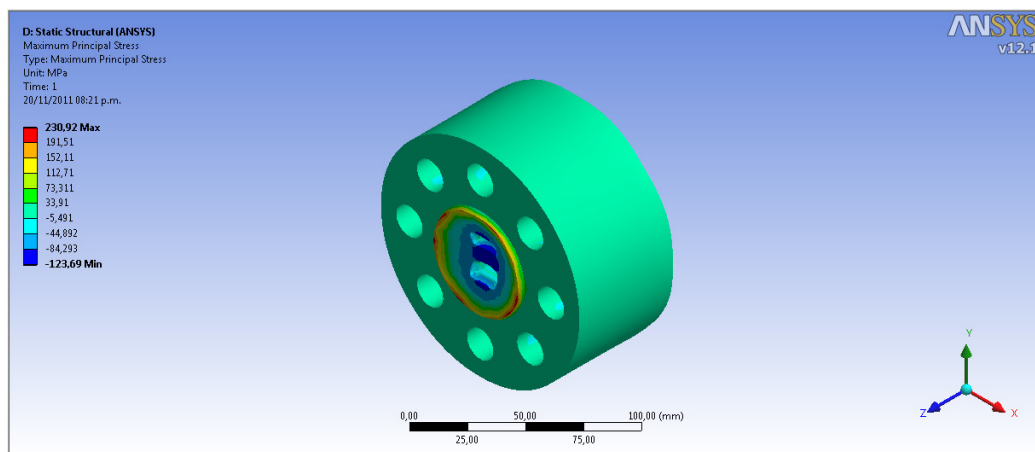


Figura 4.21. Resultado de la simulación con 244893 nodos para dados de doble agujeros para pesas de $\frac{1}{2}$ in.

A continuación se procede con el cálculo del factor de seguridad al que está sometida la pieza bajo fatiga, para ello se realizan las consideraciones indicadas en la Tabla 4.17, las cuales se basan en lo establecido en la sección 2.2.8.6. En la Tabla 4.18 se presentan los factores de seguridad para los dados con los agujeros de las presentaciones de agujeros, a partir de estos resultados, se establece que la geometría de la pieza cumple con el rango de factores de seguridad recomendado para cargas repetidas o de fatiga, que es de 2,5 a 3 (véase 2.2.8)

Tabla 4.17 Consideraciones realizadas para el cálculo a fatiga del dado.

Variable	Valor	Variable	Valor
C_{carga}	0,6	S_y	1650 MPa
$C_{\text{Superficie}}$	0,9	S_u	1990 MPa
$C_{\text{tamaño}}$	0,75	Núm. de Ciclos	Vida infinita
C_{temp}	1	S'_f	995 MPa
$C_{\text{confiabilidad}}$	0,83	σ_{min}	0 MPa

Tabla 4.18 Factor de seguridad de trabajo para los dados extrusores.

Agujero	σ_{max} MPa	σ_m MPa	σ_a MPa	N
Ecuación	Ec. 2.39	Ec. 2.35	Ec. 2.36	Ec. 2.33
		$\frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$	$\frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$	$\sigma_m + \sigma_a \frac{S_y}{S_f} = \frac{S_y}{N}$
1oz	194,3	97,5	194,3	2,8
¾ in	240,5	120,3	240,5	2,5
½ in	230	115	230	2,6

4.6 Diseño del punzón extrusor.

El punzón extrusor es un elemento que va acoplado al pistón de la prensa y su función es transmitir la potencia de este último hacia el plomo con el cual tiene contacto. Como se aprecia en la Figura 4.22, el punzón comprende cuatro elementos, el elemento 1 es el punzón como tal, que es el extremo de la barra que tiene contacto con el plomo y comprime al plomo dentro de la recámara para que este alcance la presión de extrusión y pase por las aberturas.

El diámetro de la punta del punzón es igual al de la cámara menos una holgura, esta holgura, tiene como función evitar que el punzón roce con la cámara, lo que incrementaría la fuerza de extrusión, a la vez que no debe ser muy grande para evitar el escape de material extruido. Para estimar dicha holgura se consideró un ajuste de juego entre la cámara y el elemento 1 del punzón. Buscando obtener un ajuste móvil, se seleccionó según la norma Norven 12.006, una tolerancia dimensional que permitiera un juego mínimo de 0,05 mm y un juego máximo de 0,1 mm, entre la cámara y la punta del punzón, tomando como partida el diámetro nominal del punzón, obteniéndose así, una tolerancia dimensional normalizada para dicha medida de 50 F7f7. El ajuste seleccionado para estas dimensiones, cumple con la norma DIN 7184 (Bauser, 2006).

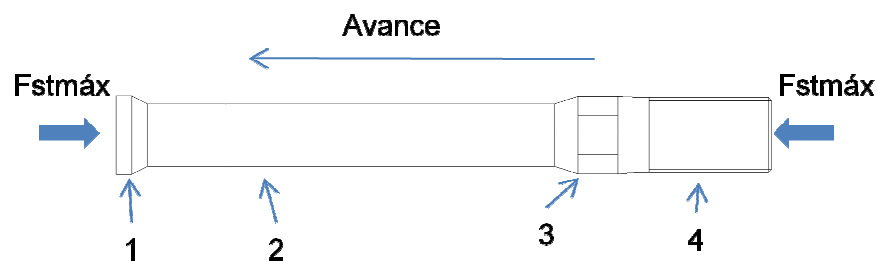


Figura 4.22. Secciones del punzón extrusor.

El 2do elemento es el vástago del punzón, este elemento tiene la función de distanciar al acople del punzón con la cámara ya que este no entra en la misma, para establecer el diámetro de la sección del vástago, D_{st} , se utilizará la metodología del aparte 2.2.8.4, que trata de la compresión de columnas, siendo el caso de estudio una columna tipo 3, con un extremo empotrado que sería el acople con el pistón, y el otro extremo guiado ($f_e = 2$).

A continuación se verificarán en el segundo elemento, el vástago del punzón, que se satisfaga la condición de no-pandeo y de resistencia a la fatiga por compresión, como punto de partida se considerará que el punzón es del acero AISI H11, recomendado por la bibliografía (véase 2.2.7.5), cuyas propiedades se presentan en el anexo K ($S_y = 1650 \text{ MPa}$, $S_u = 1990 \text{ MPa}$, $E = 210 \text{ GPa}$), adicionalmente, el diámetro del vástago punzón, D_v , se establece en 45 mm. En primer lugar se determina el valor del radio de giro utilizando la Ec. 2.28, con la fórmula de inercia de un área circular.

$$R_g = \sqrt{\frac{\pi * \frac{D_v^4}{64}}{\pi * \frac{D_v^2}{4}}} = \sqrt{\frac{D_v^2}{16}} = \frac{45}{4} = 11,25 \text{ mm}$$

Se procede a determinar la esbeltez para conocer si la columna es corta, intermedia o larga, esto se hace por medio de la Ec. 2.29 considerando que la longitud de columna de sección menor, L_{col} , es igual a 393 mm.

$$\text{Esbeltez} = \frac{393 \text{ mm}}{11,25 \text{ mm}} = 34,93 > 20$$

Este resultado de esbeltez, evidencia que la columna no es corta, para determinar si la columna es larga o intermedia se procede a determinar la esbeltez crítica con la Ec. 2.30.

$$\text{Esb. Crítica} = \pi \sqrt{\frac{2 * \pi * 210000 \text{ MPa}}{1650 \text{ MPa}}} = 88,8 > 34,93$$

Este resultado de esbeltez crítica, indica que la columna en estudio es de tipo intermedia, por lo que la condición de pandeo se verifica con la ecuación de Johnson (Ec. 2.32), comparando la fuerza de compresión admisible F_c , con la fuerza del punzón máxima, F_{stmax} , de la Tabla 4.1 que es 290,4 KN, de la forma siguiente:

$$\frac{F_c}{A} = 1650 - \left(\frac{1650}{2\pi}\right)^2 * \left(\frac{1}{2 * 210000}\right) * \left(\frac{393\text{mm}}{11,25 \text{ mm}}\right)^2$$

$$F_c = 1449,62\text{MPa} * A = 1449,62\text{MPa} * \pi * \frac{(45\text{mm})^2}{4} = 2305 \text{ KN} > 290,4\text{KN}$$

$$N = \frac{2305\text{KN}}{290,4\text{KN}} = 7,9$$

La fuerza admisible es mayor a la fuerza existente, por lo que se verifica que no ocurre pandeo con un factor de seguridad de 7,9.

A continuación se realiza el cálculo resistente por fatiga producto de la carga variable de compresión, en la Tabla 4.19 se presentan las consideraciones realizadas para este cálculo.

Tabla 4.19 Consideraciones para el cálculo de fatiga a compresión del vástago del punzón.

Variable	Valor	Variable	Valor
C_{carga}	1	σ_{max}	231,04 MPa
$C_{\text{Superficie}}$	0,9	σ_{min}	0 MPa
Díámetro	45 mm	S_y	1650 MPa
$C_{\text{tamaño}}$	0,75	S_u	1990 MPa
C_{temp}	1	Núm. de Ciclos	Vida infinita
$C_{\text{confiabilidad}}$	0,83	S'_f	995 MPa
Fstmax	290,4 KN		

$$S_f = 557,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 115,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 231,04 \text{ MPa}$$

$$N = 2,61$$

Se puede evidencia que el vástago para el diámetro mínimo de 45 mm, no presenta falla por fatiga a vida infinita con un factor de seguridad de 2,61, el cual cumple con lo establecido en la sección 2.2.8 (rango admisible 2,5 a 3), al no presentarse tampoco la falla por pandeo, éste queda establecido con esa magnitud.

El elemento 4 se refiere a la rosca interna de la conexión del punzón con el pistón, la cual consiste en una rosca M48x2 de 76,2 mm de longitud, se calculará el esfuerzo cortante de barrido mediante la Ec. 2.44, considerando el diámetro mayor de 48 mm y el factor wx igual a 0,8.

$$\tau_{\text{barrido}} = \frac{290338,4 \text{ N}}{\pi * 48 \text{ mm} * 0,8 * 76,2 \text{ mm} * 1} = 31,6 \text{ MPa}$$

Tabla 4.20 Consideraciones para el cálculo de fatiga a compresión del vástago del punzón.

Variable	Valor	Variable	Valor
C_{carga}	1	τ_{min}	0 MPa
$C_{\text{Superficie}}$	0,9	S_y	1650 MPa
Diámetro dr	45,54 mm	S_u	1990 MPa
$C_{\text{tamaño}}$	0,75	Núm. de Ciclos	Vida infinita
C_{temp}	1	Sycorte ($S_y * 0,577$)	952,05 MPa
$C_{\text{confiabilidad}}$	0,83	Sucorte ($S_u * 0,8$)	1595 MPa
τ_{max}	31,6 MPa	S'_f	995 MPa

$$S_f = 446,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 15,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 31,6$$

$$N = 11,5$$

El resultado indica que la conexión es capaz de soportar el esfuerzo de barrido con un factor de seguridad de 11,5.

El último elemento del punzón que se debe considerar es el elemento 3, este elemento tiene forma análoga a una tuerca, y sirve para girar el punzón mediante una llave de tuercas con el fin de que rosque con la conexión del punzón, para su diseño se estableció que sus dimensiones equivalen a las de una tuerca de 1 3/8 in de diámetro nominal presentes en el anexo C.

Adicionalmente, deben tomarse en cuenta zonas de transición entre las secciones de áreas diferentes, estas deben ser de forma tal de que no se produzcan concentraciones de esfuerzos considerables en las superficies, así como se debe evitar la existencias de bordes puntiagudos, toda esquina debe poseer redondez, en el anexo M se presenta el plano que contiene todos los aspectos establecidos en esta sección.

4.7 Diseño del sistema de calentamiento.

La resistencia eléctrica debe colocarse alrededor de la cámara de extrusión de forma similar a una chaqueta. Para seleccionar la resistencia eléctrica que satisfaga las condiciones de la máquina extrusora, se debe conocer la potencia requerida por la misma en Watts, para que suministre el

calor necesario para llevar al plomo a la temperatura de extrusión. Se considerara la temperatura inicial igual a la temperatura ambiente de 25 °c, la temperatura final 259 °c (véase 4.1.1), para el valor de capacidad calorífica un promedio entre los valores de las mismas entre 0 y 300 °c presentados en el anexo E, resultando que esta es 132 J/Kg.°c; la densidad del plomo expresada en la mencionada tabla es de 11100,5 Kg/m³; el volumen se considera igual al ocupado por un cilindro de longitud igual a 121mm y diámetro 50mm. Para determinar la potencia de la resistencia, se utiliza la Ec. 2.14.

$$Q = 11100,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * (\pi * (0,025\text{m})^2 * 0,121\text{m}) * 132 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{c}} * (259 - 25)^\circ\text{c}$$

$$Q = 81460,59 \text{ J}$$

Para el cálculo de la potencia se considera el tiempo de calentamiento calculado en la sección 4.4.2 que es de 29 segundos, no se considera el tiempo de ocio de la máquina puesto que este no es constante para cada ciclo, la potencia se determina por la Ec. 2.15.

$$W_{\text{cal}} = \frac{81460,59 \text{ J}}{29\text{s}} = 2808,9 \text{ W}$$

La potencia que se requiere que suministre la resistencia eléctrica es igual a 2808,9 W, cabe destacar, que en caso de que se debe utilizar en la máquina extrusora un resistencia que suministre una potencia igual o mayor que este valor, en caso de seleccionarse una de menor capacidad, se debe corregir el tiempo de calentamiento en concordancia ya que de lo contrario el plomo en la extrusión no alcanzaría la temperatura designada de 259 °c.

