

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA  
COMPACTADORA DE DESECHOS SÓLIDOS.  
CASO: LATAS DE ALUMINIO**

Presentado ante la  
Ilustre Universidad  
Central de Venezuela  
Por los Brs: Cetrangolo Melvin.  
Vera Melvin.  
para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2004

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE DESECHOS SÓLIDOS. CASO: LATAS DE ALUMINIO**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Enrique Limongi

Presentado ante la  
Ilustre Universidad  
Central de Venezuela  
Por los Brs: Cetrangolo Melvin.  
Vera Melvin.  
para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2004

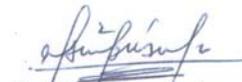
Caracas, Noviembre de 2.004.

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado por el Consejo, de la Escuela de Mecánica, para evaluar el trabajo especial de grado presentado por los bachilleres: Melvin G Cetrangolo y Melvin Vera, titulado:

**“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE DESECHOS SÓLIDOS. CASO: LATAS DE ALUMINIO.”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al título de Ingeniero Mecánico.

  
Prof. Pedro Lecue.  
(Jurado)

  
Prof. Manuel Martinez.  
(Jurado)

  
Prof. Enrique Limongi.  
(Tutor)



**Cetrangolo I., Melvin G.  
Vera A., Melvin R.**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA  
COMPACTADORA DE DESECHOS SÓLIDOS.  
CASO: LATAS DE ALUMINIO**

**Tutor Académico: Ing. Enrique Limongi. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de  
Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2.004. 172 pág.**

Compactación de latas, aluminio, máquina.

Por medio del presente se planteó la creación de una innovadora máquina que permite a cualquier ente interesado tener en sus manos, la solución a los problemas de espacio y ambiente, permitiendo aumentar el margen de ganancia a expensas de la reducción de los gastos de transporte y espacio físico necesario.

Básicamente se buscó generar una solución al problema de espacio presentado en la empresa Inversiones C, diseñando una máquina compactadora de latas de aluminio, a partir de selección del sistema de compactación hidráulico, el cual está soportado por una estructura dimensionada de acuerdo a los criterios de rigidez necesarios. Dicha máquina posee entre sus partes, una cámara de compactación y un sistema de recepción y salida de bloques, los cuales aparte de innovadores introducen nuevos conceptos económicos, pues se realizó además, un estudio que permitió demostrar la factibilidad de fabricar la máquina.

Se simuló el proceso de compactación para verificar que éste se lleve a cabo de manera adecuada desde los puntos de vista cinemáticos y operacionales.

Se obtuvo un equipo de buen rendimiento, adaptado a las tendencias de compactación actuales y que representa una muy buena alternativa para la industria nacional.

## ÍNDICE GENERAL

Índice de tablas.....	vi
Índice de figuras.....	viii
Dedicatoria.....	xiii
Agradecimientos.....	xiv
Abreviaturas y símbolos.....	xv
Introducción.....	xx
CAPITULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.1 Motivación.....	1
1.2 Problema.....	3
1.2.1 Antecedentes.....	3
1.2.2 Planteamiento del problema.....	4
1.2.3 Objetivos de la investigación.....	6
1.2.3.1 Objetivos.....	6
1.2.3.1.1 Objetivo general.....	6
1.2.3.1.2 Objetivos específicos.....	6
1.3 Recursos disponibles.....	7
1.4 Alcances.....	8
CAPITULO II MARCO TEORICO.....	10
2.1 El proceso de diseño en proyectos de ingeniería:.....	10
2.1.1 Identificación del problema.....	11
2.1.2 Ideas Preliminares.....	11
2.1.3 Perfeccionamiento del problema.....	12
2.1.4 Análisis.....	12
2.1.5 Decisión.....	12
2.1.6 Realización.....	13
2.2 Mecanismos de compactación.....	13
2.2.1 Sistemas Hidráulicos.....	14
2.2.1.1 Cálculo de la Fuerza de Empuje.....	14
2.2.1.2 Dimensionamiento de un Cilindro.....	16
2.2.1.3 Velocidad de un Cilindro.....	17
2.2.1.4 Tipos de cilindros.....	17