La resistencia eléctrica debe ser capaz de adaptarse alrededor de la cámara de extrusión sin interferir con los soportes, por lo que su longitud máxima debe ser igual o menor al espacio disponible entre las ranuras de los soportes de la cámara, que es de 100 mm tal como se aprecia en las

dimensiones de la mismas como se aprecia en el plano de la cámara del anexo M. La Tabla 4.21 presenta un resumen de las características que la resistencia eléctrica debe satisfacer.

Tabla 4.21 Características de la resistencia eléctrica

Característica	Valor
Diámetro interno	50 mm
Longitud	120 mm
Potencia suministrada	2808 W
Temperatura de trabajo	259 °c

4.8 Estudio de factibilidad económica.

En esta sección se presenta el desarrollo del procedimiento para calcular el tiempo de pago, establecido en la sección 2.2.11 y esquematizado en la Figura 3.3.

4.8.1 Estimación de la inversión inicial.

4.8.1.1 Capital fijo.

El capital fijo incluye todas las inversiones realizadas en herramientas y equipos, se estableció un costo imprevisto equivalente al 5% del total estimado para estos, este sirve como margen de error para la estimación realizada. La tabla Tabla 4.22 presenta los resultados obtenidos en este punto.

Tabla 4.22 Estimación del capital fijo.

Elemento		Descripción	Estimación BsF.
1	Pistón hidráulico	Importado, marca Eaton-Vickers serie NZ-01, incluye flete	28788
2	Cámara extrusora y soportes	Material, mecanizado de piezas y transporte	15000
3	Dados	Material, mecanizado de piezas y transporte	9000
4	Resistencias eléctricas	Compra y transporte	400
5	Sistema hidráulico	Incluye unidad hidráulica, tuberías, válvulas, instrumentos y tablero eléctrico	80000
6	Punzón	Material, mecanizado de piezas y transporte	9500
7	Instalación	2 días de salario del operador	157
Total parcial			142845
Imprevistos		5% del total parcial	7142,25
Costo fijo			149987,25

Para la estimación de los precios se realizó un estudio de mercado, en el caso particular del pistón hidráulico se consideró un precio de fábrica suministrado por Eaton-Vickers de características similares al que requiere este proyecto, este precio en dólares fue convertido en bolívares considerando además el costo de transporte asociado; similarmente, se realizó la investigación del costo de las resistencias eléctricas usando como referencia el precio de compra de resistencias anteriores de características similares.

En el caso de las piezas mecanizadas se realizó una visita a un taller de mecanizado donde un representante suministro una estimación basándose en piezas similares que han fabricado, esto incluye a la cámara y los

componentes del sistema de soporte, a los dado y al punzón extrusor; Por su parte, la estimación del costo del sistema hidráulico fue realizada por la empresa Importadora Industrial C. A. bajo solicitud de los autores tomando en consideración la información de los requerimientos diseñados.

4.8.1.2 Capital de trabajo.

El capital de trabajo representa aquellas inversiones necesarias para empezar a producir beneficios a partir de las máquinas y equipos instalados, en ese sentido, es necesario determinar dos valores, la cantidad en Bs.F. de materia prima (plomo y adhesivo) necesaria para 15 días de producción, así como el inventario de producto terminado por el mismo periodo.

En primer lugar, es necesario establecer los Kg al mes de producción adicional que se pueden obtener con la máquina diseñada, para ello se comparan los Kg/mes que se dejan de producir por parte de la extrusora (diferencia entre producción de la cortadora y de la extrusora instalada) con los Kg/mes teóricos que puede producir la máquina diseñada. Para realizar los cálculos de este aparte se hicieron las siguientes consideraciones:

- Para determinar el tiempo de procesamiento de cinta en Min/cinta de la cortadora y la extrusora instalada se estableció un promedio entre los tiempos para cada presentación, los cuales se indican en la Tabla 1.3.
- Se establece a partir de información recopilada en la empresa que cada cinta posee el material equivalente a 19 tochos por lo que cada una pesa aproximadamente 40 Kg.
- Se estableció la duración de la jornada en 7 hr diarias, 5 días por semana y 4,33 semanas al mes, para un total de 9093 min/mes.

- Una caja de producto terminado pesa 5,1 Kg/caja independientemente de su presentación.
- El tiempo de procesamiento de cinta teórico de la máquina diseñada comprende los 36 segundos establecidos en la sección 4.4.2 mas 12 s adicionales para que el operador cambie el tocho y reinicie el sistema, se consideran 7 minutos adicionales por cinta que incluyan el retiro de la cinta y el ocio, para un total de 15,32 min/cinta.
- El valor del plomo como materia prima se establece en 19,89 Bs.F., este valor fue suministrado por Ploeca C. A. y considera el costo de la materia prima como tal que es de 1950 US\$/Ton (al 29/10/11), así como los costos del transporte y del crédito necesario para pagar al contado, totalizando 4626 US\$/Ton convertido a cambio oficial.
- El adhesivo se compra en rollos a 96 Bs.F., y alcanzan para 7 cajas.
- Cada caja es de cartón y cuesta 5 Bs.F./caja.
- El precio de venta de las pesas es 240 Bs.F./caja.

La Tabla 4.23 presenta los datos de producción por mes para su comparación, estableciéndose que la producción adicional que se puede obtener es de 7621,16 Kg/mes (1494,34 cajas/mes), quedando demostrado que la extrusora diseñada es capaz de suplir la diferencia de producción, una vez obtenido este valor se procede a determinar el costo variable, el cual está indicado en la Tabla 4.24 como 266.065,79 Bs.F., por lo que la inversión inicial se estima en 416.053 Bs.F.

Tabla 4.23 Producción adicional.

Producción de:	Tiempo de procesamiento de una cinta Min/Cinta	Producción Kg/mes
Cortadora	23,3	15610,3
Extrusora instalada	47,7	7989,14
Dif. Cortadora y extrusora instalada	-	7621,16
Extrusora diseñada (teórica)	15,32	23738,4

Tabla 4.24 Costos variables.

Elemento	Costo unitario	Costo total
Plomo	19,89 Bs.F./Kg	151.584,87 Bs.F./Mes
Adhesivo	13,71 Bs.F./Caja	20.487,4 Bs.F./Mes
Cajas	5 Bs.F./Caja	1.417,7 Bs.F./Mes
Inventario producto terminado	240 Bs.F./Caja	358.641,6 Bs.F./Mes
Costo variable (Bs.F.) para 15 días:		266.065,79

4.8.2 Flujo monetario mensual.

Además de las consideraciones del aparte 4.8.1, dos aspectos adicionales son tomados en cuenta para el cálculo del flujo mensual, estos son los gastos eléctricos y el salario del operador, el precio unitario del primero se establece por medio de la gaceta oficial N. 37415 en 0,02836 Bs.F./KWh, solo se utilizará la tarifa por consumo, se estima el consumo eléctrico de la máquina estableciendo la potencia a consumir por las bombas y por las resistencias eléctricas. El salario del operador se establece en 2431 Bs.F./mes (dato suministrado por ploeca) y se considerarán 2 operadores, el de la cortadora y uno de la extrusora.

Para el caso de las bombas se conoce su consumo a partir de lo establecido en la Tabla 4.10, el tiempo de ciclo se establece a partir del valor

de procesamiento teórico, que es 15,33 min/cinta, o 49 s/tocho se considerará que la bomba de avance rápido funciona un 27% del tiempo (13 de 49 s), la bomba de extrusión funciona un 48% de la jornada (23 de 49 s) y un ocio del 25%, por lo que el consumo ponderado por jornada se calcula como un promedio ponderado entre los consumos individuales de las bombas tal como lo establece la Ec. 4.3. Para la resistencia eléctrica se considerará que el consumo es de 2,8 KW, tal como se calculó en la sección 4.7; adicionalmente se debe considerar el costo eléctrico adicional de la cortadora el cual se estima en 1 HP (0,373 KW) adicionales, producto de los motores que posee, una vez sumados los consumos de las bombas mediante la Ec. 4.2, de la resistencia y de la cortadora, se obtiene el consumo de 5,173KW, multiplicado por las 9093h/mes, se obtienen 47038KWh/mes

$$H (\text{total}) = 0,27 * H(\text{bomba } 0.2) + 0,48 * (\text{bomba } 0.1) \quad \text{Ec. 4.3}$$

$$H (\text{total}) = 0,27 * 3KW + 0,48 * 2,5KW = 2KW$$

La Tabla 4.25 presenta el cálculo del flujo monetario mensual, el cual se observa que es de signo positivo, lo que indica que se genera un flujo de ganancia. La Tabla 4.26 presenta el cálculo de la diferencia entre los flujos monetarios y la inversión inicial mediante la Ec. 2.62, en esta se aprecia que al final del tercer mes ya se ha recuperado la inversión y producido las primeras ganancias, por lo que se establece que el tiempo de pago es de 3 meses.

Tabla 4.25 Cálculo del flujo monetario mensual.

Elemento	Valor unitario	Consumo	Flujo monetario Bs.F./Mes
Plomo	-19,89 Bs.F./Kg	7621,16 Kg/mes	(-)151.584,87
Adhesivo	-13,71 Bs.F./Caja	1494,34 cajas/mes	(-) 20.487,4
Cajas	-5 Bs.F./Caja		(-) 1.417,7
Beneficios	+240 Bs.F./Caja		(+) 358.641,6
Operador	-2431 Bs.F./oper.	2 Oper./mes	(-) 4.862
Electricidad	-0,0284Bs.F./KWh	47038 KWh/mes	(-) 1335,9
Flujo monetario mensual:			(+) 178.953,4

Tabla 4.26 Tiempo de recuperación del mes inicial.

Mes	Inversión inicial por recuperar Bs.F.	Flujo monetario Bs.F.	Diferencia Bs.F.
0	416.053	0	(-) 416.053,00
1	416.053	178.953,4	(-) 236.339,6
2	236.339,6	178.953,4	(-) 56.626,2
3	56.626,2	178.953,4	(+) 123.087,2
4	0		

Capítulo 5 Análisis de resultados.

5.1 Análisis de resultados.

En este capítulo se presentan los análisis de los resultados obtenidos en el capítulo 4, con el fin de mostrar el cumplimiento de los objetivos.

5.1.1 Parámetros de extrusión.

El cumplimiento del objetivo 1 se obtuvo mediante el cálculo de la relación de extrusión, la temperatura de extrusión y la fuerza de extrusión. La relación de extrusión se obtuvo utilizando la información recabada del proceso, determinándose el área de la cámara a partir del diámetro máximo del tocho, y el área de la abertura, dada por el espesor y ancho de la pesa terminada.

5.1.1.1 Fuerza de extrusión.

En relación al cálculo de la fuerza de extrusión se determinó que la fuerza de extrusión máxima fue de 290,338 KN, se utilizó el mayor valor entre los valores teóricos y experimentales para dados de un solo agujero y los teóricos de doble agujero, se constató teóricamente que los dados de doble agujero representan una disminución de la fuerza de extrusión de 21% para la presentación de 1 oz, y de 18% para la de $\frac{3}{4}$ y $\frac{1}{2}$ in, esto debido a que el doble agujero presenta el doble del área de abertura, lo que reduce la relación de extrusión y por ende la carga. Se utilizó la mayor de un solo agujero ya que se estableció como condición de diseño que los dados deben

ser capaces de trabajar indistintamente tanto con dados de un solo agujero como de doble agujero.

La fuerza experimental medida para la menor abertura resulto ser 7% menor que la teórica, esto puede deberse al hecho de que la máquina instalada tiene un solo tocho en la cámara al principio de la extrusión, lo que se traduce en una menor longitud de la superficie de fricción y por ende menor resistencia de fricción, adicionalmente, el modelo utilizado para la determinación de la fuerza teórica puede contribuir a esta diferencia, ya que este no considera la temperatura de extrusión sino que se ajusta a extrusión a temperatura ambiente; se seleccionó el valor teórico por considerarse más conservador.

5.1.1.2 Temperatura de extrusión.

En cuanto a la temperatura de extrusión, se establece como la mayor del rango recomendado por la bibliografía, 260°C, esto es con el fin de facilitar el flujo del material por las aberturas, puesto que se conoce que un incremento de la temperatura representa una disminución de la fuerza de extrusión, tal disminución no se consideró durante el cálculo resistente de los elementos.

5.1.1.3 Tiempo de calentamiento.

Por su parte la metodología del cálculo del tiempo de calentamiento, considera una transferencia de calor donde el coeficiente de convección no está presente. El valor del tiempo de calentamiento fue de 29s, este tiempo de calentamiento indica que es posible, con una reducción de 67% en el tiempo de extrusión en relación a la máquina existente, asegurar que el tocho alcance la temperatura recomendada.

5.1.2 Diseño de la cámara extrusora.

La consecución del objetivo 2, se obtuvo mediante la determinación de las dimensiones de la cámara. El diámetro interno de la cámara se estableció lo más pequeño posible, 0,1 mm por encima del diámetro máximo del tocho, si se hace más pequeño se corre el riesgo de que el tocho choque con la cámara y no sea capaz de moverse en la misma hasta la posición de extrusión.

El análisis para calcular el radio externo se realizó utilizando la metodología recomendada por la bibliografía, esta considera a la cámara como un cilindro sometido a una presión interna donde el plomo se comporta como un fluido incompresible presurizado, lo que hace que la aplicación de la fuerza de extrusión desde la superficie del punzón genere un esfuerzo uniforme en todo su volumen, éste se transmite hacia las paredes que lo contiene de forma análoga a como lo hace la presión de un fluido en un recipiente. La fuerza de los dados se calculó con la presión de extrusión máxima (Tabla 4.1) aplicada sobre el área del dado perpendicular al eje de la cámara, se consideró que ésta se transmite a la cámara a través de la unión entre estos, esta fuerza es la componente axial del análisis de la cámara como recipiente a presión.

Una observación que se puede realizar a los resultados de la Tabla 4.3 es que a medida que se va incrementando el radio, el incremento del factor de seguridad es cada vez menor, al punto que a partir de 250 mm, los incrementos son menores a 0,01, esto se debe a que el modelo teórico para el cálculo de los cilindros bajo presión está basado en una asociación entre los esfuerzos y la deformación, a medida que las dimensiones se

incrementan, el modelo establece que se producirá cada vez mayor deformación y por ende mayores esfuerzos.

5.1.3 Sistema de soporte.

El objetivo 3 se cumplió mediante el diseño de un sistema que consiste en 2 soportes, un soporte delantero compuesto por una pieza vertical que está en contacto con la cámara, soldada a una placa horizontal, que sirve para fijar el soporte a la mesa mediante 12 pernos; así como un soporte trasero, el cual es similar al delantero, difiriendo solo en que la pieza vertical se separo en dos partes, las cuales están unidas mediante dos pernos, esto de forma de facilitar el montaje y desmontaje de la cámara, así como de la resistencia eléctrica, la cual va abrazada alrededor de la superficie externa de la cámara. En caso de que se desee reemplazar a la cámara, la resistencia o una pieza de un soporte, no sería necesario reemplazar todo el conjunto cámara-soporte, tal como sucedería en caso de que estuviesen soldados.

Con la finalidad de garantizar que la fuerza del dado se distribuya uniformemente entre ambos soportes, se agregó una conicidad de 10° en la cara que del soporte delantero que está en contacto con la cámara y en la cara delantera del soporte trasero que toca a la cámara, esto trae consigo dos beneficios, en primer lugar, preserva el contacto con la cámara en todo momento de forma que la deformación que pueda producirse en la cámara, no genere que uno de los soportes reciba un mayor esfuerzo de la carga axial que el otro; adicionalmente, esta conicidad, facilita la colocación de la cámara en su lugar durante el montaje.

Sin embargo, un punto de atención es la alineación durante el montaje entre el eje del pistón y de la cámara, debido a la presencia de un juego

entre la cámara y los soportes, la desalineación se evita, asegurándose de que se garantice que los pernos que unen las piezas 1 y 2 estén pretensados.

5.1.4Diseño del sistema motor.

El cumplimiento del objetivo 4 se realizó diseñando un sistema que transmitiera la potencia necesaria para realizar la extrusión, este consiste de motores eléctricos que suministran la potencia para el giro del sistema de bombeo, el cual produce un caudal y presión en el fluido hidráulico controlado por un sistema electrohidráulico, que genera el movimiento del pistón y por ende la extrusión del plomo.

Para establecer el diseño del pistón hidráulico se utilizó como referencia los catálogos de la serie NZ-01 de pistones Eaton-Vickers, se seleccionó esta marca debido a que existen antecedentes de buenas relaciones comerciales entre la Ploeca C. A. y ese fabricante, adicionalmente, establecer las características del diseño por medio de un modelo comercial permite asegurar que su resistencia y dimensiones están comprobadas y que existe disponibilidad de un equipo que satisface los requerimientos del diseño en el mercado. Conocer los requerimientos de fuerza y carrera para la aplicación de estudio, permitió conocer las características de la conexión con el punzón, así como las dimensiones del émbolo, lo cual sirve para determinar las demás características del sistema motor.

Se estableció que el sistema de bombeo estaba compuesto por dos bombas una para avance rápido que se encargue del posicionamiento rápido y del retroceso, y otra bomba de alta presión que se encargue del avance de

extrusión, esto trae como ventaja una reducción de la carga de trabajo de la bomba de extrusión.

Se estableció que la bomba de avance lento debe ser capaz de suministrar la presión máxima para extrusión con dados de un agujero, indicándose de forma implícita que está sobre-dimensionada para trabajar con dados de doble agujero, mientras que, para la bomba de baja presión se consideró una presión mínima de 200 psi, suficiente solo para vencer la resistencia al avance del pistón y por fricción en los instrumentos hidráulicos, ese valor es recomendado por el fabricante del pistón.

El esquema de control electro-hidráulico se elaboró tomando en consideración el sistema compuesto por 3 etapas, la de avance rápido, extrusión y retroceso rápido, agregando además la modalidad de un ciclo de purga para quitar todo el plomo del sistema en caso que esto se requiera. También se incluyó un pulsador para suspender el funcionamiento de las bombas en caso de que se observe un defecto en el proceso, otro pulsador reanuda al sistema.

El esquema eléctrico de control utiliza 5 sensores inductivos, estos son capaces de detectar la cercanía de objetos metálicos y emitir una señal de salida que cierra un contacto, dos de estos sensores están incluidos internamente en el pistón, estos son los de principio y final de carrera, los demás están ubicados por fuera del pistón, en las posiciones señaladas en el capítulo 4.

5.1.5 Diseño de los dados.

El cumplimiento del objetivo 5, comprende el diseño de las dimensiones y del material de los dados para las presentaciones de doble agujero, incluyéndose el diseño de su unión con la cámara extrusora y el perfil de las aberturas de cada dado acorde con la presentación de pesa que se desee producir.

En ese sentido, analizando los resultados de los análisis de elementos finitos arrojados por la simulación realizada en el programa *ANSYS Workbench* se puede observar que las zonas identificadas con colores que tienden al rojo son las que están sometidas al mayor esfuerzo de tracción, estas zonas se concentran en la región del saliente cónico de la cara del dado en contacto con el plomo, más específicamente donde ocurre el cambio de sección, lo que se indica que allí se encuentra el mayor concentrador de esfuerzos, similarmente, el mayor esfuerzo de compresión, indicado por las áreas coloreadas de colores más oscuros, se presenta en las aberturas de los dados, lo que indica que allí también hay concentración de esfuerzos, pero de compresión, esto a pesar de que en ambos casos se utilizaron transiciones entre secciones y no un cambio brusco, para reducir la concentración de esfuerzos.

Adicionalmente, a partir de los resultados de la simulación (véase Tabla 4.18), se puede establecer que el dado más esforzado es el de los agujeros de $3/4$ in, la diferencia entre los factores de seguridad entre los dados de 1oz y $3/4$ in, se debe a que la fuerza teórica aplicada en el análisis es mayor en la de $3/4$ in, generando que este último presente esfuerzos internos más elevados, la diferencia entre el factor de seguridad N del dado de $3/4$ in y el de $1/2$ in puede deberse a que las características agujero, siendo el segundo

más cuadrado que el primero, produzca menos concentración de esfuerzos por la asimetría.

5.1.6 Diseño del punzón.

La consecución del objetivo 6, se determinó mediante el diseño de las dimensiones y del material del punzón extrusor, el cual garantiza la transformación de la potencia del pistón hacia la compresión del plomo. La punta del pistón se estableció de un diámetro 0,1 milímetros menor que el diámetro de la cámara, esto con la finalidad de minimizar la posibilidad de que el plomo se escape por esta holgura durante la extrusión tal como ocurre en la máquina instalada, donde la holgura es de 1,4 mm y se produce una extrusión indirecta que genera el desaprovechamiento del 6,7% de masa en la extrusión.

La disminución de la holgura se considera en el diseño tanto de la punta del punzón como de la cámara, ya que se requerirá de una diferencia entre sus dimensiones, de forma que no se produzca roce entre la punta del pistón y la cámara, lo que incrementaría la resistencia al movimiento entre el pistón y por ende la fuerza de extrusión, por lo que un sellado total no es una opción práctica, este roce no se evita por completo, ya se espera que el plomo se adhiera a las paredes de la cámara, pero se logra evitar el contacto entre las paredes de acero.

La sección más pequeña del vástago se consideró de 45 mm de diámetro y de 393 mm de longitud, evidenciándose que esta columna es de longitud intermedia de material AISI H11, siendo capaz de resistir la fatiga producto de la carga repetitiva de compresión, así como de no presentar

pandeo, para reducir concentraciones de esfuerzos se incluyó una transición cónica entre las diferentes secciones del punzón.

5.1.7 Diseño del sistema de calentamiento.

El objetivo 7 se cumplió estableciendo las características requeridas de una resistencia eléctrica para el calentamiento del tocho a la temperatura establecida en términos de tamaño y calor que puede suministrar. Cabe destacar, que el cálculo del tiempo de calentamiento del tocho para las condiciones consideradas, éste depende solo de las características del material a calentar, en este caso el plomo, sin embargo, si se desea calcular la potencia calorífica del proceso, si es necesario determinar la energía de calor que se requiere suministrar para producir el cambio de temperatura, un punto de atención es que es posible producir el mismo incremento de temperatura con una menor transferencia de calor en un mayor tiempo, pero no es posible elevar la temperatura al valor deseado en un tiempo menor al de calentamiento incrementando la potencia calorífica suministrada, ya que las características del material, no lo permiten.

5.1.8 Estudio económico del proyecto.

Durante la consecución del 8vo objetivo, se pudo constatar que la máquina extrusora diseñada es teóricamente capaz de manejar 3,11 veces más cantidad de Kg al mes de plomo en comparación con la extrusora instalada, esto se traduce en que ésta es capaz de suplir completamente la diferencia de producción entre la cortadora y la extrusora instalada, llegando a exceder la capacidad de la cortadora misma en un 52%, por lo que para la operación al 100% de la capacidad de la cortadora, no sería necesario el funcionamiento de la máquina instalada.

El tiempo de pago se obtuvo mediante una comparación entre el valor de la inversión inicial y los flujos monetarios, la inversión inicial está compuesta por una estimación mediante investigación de mercado de los costos de todos los elementos de la máquina, incluyendo las piezas mecanizadas, el pistón y la unidad hidráulica, adicionalmente, la inversión inicial incluye el costo para medio mes de inventario de materia prima y producto terminado.

Adicionalmente se verificó que el flujo monetario mensual representa un ingreso para la compañía equivalente al 50% de los ingresos brutos obtenidos por la venta de las cajas de pesas, el restante 50% representa el costo estimado por la materia prima, que consiste en el plomo, las cajas de cartón y el adhesivo, así como el salario del operador y el consumo eléctrico; nótese que no se tomó en consideración el impuesto sobre la renta a la hora de realizar el estudio del flujo monetario, esto para simplificar el cálculo económico.

El análisis realizado arrojó que el tiempo de pago de la inversión inicial es menor a 3 meses, lo cual excede las expectativas del criterio indicado por la Ploeca C. A. que establece que debe ser menor a 1 año. Queda establecida de esa manera la factibilidad económica del proyecto.

5.1.9 Esquema de los elementos diseñados.

La Figura 5.1 representa un esquema resumen de todos los componentes cuyo diseño se realizó en el capítulo 4. Partiendo de los resultados obtenidos en el mencionado capítulo se puede establecer que el diseño realizado presenta robustez, dada por los factores de seguridad calculados, adicionalmente, la disponibilidad de los materiales y equipos

necesarios para su funcionamiento hacen que sea posible su adquisición, instalación, inspección y mantenimiento.

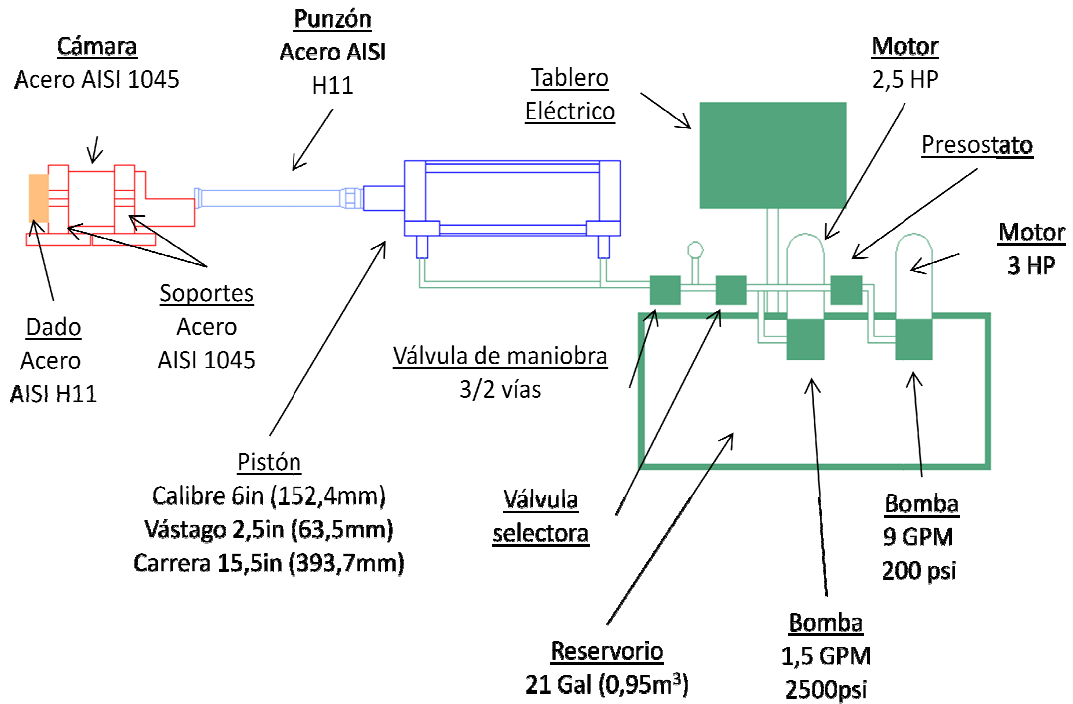


Figura 5.1. Esquema de la máquina diseñada.

Conclusiones

Se presentó en este trabajo el desarrollo de un diseño de los elementos que integran una máquina de extrusión directa en caliente cumpliéndose con todos los objetivos planteados por la investigación. Se verificó que cada uno de estos elementos satisface los requerimientos para establecer su factibilidad funcional y económica.

La factibilidad funcional se determinó por medio de análisis resistente para los casos de la cámara, sus soportes, los dados y el punzón extrusor, sometidos a la acción de una fuerza de extrusión calculada. Para los elementos hidráulicos del sistema motor, la factibilidad funcional se comprobó mediante la comparación con productos disponibles en el mercado, así como por medio de la presentación de una estructura de control capaz de satisfacer las necesidades del proceso.

La factibilidad económica se estableció por medio de la determinación del tiempo de recuperación de la inversión, que fue de 3 meses, considerando esta inversión muy rentable de acuerdo a los estándares establecidos en la empresa que es de un año.

Adicionalmente, se presentó un diseño capaz de superar las deficiencias de la máquina instalada, ya que este es capaz de eliminar la brecha entre la capacidad de producción en Kg/mes de la máquina cortadora y la máquina extrusora instalada, a la vez que se coloca a la capacidad de trabajo de la extrusión en un punto superior a la de la unidad de cortado; todo esto a la vez que se minimizó el desperdicio de viruta que produce la máquina instalada, reduciendo la holgura entre el punzón y la cámara.

Recomendaciones

Una vez terminada la investigación, se presentan a continuación una serie de recomendaciones realizadas por los autores de este trabajo.

Se recomienda a la empresa Ploeca C. A., ejecutar la serie de etapas que se indican a continuación para realizar la ejecución del diseño presentado en este trabajo:

- Contactar a la empresa fabricante Eaton-Vickers para realizar la importación del pistón de la serie NZ-01 con las características indicadas en la Tabla 4.6 con sensores internos de principio y final de carrera.
- Contactar a la empresa fabricante Importadora Industrial C. A. para solicitar la fabricación de una unidad hidráulica cuyas bombas suministren los requerimientos establecidos y control con los elementos indicados en la Figura 4.11 y Figura 4.13.
- Proceder con la fabricación por mecanizado de las piezas indicadas en el anexo M. En el caso de los dados deben solicitarse una pieza para cada presentación de pesa.
- Los pernos que se adquieran deben presentar las características de resistencias indicadas en el capítulo 4.
- Adquirir la resistencia eléctrica con las características especificadas en la Tabla 4.21.

Durante la instalación y arranque de la unidad hidráulica se debe tomar en consideración las recomendaciones indicadas por cada uno de los fabricantes.

Se recomendaría para la realización de futuros trabajos de investigación, se podría tomar en consideración la automatización del funcionamiento de la máquina cubriendo dos posibilidades, en primer lugar es posible adaptar el proceso de forma que la inserción del tocho no quede a cargo de un operario, sino que ocurra de forma automática cuando el sistema lo requiera, adicionalmente, es posible haciendo una serie de modificaciones al proceso, alimentar a la máquina cortadora directamente con la salida de cinta de la máquina extrusora, esto se haría de forma que se pueda eliminar la etapa del enrollado de cinta y traslado de tochos, ambas propuestas, reducirían el tiempo de procesamiento del plomo.

Referencias Bibliográficas

- Bauser M., Sauer G., Siegert K. (2006) ***Extrusion Second Edition***, ASM International.
- Boresi, A., Schmid, R., (2003). ***Advanced Mechanics of Materials***. Sexta Edición. John Wiley & Sons Inc.
- ***Catálogo de productos EATON-Vickers***, (online), disponible en: <http://hydraulics.eaton.com/products>.
- Cengel, Y., (2003). ***Transferencia de Calor***, Segunda Edición, McGraw-Hill.
- Daniels, J., (2005). ***Tecnología del Coche Moderno***, Ediciones Ceac, España.
- Dieter G. (1988) ***Mechanical Metallurgy***, McGraw-Hill.
- Fitzgerald, R., (1996). ***Mecánica de Materiales***. Alfaomega.
- Giugni L., Etedgui C., Gonzalez I., Guerra V., (2009). ***Evaluación de Proyectos de Inversión***, sexta edición, Universidad de Carabobo.
- Guruswamy S., (2000) ***Engineering Properties and Applications of Lead Alloys***, Marcel Dekker Inc.
- Hurtado, I. (1998). ***Paradigmas y métodos de la investigación en tiempos de cambio***. Editorial Espíteme Consultores Asociados C.A., 2ª edición, Venezuela.
- Hurtado, J. (2006). ***El proyecto de investigación***. Editorial Quiron Sypal. 4ª edición, Colombia.
- Kalpakjian S., Schmid (2002), ***Manufactura Ingeniería y Tecnología***, Cuarta Edición, Pierson Education.

- Kumar S., Vijay P. (2007). Die design and experiments for shaped extrusion under cold and hot condition. ***Journal of Material Processing Technology***, Volume **190**, 375-381.
- Kutz, M. (2006). ***Materials and Mechanical Design***. John Wiley & Sons Inc.
- LI L., Lou Y. (2008) Ram speed profile design for isothermal extrusion of AZ31 magnesium alloy by using FEM simulation. ***Transactions of Nonferrous Metals Society of China***, Volumen **18**, 252-256.
- McVeigh C., Liu W. (2006) Prediction of central bursting during axisymmetric cold extrusion of a metal alloy containing particles. ***International Journal of Solids and Structures***, Volumen **43**, 3087-3105.
- ***NFPA/T3.16.2 R1-1996***, (1996), Estados Unidos.
- Norton, R., (1995). ***Diseño de Máquinas***. Primera Edición. Pearson.
- ***Norven 12.006***, Venezuela.
- Sinha M., Deb S. Dixit U.S. (2008) Design of a multi-hole extrusion process. ***Materials & Design***, Volumen 30, 330-334.
- Shigley, J., Mitchell L., (1995). ***Diseño en Ingeniería Mecánica***. Tercera Edición. McGraw-Hill.
- Tassoni D., (2006) ***Elementos de Máquinas***, Publicaciones de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.
- Visodic, J. (1948). Design Stress Factors. ***Proceedings of the ASME***, Volumen **55**.

ANEXOS

Anexo A

Dimensiones normalizadas de las roscas Métricas. Shigley (1995).

Diámetro mayor nominal, d	Serie de paso basto			Serie de paso fino		
	Paso p	Área de esfuerzo de tensión, A_t	Área al diámetro menor, A_r	Paso p	Área de esfuerzo de tensión, A_t	Área al diámetro menor, A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.4	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7360	7470
110				2	9180	9080

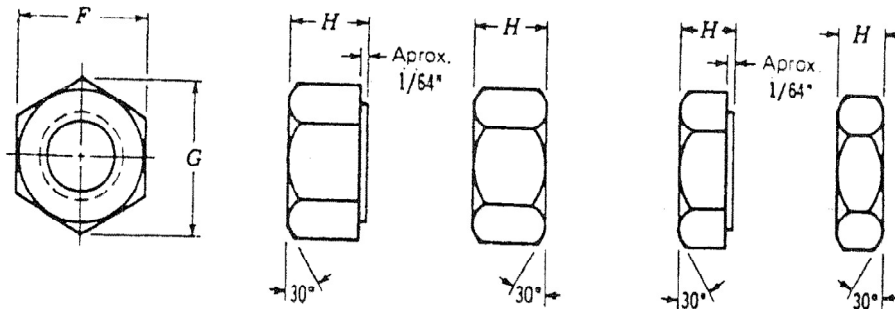
Anexo B

Especificaciones resistentes para roscas métricas. Norton (1999).

Número de clase	Rango de tamaño del diámetro exterior (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Límite elástico mínimo (MPa)	Resistencia mínima a tensión (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	medio carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, T y R

Anexo C

Dimensiones de tuercas y contra tuercas hexagonales. Shigley (1995).



Tamaño nominal o diámetro mayor básico de la rosca	Ancho entre caras F		Ancho entre aristas G		Grueso, tuercas H		Grueso, contratuerzas H					
	Máx (básico)	Mín	Máx	Mín	Nom	Máx	Mín	Nom	Máx	Mín		
$\frac{1}{4}$	0.2500	$\frac{7}{16}$	0.4375	0.428	0.505	0.488	$\frac{7}{32}$	0.226	0.212	$\frac{5}{32}$	0.163	0.150
$\frac{5}{16}$	0.3125	$\frac{1}{2}$	0.5000	0.489	0.577	0.577	$\frac{17}{64}$	0.273	0.258	$\frac{3}{16}$	0.195	0.180
$\frac{3}{8}$	0.3750	$\frac{9}{16}$	0.5625	0.551	0.650	0.628	$\frac{21}{64}$	0.337	0.320	$\frac{7}{32}$	0.227	0.210
$\frac{7}{16}$	0.4375	$\frac{11}{16}$	0.6875	0.675	0.794	0.768	$\frac{25}{64}$	0.385	0.365	$\frac{1}{4}$	0.260	0.240
$\frac{1}{2}$	0.5000	$\frac{3}{4}$	0.7500	0.736	0.866	0.840	$\frac{7}{16}$	0.448	0.427	$\frac{5}{16}$	0.323	0.302
$\frac{9}{16}$	0.5625	$\frac{7}{8}$	0.8750	0.861	1.010	0.982	$\frac{21}{64}$	0.496	0.473	$\frac{11}{32}$	0.365	0.323
$\frac{5}{8}$	0.6250	$\frac{13}{16}$	0.9375	0.922	1.083	1.051	$\frac{25}{64}$	0.559	0.535	$\frac{3}{8}$	0.387	0.363
$\frac{3}{4}$	0.7500	$1\frac{1}{8}$	1.1250	1.088	1.299	1.240	$\frac{41}{64}$	0.665	0.617	$\frac{27}{64}$	0.446	0.398
$\frac{7}{8}$	0.8750	$1\frac{5}{16}$	1.3125	1.269	1.516	1.447	$\frac{3}{4}$	0.776	0.724	$\frac{31}{64}$	0.510	0.458
1	1.0000	$1\frac{1}{2}$	1.5000	1.450	1.732	1.653	$\frac{25}{16}$	0.887	0.831	$\frac{35}{64}$	0.575	0.519
$1\frac{1}{8}$	1.1250	$1\frac{11}{16}$	1.6875	1.631	1.949	1.859	$\frac{31}{16}$	0.999	0.939	$\frac{39}{64}$	0.639	0.579
$1\frac{1}{4}$	1.2500	$1\frac{7}{8}$	1.8750	1.812	2.165	2.066	$1\frac{1}{16}$	1.094	1.030	$\frac{43}{64}$	0.751	0.687
$1\frac{3}{8}$	1.3750	$2\frac{1}{16}$	2.0625	1.994	2.382	2.273	$1\frac{11}{64}$	1.206	1.138	$\frac{47}{64}$	0.815	0.747
$1\frac{1}{2}$	1.5000	$2\frac{1}{4}$	2.2500	2.175	2.598	2.480	$1\frac{9}{32}$	1.317	1.245	$\frac{51}{64}$	0.880	0.808
$1\frac{5}{8}$	1.6250	$2\frac{7}{16}$	2.4375	2.356	2.815	2.686	$1\frac{23}{64}$	1.429	1.353	$\frac{55}{64}$	0.944	0.868

Anexo D

Información sobre soldaduras.

Nomenclatura utilizada.



Resistencia de los materiales de los electrodos.

Designación COVENIN	Clasificación AWS (a)	Gas	Resistencia a la tracción (mínima)		Resistencia a la cedencia (mínimo) (b)		Porcentaje de elongación (b) (mínimo)
			MPa	Psi	MPa	Psi	
EV500S-2	ER70S-2						
EV500S-3	ER70S-3	CO ₂ (c)	480	70.000	400	58.000	22
EV500S-4	ER70S-4						
EV500S-5	ER70S-5						
EV500S-6	ER70S-6						
EV500S-7	ER70S-7						
EV500S-L	ER70S-G	(d)	480	70.000	400	58.000	22
	E70C-3X	75-80 %	480	70.000	400	58.000	22
	E70C-6X	Ar/balanceado CO ₂	480	70.000	400	58.000	22
	E70C-G(X)	(d)	480	70.000	400	58.000	22
	E70C-GS(X)	(d)	480	70.000	No especificado		

NOTAS:

- La x mostrada al final de la clasificación AWS representa a "C" o "M", lo cual corresponde al gas de protección con el cual el electrodo ha sido clasificado. Se usa "C" para designar 100 % CO₂ como gas protector y "M" para la mezcla 75-80 % Ar con CO₂. Para el E70C-G y E70C-GS se puede omitir la "C" al final.
- Resistencia al 0,2 % de la deformación en la zona elástica de la curva obtenida de los ensayos de tracción, medida en mm o pulgadas, (51 mm; 2 pulgadas).
- CO₂: Dióxido de carbono (gas protector). Se propone la utilización de CO₂ para estas clasificaciones. Sin embargo, no debe excluirse el uso de mezclas de gas protector Ar/CO₂ o Ar/O₂.
- El gas de protección puede ser elegido según acuerdo cliente-proveedor.

Anexo E

Propiedades físicas del plomo. Guruswamy (2000)

Propiedad	Valor
Color	Gris azulado
Numero atómico	82
Arreglo atómico	Cúbico centrado en cara
Peso atómico	207.22
Volumen atómico a 20 °C	$18.27 \times 10^{30} \text{ m}^3$
Densidad ($\times 10^3 \text{ Kg./m}^3$)	
Plomo ordinario 327 °C (sólido)	11.1005
327.4 °C (fusión)	10.686
350 °C	10.686
400 °C	10.597
500 °C	10.477
600 °C	10.359
Lamina enrollada, 20 °C	11.35 – 11.37
Fundición de plomo puro, 20 °C	11.34
Punto de Fusión	327 °C
Rango de cambio del punto de fusión con el incremento de la presión	
15 – 200 MPa	0.08 K/MPa
800 – 1200 MPa	0.068 K/MPa
2000 – 3000 MPa	0.054 K/MPa
Punto de ebullición	1740 °C
Calor latente de fusión	23 kj/kg
Calor latente de fusión, por mol	4.744 kj/mol

Calor requerido para llevar plomo desde 20 °C a el punto de Fusión	66 kj/kg
Calor latente de la Vaporización	860kj/kg
Propiedades elásticas del plomo. Modulo de Young a temperatura ambiente	16.6 GPa
Modulo de compresión (1atm, 20 °C)	43 GPa
Modulo de cizallamiento	7.81 GPa
Modulo de Poisson	0.44
Limite de Fluencia	880 kPa
Conductividad térmica °c	J/ Kg °c s
-160	38,5
0	36
100	33,9
200	32,2
300	30,9
400	24,6
500	24,6
Calor específico °c	J/ Kg °c
-100	121
-50	123
0	126
50	128
100	132
300	142
327,4	150
Temperatura de recristalización	-33 °C

Coeficiente de expansión térmica lineal (17 a 100 °c)	$29,3 \times 10^{-6} / K$
Coeficiente de expansión térmica volumetrica (17 a 100 °c)	$87,9 \times 10^{-6} / K$

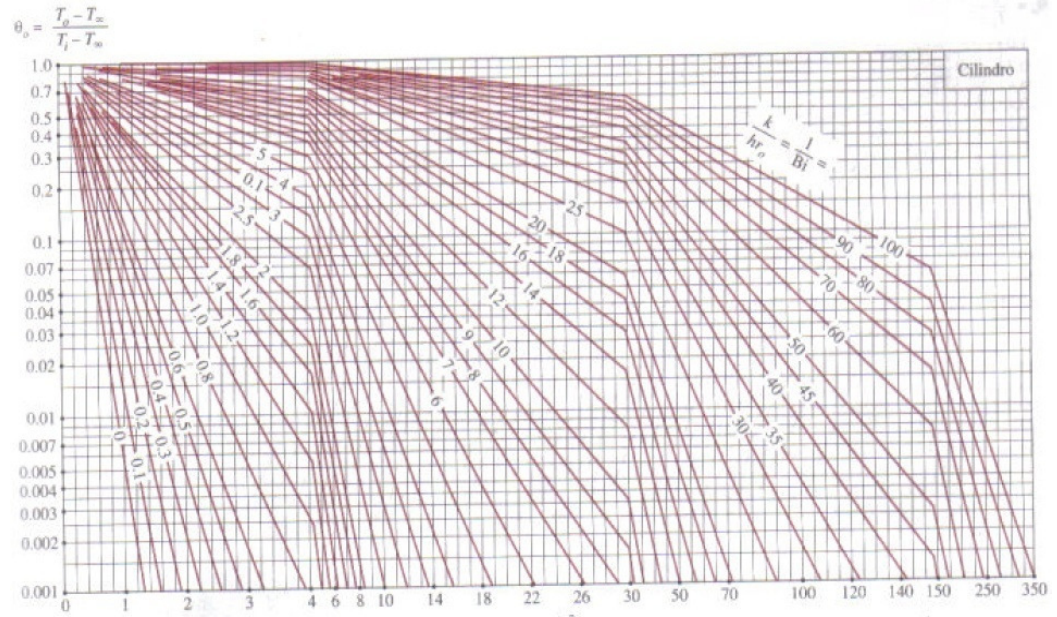
Anexo F

Valores del factor de fijación de extremos.

Tipo	Valor de f_e
Extremos libres de girar	1
Un extremo empotrado y otro libre	0,25
Un extremo empotrado y otro libre de desplazarse verticalmente	2
Extremos empotrados	4

Anexo G

Relación entre la temperatura adimensional, número de biot y numero de Fourier para cilindros. Cengel (2003).



Anexo H

Simbología para esquemas hidráulicos.

SIMBOLO	DENOMINACION	SIMBOLO	DENOMINACION
	Tubería de carga rígida		Motor monofásico de corriente alterna
	Tubería flexible		Motor trifásico de corriente alterna
	Cruce de tuberías con unión		Motor térmico
	Cruce de tuberías sin unión		Bomba de caudal constante a) Un sentido del flujo b) Doble sentido de flujo
	Tubería de maniobra (pilotaje)		Bomba de caudal variable a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Derivación tapada (cerrada)		Bomba de accionamiento manual
	Recipiente para fluido hidráulico		Motor hidráulico a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Recipiente para fluido hidráulico a presión		Motor hidráulico de caudal variable a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Escape al aire		Motor hidráulico oscilante con ángulo de rotación limitado
	Acumulador hidráulico		Filtro (símbolo general) Filtro con purga
	Manómetro		Intercambiador de calor. Calentador
	Intercambiador de calor. Calentador		Intercambiador de calor. Refrigerador
	Intercambiador de calor. Refrigerador líquido		Presostato
	Presostato		Llave de paso

SIMBOLO	DENOMINACION	SIMBOLO	DENOMINACION
	Accionamientos a) Neumático b) Hidráulico c) Neumático-Hidráulico d) Electro-Hidráulico		Válvula doble de control y regulación de caudal Para regular los dos sentidos de circulación del fluido hidráulico.
	a) Eje con un sentido de giro b) Eje con doble sentido de giro c) Enclavamiento mecánico		Válvula doble de retención con accionamiento pilotado por la presión del circuito
	a) Inicio de instalación b) No hay flujo hidráulico c) Hay flujo hidráulico		Selector de circuitos
	Manómetro diferencial. Señala máximo y mínimo		Válvulas antirretorno a) Pilotada a la apertura b) Pilotada a la apertura con drenaje
	Caudalímetro		Válvulas limitadoras de presión (Seguridad) a) Pilotaje interno b) Pilotaje exterior a distancia
	Contador-totalizador		
	Accionamiento motorizado en dos sentidos		Válvulas de reducción de presión a) Reductora b) Reductora con retención c) Reductora diferencial con drenaje
	a) Válvula antirretorno b) Válvula antirretorno con apertura pilotada		
	a) Válvula reguladora de caudal (variable) b) Válvula reguladora de caudal en un sentido. Conjunto de regulador más antirretorno		
			Válvula de exclusión

SIMBOLO	DENOMINACION	SIMBOLO	DENOMINACION
	Válvulas de secuencia. Permiten e impiden el paso de caudal entre dos puntos de un circuito mediante pilotaje interno o externo. a) Pilotaje interno b) Pilotaje externo c) Con retención		Accionamiento o pilotaje de válvulas distribuidoras a) Por pulsador en un sentido y retorno por resorte b) Por accionamiento mecánico y retorno por resorte c) Por palanca manual y enclavamiento mecánico d) Por electroimán y retorno por resorte e) Por aire y retorno por resorte f) Por fluido hidráulico y retorno por resorte g) Por electroimán para las dos posiciones. Queda en el último pilotaje (biestable). h) Por aire para las dos posiciones. i) Por electroimán para las dos posiciones extremas. Al faltar pilotaje vuelve al centro. j) Por palanca manual. Representado en posición centro. k) Por electroimán y manualmente. En reposo, posición centro.
	Válvulas de contrapresión. Estas válvulas originan una contrapresión a la salida de un actuador, que deberá ser vencida para que ésta pueda moverse. a) Pilotaje interno b) Pilotaje externo c) Con retención		Válvulas distribuidoras a) 2 posiciones (2p) 2 vías (2v) b) 2p - 3v c) 2p - 4v d) 3p - 4v e) 3p - 4v f) 3p - 4v g) 3p - 4v h) 3p - 4v
	Cilindros hidráulicos a) De simple efecto b) De simple efecto. Retorno por resorte c) De doble efecto d) De doble efecto. Doble vástago.		Cilindros hidráulicos a) De simple efecto b) De simple efecto. Retorno por resorte c) De doble efecto d) De doble efecto. Doble vástago.

Anexo I

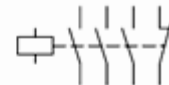
Simbología para esquemas eléctricos.

	Función básica	Con reposición automática	Sin reposición automática
Contacto normalmente abierto			
Contacto normalmente cerrado			
Contacto conmutado (SPDT)			
	Activación retardada	Desactivación retardada	Activación y desactivación retardada
Contacto normalmente abierto			
Contacto normalmente cerrado			

	Interruptor de contacto momentáneo	Interruptor con enclavamiento
Contacto normalmente abierto, accionado manualmente		
Contacto normalmente abierto, accionado manualmente por pulsador		
Contacto normalmente cerrado, accionado manualmente por tracción		
Contacto normalmente abierto, accionado manualmente por torsión		

Relé

Relé con tres contactos normalmente abiertos y un contacto normalmente cerrado



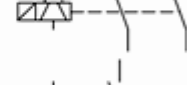
Relé con retardo a la desconexión



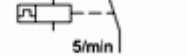
Relé con retardo a la conexión



Relé con retención



Relé con activación mediante flanco



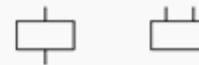
Contactador

Contactador con un contacto normalmente abierto y un contacto normalmente cerrado



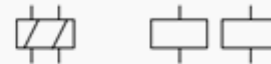
General

Accionamiento Electromecánico

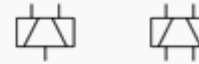


Accionamiento de Relés y contactores

Accionamiento electromecánico con dos devanados en paralelo



Accionamiento electromecánico con dos devanados en oposición



Accionamiento electromecánico con retardo en la activación



Accionamiento electromecánico con retardo en la desactivación



Accionamiento electromecánico con retardo en la activación y desactivación



Accionamiento electromecánico de un relé AC



Accionamiento electromecánico de un relé con retención



Accionamiento de válvula

Accionamiento electromecánico de una válvula direccional



Interruptores de proximidad, sensores de proximidad

Sensor de proximidad

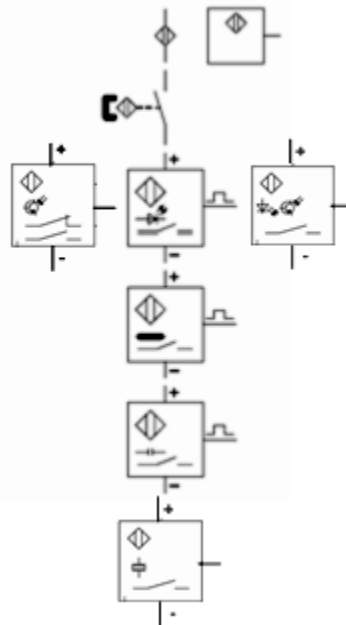
Interruptor de proximidad (contacto normalmente abierto), accionado mediante imanes (normalizado)

Sensor de proximidad, optoelectrónico

Sensor de proximidad, inductivo

Sensor de proximidad, capacitivo

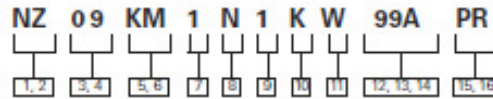
Sensor de proximidad, ultrasónico



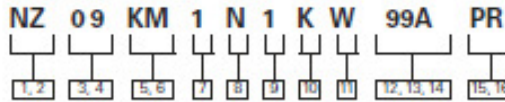
Tipo de componente	Identificación
Interruptor final de carrera	S
Pulsadores, elementos de entrada	S
Interruptor REED (magnético)	B
Interruptor de proximidad electrónico	B
Interruptor de presión	B
Indicador	H
Relé	K
Contactador	K
Solenoides de una electroválvula	Y

Anexo J

J.1 Catálogo V-CYTR-MC002-E de pistones hidráulicos Eaton-Vickers serie NZ.



<p>1, 2 Series NZ – ANSI B93.15/NFPA Interchangeable Hydraulic cylinder</p>	<p>37 – Double Rod, Centerline Lug - 39 – Double Rod, Extended Tie Rod - 40 – Double Rod, Both Ends Extended Tie Rod - 41 – Double Rod, No Mount - 47 – Cap Fixed Eye MP3 48 – Detachable Eye MP4 50 – Detachable Clevis MP2</p>	<p>7 Rod End Type Code 1 Short Female Metric Thd. 2 Short Female UN Thd. 5 Small Male UN Thd. 6 Plain No Attachment 7 Small Male Metric Thd. 9 Intermediate Male UN Thd. 0 Intermediate Male Metric G Grooved End K Extended Small Male UN Thd. L Extended Small Male Metric Thd. M Extended Intermediate Male UN Thd. N Extended Intermediate Male Metric Thd. R Studded Small Male UN Thd.</p>	<p>15 Port Locations Ports are located as shown in Rod end type section when viewing cylinder from head end (mounting end of double rod cylinders).</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Head</th> <th>Cap</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>K</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>L</td><td>1</td><td>2</td></tr> <tr><td>M</td><td>1</td><td>3</td></tr> <tr><td>N</td><td>1</td><td>4</td></tr> <tr><td>P</td><td>2</td><td>1</td></tr> <tr><td>R</td><td>2</td><td>2</td></tr> <tr><td>S</td><td>2</td><td>3</td></tr> <tr><td>T</td><td>2</td><td>4</td></tr> <tr><td>U</td><td>3</td><td>1</td></tr> <tr><td>V</td><td>3</td><td>2</td></tr> <tr><td>W</td><td>3</td><td>3</td></tr> <tr><td>Y</td><td>3</td><td>4</td></tr> <tr><td>1</td><td>4</td><td>1</td></tr> <tr><td>2</td><td>4</td><td>2</td></tr> <tr><td>3</td><td>4</td><td>3</td></tr> <tr><td>4</td><td>4</td><td>4</td></tr> <tr><td>5</td><td>1</td><td>5</td></tr> <tr><td>6</td><td>2</td><td>5</td></tr> <tr><td>7</td><td>3</td><td>5</td></tr> <tr><td>8</td><td>4</td><td>5</td></tr> </tbody> </table>	Code	Head	Cap	K	1	1	L	1	2	M	1	3	N	1	4	P	2	1	R	2	2	S	2	3	T	2	4	U	3	1	V	3	2	W	3	3	Y	3	4	1	4	1	2	4	2	3	4	3	4	4	4	5	1	5	6	2	5	7	3	5	8	4	5																																	
Code	Head	Cap																																																																																																	
K	1	1																																																																																																	
L	1	2																																																																																																	
M	1	3																																																																																																	
N	1	4																																																																																																	
P	2	1																																																																																																	
R	2	2																																																																																																	
S	2	3																																																																																																	
T	2	4																																																																																																	
U	3	1																																																																																																	
V	3	2																																																																																																	
W	3	3																																																																																																	
Y	3	4																																																																																																	
1	4	1																																																																																																	
2	4	2																																																																																																	
3	4	3																																																																																																	
4	4	4																																																																																																	
5	1	5																																																																																																	
6	2	5																																																																																																	
7	3	5																																																																																																	
8	4	5																																																																																																	
<p>3, 4 Mounting Styles 01 – Side Lug MS2 02 – Side Tapped MS4 03 – End Lug Mount MS7 04 – Keyed Side Lug 05 – Keyed Tapped 07 – Head Rectangular Flange MF1 08 – Head Square Flange MF5 09 – Head Rectangular ME5 10 – Clevis MP1 11 – Spherical Bushing MP5 12 – Cap Rectangular Flange MF2 13 – Cap Square Flange MF6 14 – Cap Rectangular ME6 15 – Intermediate Trunnion MT4 16 – Cap Trunnion MT2 17 – Head Trunnion MT1 19 – Centerline Lug MS3 21 – Cap End Extended Tie Rod MX2 22 – Head End Extended Tie Rod MX3 23 – Both Ends Extended Tie Rod MX1 24 – No Mount - 25 – Double Rod, Side Lug - 26 – Double Rod, Tapped - 27 – Double Rod, End Lug - 28 – Double Rod, Keyed Side Lug - 29 – Double Rod, Keyed Tapped - 31 – Double Rod, Rectangular Flange - 32 – Double Rod, Square Flange - 33 – Double Rod, Head Rectangular - 34 – Double Rod, Intermediate Trunnion - 35 – Double Rod, Head Trunnion -</p>	<p>5, 6 Bore and Rod Size Combinations</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Bore(in)</th> <th>Rod(in)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>CC</td><td>1-1/2</td><td>5/8</td></tr> <tr><td>CE</td><td>1-1/2</td><td>1</td></tr> <tr><td>DE</td><td>2</td><td>1</td></tr> <tr><td>DH</td><td>2</td><td>1-3/8</td></tr> <tr><td>EE</td><td>2-1/2</td><td>1</td></tr> <tr><td>EH</td><td>2-1/2</td><td>1-3/8</td></tr> <tr><td>EL</td><td>2-1/2</td><td>1-3/4</td></tr> <tr><td>GH</td><td>3-1/4</td><td>1-3/8</td></tr> <tr><td>GL</td><td>3-1/4</td><td>1-3/4</td></tr> <tr><td>GM</td><td>3-1/4</td><td>2</td></tr> <tr><td>HL</td><td>4</td><td>1-3/4</td></tr> <tr><td>HM</td><td>4</td><td>2</td></tr> <tr><td>HP</td><td>4</td><td>2-1/2</td></tr> <tr><td>KM</td><td>5</td><td>2</td></tr> <tr><td>KP</td><td>5</td><td>2-1/2</td></tr> <tr><td>KU</td><td>5</td><td>3</td></tr> <tr><td>KV</td><td>5</td><td>3-1/2</td></tr> <tr><td>LP</td><td>6</td><td>2-1/2</td></tr> <tr><td>LU</td><td>6</td><td>3</td></tr> <tr><td>LV</td><td>6</td><td>3-1/2</td></tr> <tr><td>LW</td><td>6</td><td>4</td></tr> <tr><td>MU</td><td>7</td><td>3</td></tr> <tr><td>MV</td><td>7</td><td>3-1/2</td></tr> <tr><td>MW</td><td>7</td><td>4</td></tr> <tr><td>MY</td><td>7</td><td>4-1/2</td></tr> <tr><td>MZ</td><td>7</td><td>5</td></tr> <tr><td>NV</td><td>8</td><td>3-1/2</td></tr> <tr><td>NW</td><td>8</td><td>4</td></tr> <tr><td>NY</td><td>8</td><td>4-1/2</td></tr> <tr><td>NZ</td><td>8</td><td>5</td></tr> <tr><td>N1</td><td>8</td><td>5-1/2</td></tr> </tbody> </table>	Code	Bore(in)	Rod(in)	CC	1-1/2	5/8	CE	1-1/2	1	DE	2	1	DH	2	1-3/8	EE	2-1/2	1	EH	2-1/2	1-3/8	EL	2-1/2	1-3/4	GH	3-1/4	1-3/8	GL	3-1/4	1-3/4	GM	3-1/4	2	HL	4	1-3/4	HM	4	2	HP	4	2-1/2	KM	5	2	KP	5	2-1/2	KU	5	3	KV	5	3-1/2	LP	6	2-1/2	LU	6	3	LV	6	3-1/2	LW	6	4	MU	7	3	MV	7	3-1/2	MW	7	4	MY	7	4-1/2	MZ	7	5	NV	8	3-1/2	NW	8	4	NY	8	4-1/2	NZ	8	5	N1	8	5-1/2	<p>8 Seal Options N – Normal L – Low Friction T – High Temperature C – Normal with Cast Iron Piston Rings</p>	<p>9 Port Options 1 – Standard NPTF* 2 – Oversize NPTF* 3 – SAE/UN O-ring 4 – Oversize SAE/UN 5 – NFPA Standard SAE/UN 6 – SAE 4-Bolt Flange 7 – BSPP 8 – Oversize BSPP 9 – Metric 0 – Oversize Metric A – ISO 6149 B – Oversize ISO 6149 K – Undersize ISO 6149 C – Undersize 4-Bolt Flange D – Undersize NPTF* G – Undersize Metric M – Standard Manifold</p>
Code	Bore(in)	Rod(in)																																																																																																	
CC	1-1/2	5/8																																																																																																	
CE	1-1/2	1																																																																																																	
DE	2	1																																																																																																	
DH	2	1-3/8																																																																																																	
EE	2-1/2	1																																																																																																	
EH	2-1/2	1-3/8																																																																																																	
EL	2-1/2	1-3/4																																																																																																	
GH	3-1/4	1-3/8																																																																																																	
GL	3-1/4	1-3/4																																																																																																	
GM	3-1/4	2																																																																																																	
HL	4	1-3/4																																																																																																	
HM	4	2																																																																																																	
HP	4	2-1/2																																																																																																	
KM	5	2																																																																																																	
KP	5	2-1/2																																																																																																	
KU	5	3																																																																																																	
KV	5	3-1/2																																																																																																	
LP	6	2-1/2																																																																																																	
LU	6	3																																																																																																	
LV	6	3-1/2																																																																																																	
LW	6	4																																																																																																	
MU	7	3																																																																																																	
MV	7	3-1/2																																																																																																	
MW	7	4																																																																																																	
MY	7	4-1/2																																																																																																	
MZ	7	5																																																																																																	
NV	8	3-1/2																																																																																																	
NW	8	4																																																																																																	
NY	8	4-1/2																																																																																																	
NZ	8	5																																																																																																	
N1	8	5-1/2																																																																																																	
<p>* Not recommended for maximum reliability on new applications.</p>																																																																																																			



11 Cushion Location

Cushions are located as shown in Rod end type section when viewing cylinder from head end (mounting end of double rod cylinders). "-" in table indicates no cushion.

Code	Head	Cap
A	-	-
B	-	1
C	-	2
D	-	3
E	-	4
F	1	-
G	2	-
H	3	-
J	4	-
K	1	1
L	1	2
M	1	3
N	1	4
P	2	1
R	2	2
S	2	3
T	2	4
U	3	1
V	3	2
W	3	3
Y	3	4
1	4	1
2	4	2
3	4	3
4	4	4

Double Rod Cylinders:
 "Head" = "Mounting End"
 "Cap" = Non-mounting End

12, 13, 14 Cylinder Stroke

Items 12 and 13 indicate stroke length from 00 inches through 99 inches. Item 14 indicates fraction of an inch per the following codes:

Code	Fraction	Code	Fraction
0	0	B	1/2
1	1/16	9	9/16
2	1/8	A	5/8
3	3/16	B	11/16
4	1/4	C	3/4
5	5/16	D	13/16
6	3/8	E	7/8
7	7/16	F	15/16

15, 16 Extra Rod Projection

Item 15 indicates inches from 0 thru 9. Item 16 indicates fraction of an inch per the following codes:

-----OR-----

Proximity Switch, Gland Drain, Air Bleeder / flats / rod material / Limit switch / stop tube / keyed piston

Code	No. of A/C Flat*
F4	4
F6	6

* Only upto 3.5" Rod.

Gland Drain

Code	Head	Cap
* GB	-	1
* GC	-	2
* GD	-	3
* GE	-	4
GF	1	-
GG	2	-
GH	3	-
GJ	4	-
* GK	1	1
* GG	1	2
* GM	1	3
* GN	1	4
* GP	2	1
* GR	2	2
* GS	2	3
* GT	2	4
* GU	3	1
* GV	3	2
* GW	3	3
* GY	3	4
* G1	4	1
* G2	4	2
* G3	4	3
* G4	4	4

* Codes applicable to Double Rods only

Proximity/Positions

Code	Head	Cap
PB	-	1
PC	-	2
PD	-	3
PE	-	4
PF	1	-

PG	2	-
PH	3	-
PJ	4	-
PK	1	1
PL	1	2
PM	1	3
PN	1	4
PP	2	1
PR	2	2
PS	2	3
PT	2	4
PU	3	1
PV	3	2
PW	3	3
PY	3	4
P1	4	1
P2	4	2
P3	4	3
P4	4	4

** P5	1	5
** P6	2	5
** P7	3	5
** P8	4	5

** Applicable for Single rods, Except 1.50" Bore Cushioned option

Air Bleed/Positions

Code	Head	Cap
HB	-	1
HC	-	2
HD	-	3
HE	-	4
HF	1	-
HG	2	-
HH	3	-
HJ	4	-
HK	1	1
HL	1	2
HM	1	3
HN	1	4
HP	2	1
HR	2	2
HS	2	3
HT	2	4
HU	3	1
HV	3	2
HW	3	3
HY	3	4
H1	4	1
H2	4	2
H3	4	3
H4	4	4

Double Rod Cylinders:

"Head" = "Mounting End"
 "Cap" = Non-mounting End

Stop Tube/Positions

Code	Length in inches
S1	1
S2	2
S3	3
S4	4
S5	5
S6	6
S7	7
S8	8
S9	9
S0	10
SA	11
SB	12
SC	13
SD	14
SE	15
SF	16
SG	17
SH	18
SJ	19
SK	20

Keyed Piston to Rod

Code	Type
KG	Grub Screw
KS	Weld Piston to rod

Rod Material Options

Code	Type
* RP	Thick Chrome Plate
RS	Stainless Steel 17-4
** RT	Stainless Steel 303

* .002 Chrome thickness

** Consult factory for pressure Rating

Bore	Rod Dia MM	SS+	ST	SU	SY	TS	US	XS	ZB+ Max	Piston Thick.	K Max
1.50	0.63	3.88	0.50	0.91	0.38	3.25	4.00	1.38	6.13	1.38	0.41
	1.00	3.88	0.50	0.91	0.38	3.25	4.00	1.75	6.50	1.38	0.41
2.00	1.00	3.63	0.75	1.24	0.50	4.00	5.00	1.88	6.66	1.38	0.55
	1.38	3.63	0.75	1.24	0.50	4.00	5.00	2.13	6.92	1.38	0.55
2.50	1.00	3.38	1.00	1.56	0.69	4.88	6.25	2.06	6.78	1.50	0.55
	1.38	3.38	1.00	1.56	0.69	4.88	6.25	2.31	7.04	1.50	0.55
	1.75	3.38	1.00	1.56	0.69	4.88	6.25	2.56	7.28	1.50	0.55
3.25	1.38	4.13	1.00	1.55	0.69	5.88	7.25	2.31	7.91	1.75	0.67
	1.75	4.13	1.00	1.55	0.69	5.88	7.25	2.56	8.16	1.75	0.67
	2.00	4.13	1.00	1.55	0.69	5.88	7.25	2.69	8.29	1.75	0.67
4.00	1.75	4.00	1.25	2.00	0.88	6.75	8.50	2.75	8.40	2.00	0.78
	2.00	4.00	1.25	2.00	0.88	6.75	8.50	2.88	8.53	2.00	0.78
	2.50	4.00	1.25	2.00	0.88	6.75	8.50	3.13	8.78	2.00	0.78
5.00	2.00	4.50	1.25	2.00	0.88	8.25	10.00	2.88	9.32	2.50	0.92
	2.50	4.50	1.25	2.00	0.88	8.25	10.00	3.13	9.57	2.50	0.92
	3.00	4.50	1.25	2.00	0.88	8.25	10.00	3.13	9.56	2.50	0.92
	3.50	4.50	1.25	2.00	0.88	8.25	10.00	3.13	9.56	2.50	0.92
6.00	2.50	5.13	1.50	2.50	1.13	9.75	12.00	3.38	10.80	2.88	1.03
	3.00	5.13	1.50	2.50	1.13	9.75	12.00	3.38	10.80	2.88	1.03
	3.50	5.13	1.50	2.50	1.13	9.75	12.00	3.38	10.80	2.88	1.03
	4.00	5.13	1.50	2.50	1.13	9.75	12.00	3.38	10.80	2.88	1.03
7.00	3.00	5.75	1.75	2.88	1.38	11.25	14.00	3.63	12.09	3.00	1.17
	3.50	5.75	1.75	2.88	1.38	11.25	14.00	3.63	12.09	3.00	1.17
	4.00	5.75	1.75	2.88	1.38	11.25	14.00	3.63	12.09	3.00	1.17
	4.50	5.75	1.75	2.88	1.38	11.25	14.00	3.63	12.09	3.00	1.17
	5.00	5.75	1.75	2.88	1.38	11.25	14.00	3.63	12.09	3.00	1.17
8.00	3.50	6.75	1.75	2.88	1.38	12.25	15.00	3.63	13.18	3.50	1.26
	4.00	6.75	1.75	2.88	1.38	12.25	15.00	3.63	13.18	3.50	1.26
	4.50	6.75	1.75	2.88	1.38	12.25	15.00	3.63	13.18	3.50	1.26
	5.00	6.75	1.75	2.88	1.38	12.25	15.00	3.63	13.18	3.50	1.26
	5.50	6.75	1.75	2.88	1.38	12.25	15.00	3.63	13.18	3.50	1.26

+ Plus Stroke

See Mount 24 on page 50 for Port Dimensions

Bore & Rod Diameter Cylinder Size Selection

To choose the proper size of cylinder for your application, first determine the maximum push or pull force required to do the job. Then use the below table to select the cylinder that will provide that force.

Remember that force capabilities derived from charts and formulas may be theoretically correct, but other factors must be considered. Be sure to allow for pressure drop

between pump outlet and cylinder port. Also some of a cylinder force is used up overcoming seal friction and lesser extent the inertia of the piston itself.

Bore Ø in	Rod Ø in	Work Area (in ²)	Maximum Force (lbf) At working pressure(psi)					
			500 (psi)	750 (psi)	1000 (psi)	1500 (psi)	2000 (psi)	3000 (psi)
1.50	-	1.767	884	1325	1767	2651	3534	5301
	0.625	1.460	730	1095	1460	2191	2921	4381
	1	0.982	491	736	982	1473	1964	2945
2.00	-	3.142	1571	2356	3142	4712	6283	9425
	1	2.356	1178	1767	2356	3534	4712	7069
	1.375	1.657	828	1243	1657	2485	3313	4970
2.50	-	4.909	2454	3682	4909	7363	9817	14726
	1	4.123	2062	3093	4123	6185	8247	12370
	1.375	3.424	1712	2568	3424	5136	6848	10272
	1.75	2.503	1252	1878	2503	3755	5007	7510
3.25	-	8.296	4148	6222	8296	12444	16592	24887
	1.375	6.811	3405	5108	6811	10216	13622	20433
	1.75	5.891	2945	4418	5891	8836	11781	17672
	2	5.154	2577	3866	5154	7731	10308	15463
4.00	-	12.566	6283	9425	12566	18850	25133	37699
	1.75	10.161	5081	7621	10161	15242	20322	30483
	2	9.425	4712	7069	9425	14137	18850	28274
	2.5	7.658	3829	5743	7658	11486	15315	22973
5.00	-	19.635	9817	14726	19635	29452	39270	58905
	2	16.493	8247	12370	16493	24740	32987	49480
	2.5	14.726	7363	11045	14726	22089	29453	44179
	3	12.566	6283	9425	12566	18850	25133	37699
	3.5	10.014	5007	7510	10014	15021	20028	30042
6.00	-	28.274	14137	21206	28274	42412	56549	84823
	2.5	23.366	11683	17524	23366	35048	46731	70097
	3	21.206	10603	15904	21206	31809	42412	63617
	3.5	18.653	9327	13990	18653	27980	37307	55960
	4	15.708	7854	11781	15708	23562	31416	47124
7.00	-	38.485	19242	28863	38485	57727	76969	115454
	3	31.416	15708	23562	31416	47124	62832	94248
	3.5	28.863	14432	21648	28863	43295	57727	86590
	4	25.918	12959	19439	25918	38877	51836	77755
	4.5	22.580	11290	16935	22580	33870	45161	67741
	5	18.850	9425	14137	18850	28274	37699	56549
8.00	-	50.266	25133	37699	50266	75398	100531	150797
	3.5	40.644	20322	30483	40644	60967	81289	121933
	4	37.699	18850	28274	37699	56549	75398	113098
	4.5	34.361	17181	25771	34361	51542	68723	103084
	5	30.631	15315	22973	30631	45946	61261	91892
	5.5	26.507	13254	19880	26507	39761	53015	79522

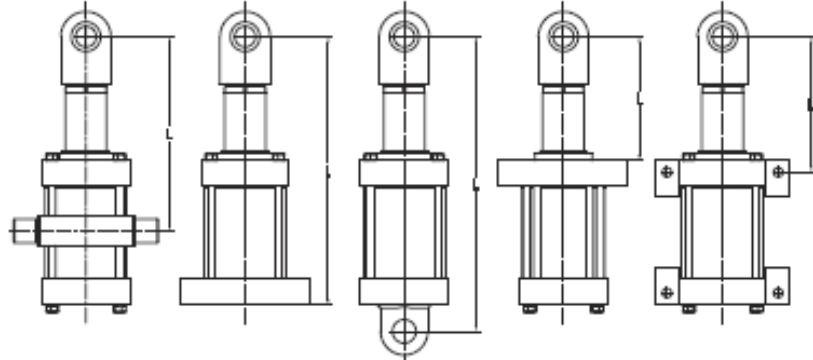
Maximum allowable Push stroke (Recommended "L")

In Push application, a cylinder acts as loaded column.

To use the side table first go to section for your mounting style. Then locate the column which is closest to, but not below, your application's operating pressure. The intersection of operating pressure and Bore /rod size represents the allowable length (L) in full extended condition.

The maximum allowable length "L" is based on column loading analysis only and does not consider side loading, stop tube requirements or other cylinder stroke limitations.

For pressure above 3000 PSI Consult your local Eaton representative.



Maximum Length L (in) at Working Pressure (psi) (Length L in full extend condition)

Bore ø in	Rod ø in	Rigid Mount (01,02,04,05,07,08,09,12, 13,14,19,21,22,23,24)								Swivel Mount (10,11,15,16,17,47,48,50)							
		3000 psi	2000 psi	1500 psi	1000 psi	750 psi	500 psi	250 psi	3000 psi	2000 psi	1500 psi	1000 psi	750 psi	500 psi	250 psi		
1.50	0.63	14	19	22	27	31	38	54	10	13	15	19	22	27	38		
	1.00	40	48	56	69	79	97	137	28	34	40	48	56	69	97		
2.00	1.00	30	36	42	51	59	73	103	21	26	30	36	42	51	73		
	1.38	56	69	79	97	112	137	194	40	49	56	69	79	97	137		
2.50	1.00	20	19	34	41	47	58	82	14	13	24	29	34	41	58		
	1.38	45	55	63	78	90	110	156	32	39	45	55	63	78	110		
	1.75	73	89	103	126	145	178	252	51	63	73	89	103	126	178		
3.25	1.38	32	42	49	60	69	85	120	23	30	35	42	49	60	85		
	1.75	56	69	79	97	112	137	194	40	48	56	69	79	97	137		
	2.00	73	89	103	127	146	179	253	52	63	73	89	103	127	179		
4.00	1.75	43	56	64	79	91	111	157	31	39	45	56	64	79	111		
	2.00	59	73	84	103	119	145	206	42	51	59	73	84	103	145		
	2.50	93	114	131	161	186	227	321	66	80	93	114	131	161	227		
5.00	2.00	40	38	67	82	95	116	165	28	27	47	58	67	82	116		
	2.50	74	91	105	129	148	182	257	52	64	74	91	105	129	182		
	3.00	107	131	151	185	214	262	370	76	93	107	131	151	185	262		
	3.50	145	178	206	252	291	356	504	103	126	145	178	206	252	356		
6.00	2.50	56	76	87	107	124	151	214	40	54	62	76	87	107	151		
	3.00	89	109	126	154	178	218	308	63	77	89	109	126	154	218		
	3.50	121	148	171	210	242	297	420	86	105	121	148	171	210	297		
	4.00	158	194	224	274	317	388	548	112	137	158	194	224	274	388		
7.00	3.00	72	93	108	132	153	187	264	51	66	76	93	108	132	187		
	3.50	104	127	147	180	208	254	360	73	90	104	127	147	180	254		
	4.00	136	166	192	235	271	332	470	96	118	136	166	192	235	332		
	4.50	172	210	243	297	344	421	595	121	149	172	210	243	297	421		
	5.00	212	260	300	367	424	519	735	150	184	212	260	300	367	519		
8.00	3.50	87	111	129	157	182	223	315	62	79	91	111	129	157	223		
	4.00	119	145	168	206	237	291	411	84	103	119	145	168	206	291		
	4.50	150	184	213	260	301	368	521	106	130	150	184	213	260	368		
	5.00	186	227	262	321	371	454	643	131	161	186	227	262	321	454		
	5.50	224	275	317	389	449	550	778	159	194	224	275	317	389	550		

J.2 Catálogo de bombas de engranaje EATON-Vickers serie 26.

Rotation	Field Reversible
Mounting Flange	SAE A 2 Bolt
Max. Continuous Pressure†	210 bar [3000 PSI]*
Max. Intermittent Pressure††	240 bar [3500 PSI]**
Minimum Speed at Continuous Pressure	750 RPM
Maximum Rotating Torque at 0 Pressure	4 Nm [36 lb-in]
Maximum Continuous Operating Temperature	105°C [220°F]
Minimum Continuous Oil Viscosity	5.7 cSt [45 SUS]
Minimum Operating Temperature	-29°C [-20°F]
Maximum Inlet Vacuum at Operating Condition	0,8 bar Abs. [11,6 psi Abs.]

† Continuous - pump may be run continuously at these ratings.

†† Intermittent - intermittent operation, 10% of every minute.

* 30.6 cm³/rev. [1.87 in³/rev.] displacement max. continuous pressure is 190 bar [2750 PSI].

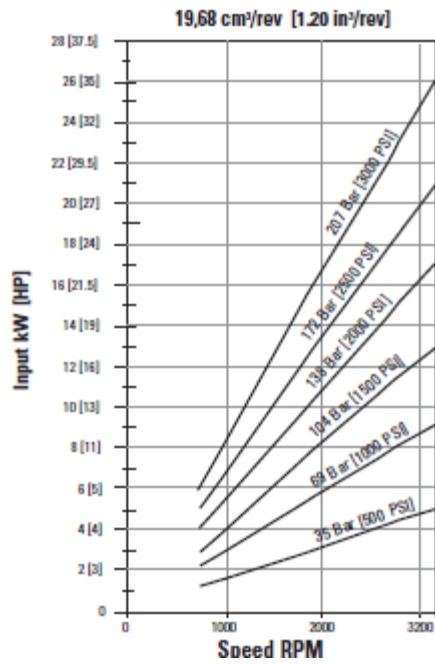
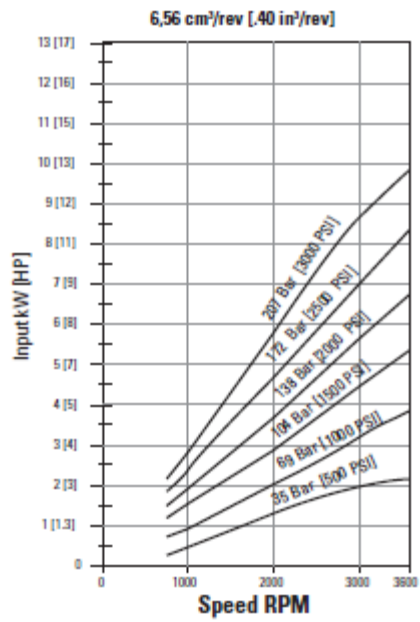
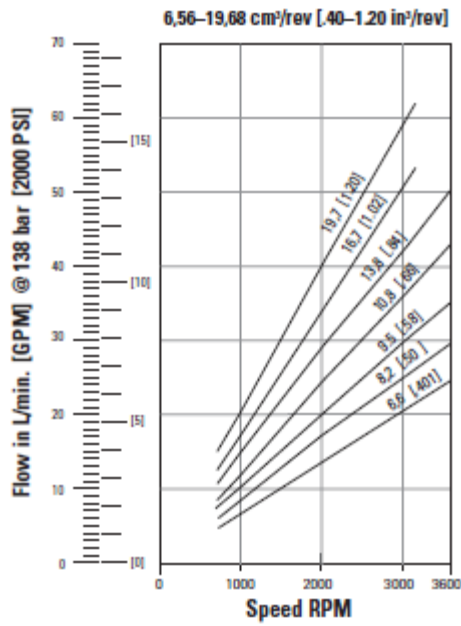
** 30.6 cm³/rev. [1.87 in³/rev.] displacement max. intermittent pressure is 224 bar [3250 PSI].

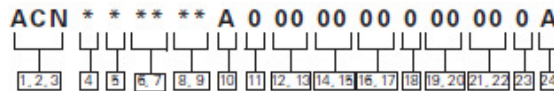
For side load limits consult your Eaton representative.

Displacement cm ³ /r [in ³ /r]	6,6 [.40]	8,2 [.50]	9,5 [.58]	10,8 [.66]	13,8 [.84]	16,7 [1.02]	19,7 [1.20]
Max. Intermittent Pressure bar [PSI]	241 [3500]	241 [3500]	241 [3500]	241 [3500]	241 [3500]	241 [3500]	241 [3500]
Rated Speed (RPM)	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3200
Minimum Output Flow at 207 bar [3000 PSI] and Rated Speed LPM [GPM]	20,1 [5.3]	25,0 [6.6]	29,5 [7.8]	33,7 [8.9]	43,5 [11.5]	55,3 [14.6]	57,9 [15.3]
Input Power at 207 bar [3000 PSI] and Rated Speed and Cont. Pressure kW [HP]	9,7 [13.0]	11,9 [15.9]	14,1 [18.9]	15,5 [20.8]	20,0 [26.8]	22,0 [29.4]	26,2 [35.2]

Displacement cm ³ /r [in ³ /r]	22,5 [1.37]	24,3 [1.48]	25,2 [1.54]	27,7 [1.69]	29,0 [1.77]	30,6 [1.87]
Max. Intermittent Pressure bar [PSI]	241 [3500]	241 [3500]	241 [3500]	241 [3500]	234 [3400]	224 [3250]
Rated Speed (RPM)	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Minimum Output Flow at 207 bar [3000 PSI] and Rated Speed LPM [GPM]	62,1 [16.4]	67,0 [17.7]	69,7 [18.4]	76,5 [20.2]	79,9 [21.1]	84,4 [22.3]
Input Power at 207 bar [3000 PSI] and Rated Speed and Cont. Pressure kW [HP]	27,3 [36.6]	30,5 [40.9]	31,0 [41.6]	33,4 [44.8]	35,4 [47.4]	37,4 [50.1]

The performance data in the table above and the following graphs was collected using a mineral base oil with a viscosity of 133 SUS at 49°C [120°F].





1, 2, 3 26 Series

ACN – Gear Pump - Single Unit

4 Unit Type

A – Plain
B – Flow Divider with/without Relief Valve (Pos. 14-15)
C – Relief Valve (Pos. 16-17)

5 Input Rotation (viewed from input shaft end)

L – Left-hand Rotation CCW
R – Right-hand Rotation CW

6, 7 Displacement (cm³/r [in³/r])

01 = 6.6 [4.0]
02 = 8.2 [5.0]
03 = 9.5 [5.8]
04 = 10.8 [6.6]
05 = 13.8 [8.4]
06 = 16.7 [10.2]
07 = 19.7 [12.0]
08 = 22.5 [13.7]
09 = 24.3 [14.8]
10 = 25.2 [15.4]
11 = 27.7 [16.9]
12 = 29.0 [17.7]
13 = 30.6 [18.7]

8, 9 Input Shaft

AA = 5/8 Inch Dia. 9 Tooth Spline 16/32 Pitch Shaft Extension 31.8 [1.25]
AB = 3/4 Inch Dia. 11 Tooth Spline 16/32 Pitch Shaft Extension 31.8 [1.25]
AC = 3/4 Inch Dia. Straight Keyed, Keyway 4.8 x 25.4 [1.19 x 1.00] Shaft Extension 31.8 [1.25]
AD = 5/8 Inch Dia. Straight Keyed, Keyway 4.1 X 18.3 [1.16 X .72] Shaft Extension 31.8 [1.25]

10 Mounting Features

A = SAE 2-Bolt A Flange, Series 82-2
B = SAE 2-Bolt B Flange, Series 101-2
D = European 4-Bolt

11 Auxiliary Mounting Features

0 - No Rear Mounting
C - (2-Bolt AA) SAE Flange Series 50-2, with 9 Tooth Internal Spline 20/40 Pitch, Accepts 25.4 [1.00] Shaft Extension

12, 13 Ports, Sizes and Location- Backplate

01 = Plain: Suction Port 1.3125-12 UN-2B SAE O-ring Port; Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port - Side Ports
02 = Plain: Suction Port 1.3125-12 UN-2B SAE O-ring Port; Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port - Rear Ports
03 = Plain: Suction Port 1.0625-12 UN-2B SAE O-ring Port; Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port Accepts Fittings Per SAE J1926 - Side Ports
04 = Plain: Suction Port 1.0625-12 UN-2B SAE O-ring Port; Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port Accepts Fittings Per SAE J1926 -Rear Ports
08 = Plain Thru Shaft: Suction Port 1.0625-12 UN-2B SAE O-ring Port; Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port - Side Ports

15 = Relief Valve: Suction Port 1.0625-12 UN-2B SAE O-ring Port; Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port - Side Ports; Drain Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port

16 = Relief Valve: Suction Port 1.0625-12 UN-2B SAE O-ring Port; Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port - Rear Ports; Drain Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port

20 = Flow Divider: Suction Port 1.3125-12 UN-2B SAE O-ring Port; Priority Pressure Port .750-16 UNF-2B SAE O-ring Port; Secondary Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port - Side Ports

21 = Flow Divider: Suction Port 1.3125-12 UN-2B SAE O-ring Port; Priority Pressure Port .750-16 UNF-2B SAE O-ring Port; Secondary Pressure Port .875-14 UNF-2B SAE O-ring Port - Rear Ports

14, 18 Priority Flow Divider Setting (LPM [GPM])

00 = No Flow Setting
AA = 3.8 [1.00]
AD = 76 [2.00]
AJ = 11.4 [3.00]
AL = 15.1 [4.00]
AN = 18.9 [5.00]
AR = 22.7 [6.00]
AS = 26.5 [7.00]
AT = 30.3 [8.00]

16, 17 Relief Valve Full Flow Setting (bar [PSI])

00 = No Relief Valve Setting
AA = 34.5 [500]
AB = 51.7 [750]
AC = 68.9 [1000]
AE = 86.2 [1250]
AF = 103.4 [1500]
AJ = 120.7 [1750]
AL = 137.9 [2000]
AN = 155.1 [2250]
AP = 172.4 [2500]
AR = 189.6 [2750]
AS = 206.8 [3000]
BR = 241.3 [3500]
BT = 224.1 [3250]

18 Test Data

0 - Generic
A - Unit Specific (required for flow divider and relief valve options.)

19, 20 Special Features

00 - No Special Features
AB - Viton Shaft Seal

21, 22 Paint

00 - None
0A - Red Primer
0B - Black

23 Identification

0 - Standard

24 Design Code

A - A

Anexo K

Propiedades básicas de los aceros. Fuente:matweb.com.

Acero	Tratamiento	Propiedades			
		E (GPa)	P (Kg/m ³)	Sy (MPa)	Su (MPa)
AISI 1045	Maquinado en frio	205	7850	405	675
AISI 1090	Maquinado en frio	205	7850	525	685
AISI tipo H11	Templado y revenido en aire o aceite desde 1025°C	210	7800	1650	1990

Composición química del acero AISI tipo H11. Fuente:matweb.com.

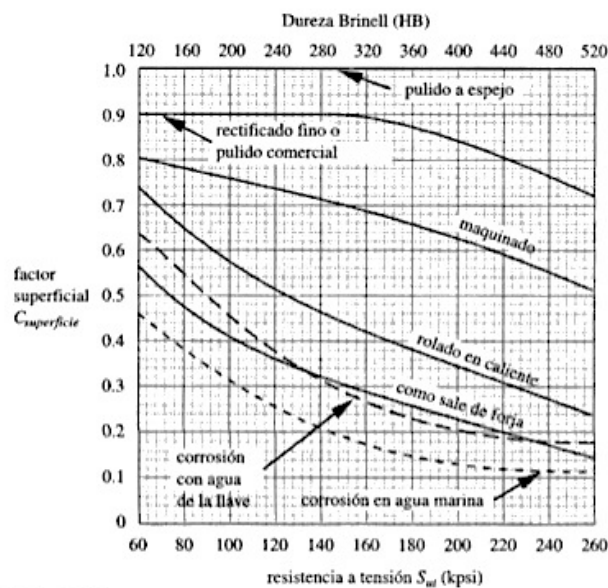
Elemento	%
C	0,43
Cr	5,2
Mo	1,35
Fe	92,57
V	0,45

Anexo L

Coeficientes de corrección de Marín. (Tassoni, 2007).

Coeficiente	Condición	Valor
C_{carga}	Existen solo cargas de flexión	1
	Existen cargas de corte	0,6
	Solo fuerzas axiales	0,9
$C_{\text{Superficie}}$	Se obtiene por medio de la 0	
$C_{\text{tamaño}}$ (dim=Dimension)	Para $\text{dim} \leq 12,5 \text{ mm}$	1
	Para $12,5 \leq \text{dim} \leq 50 \text{ mm}$	0,85
	Para $50 \leq \text{dim} \leq 250 \text{ mm}$	0,75
	Para mayores valores	0,6
C_{temp} (T=Temperatura)	$T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$	1
	$450 \leq T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$	$1 - 0.0058(T - 450)$
$C_{\text{confiabilidad}}$	50% de confiabilidad	1
	90% de confiabilidad	0,897
	99% de confiabilidad	0,830
	99,9% de confiabilidad	0,753
	99,99% de confiabilidad	0,702
	99,999% de confiabilidad	0,659

Factores superficiales para diversos acabados de acero. (Norton, 1995)



Anexo M

Planos normalizados de los elementos a mecanizar.

A continuación se presentan los siguientes planos.

- Plano M.1 Dibujo de conjunto armado.
- Plano M.2 Dibujo de conjunto en explosión.
- Plano M.3 Cámara de extrusión.
- Plano M.4 Soportes de la cámara.
- Plano M.5 Dados.
- Plano M.6 Punzón.