2.2.1.4.1 Cilindros de Simple efecto.....	19
2.2.1.4.2 Cilindros telescópicos .....	21
2.2.1.5 Bombas hidráulicas .....	22
2.2.1.6 Válvulas direccionales .....	22
2.2.1.7 Depósitos para aceite hidráulico .....	23
2.2.1.8 Dispositivo motor bomba.....	23
2.2.1.9 Inspección reparación y rearme de las bombas hidráulicas.....	24
2.2.1.10 Instrucciones de operación para el caso de bombas hidráulicas.....	25
2.2.1.11 Inversión del sentido de giro.....	26
2.2.1.12 Conceptos y leyes físicas aplicables a la hidráulica.....	28
2.3 Elementos comunes de la mayoría de las máquinas compactadoras .....	31
2.3.1 Precámara de compactación.....	31
2.3.2 Cámara de compactación .....	32
2.3.3 Frente de compactación.....	32
2.4 Control de motores eléctricos .....	32
2.5 Elección de elementos.....	33
2.5.1 Elemento de desconexión manual.....	33
2.5.1.1 Alimentadores.....	33
2.5.1.2 Arrancador.....	34
2.5.1.3 Relé de protección tipo térmico.....	34
2.6 La soldadura como método de ensamblaje .....	34
2.6.1 Soldadura de estructuras metálicas sometidas a cargas estáticas.....	35
2.6.1.1 Tipos de juntas soldadas a tope.....	35
2.6.2 Soldadura de paredes planas .....	36
2.7 Límites de deflexión recomendables en estructuras.....	37
2.7.1 Deflexión permisible en vigas de estructuras.....	38
2.8 Sugerencias de diseño para resistir a flexión .....	38
2.9 Fórmula para el cálculo del momento de inercia de la sección plana de una combinación de elementos estructurales .....	40
2.10 Estudio de la paca de latas de aluminio por medio de la ley de hooke para esfuerzos triaxiales .....	43

CAPITULO III DESARROLLO PRACTICO.....	44
3.1 Selección del mecanismo de compactación.....	44
3.1.1 Tormenta de Ideas.....	45
3.1.2 Matriz de Selección.....	45
3.2 Requerimientos técnicos de la empresa.....	51
3.2.1 Dimensionamiento del equipo hidráulico.....	51
3.2.1.1 Cálculo de la superficie del émbolo.....	51
3.2.1.2 Cálculo de la velocidad del cilindro hidráulico.....	52
3.2.1.3 Cálculo volumen de la carrera del cilindro.....	53
3.2.1.4 Estimación del caudal requerido.....	54
3.2.1.5 Cálculo del diámetro mínimo del vástago.....	54
3.2.1.6 Estimación de la duración del vástago del cilindro hidráulico.....	55
3.2.1.7 Estimación de la potencia generada por el motor eléctrico.....	56
3.2.1.8 Determinación del volumen del depósito de aceite.....	57
3.2.1.9 Accesorios.....	57
3.2.2 Selección de la estructura de la cámara de compactación.....	58
3.2.2.1 Tormenta de ideas.....	59
3.2.3 Selección de la forma de accionamiento de la compuerta de desalojo.....	62
3.2.4 Selección de la tolerancia permitida en las dimensiones de las pacas de aluminio.....	64
3.2.4.1 Tormenta de ideas.....	64
3.2.5 Selección del material a emplear para la estructura.....	67
3.2.6 Determinación experimental de la densidad de compactación.....	68
3.2.7 Diseño de la cámara de compactación.....	74
3.2.7.1 Cálculo del espesor de la cara superior, perpendicular al eje “y” del sistema de referencia elegido.....	77
3.2.7.2 Cálculo del espesor de la cara inferior, de la cámara de compactación: compuerta de desalojo.....	80
3.2.7.3 Cálculo del espesor de las caras laterales de la cámara de compactación.....	83

3.2.7.4 Cálculo del espesor de la cara posterior de la cámara de compactación: fondo.....	86
3.2.7.5 Dimensionamiento de bisagra y pasador pivote para la compuerta de desalojo.....	89
3.2.7.6 Diseño del mecanismo de cierre para compuerta de desalojo...	94
3.2.7.6.1 Cálculo de los dedos de apoyo.....	94
3.2.7.6.2 Diseño de los pasadores alrededor de los cuales girarán las palancas de cierre .....	99
3.2.8 Diseño de la precámara de compactación.....	99
3.2.8.1 Cálculo del espesor de las paredes laterales de la precámara de compactación.....	101
3.2.8.2 Cálculo del espesor de la pared inferior de la precámara de compactación.....	105
3.2.8.3 Cálculo y diseño de la pared superior de la precámara de compactación y compuerta de suministro del material.....	106
3.2.9 Diseño de la compuerta de suministro de material.....	110
3.2.9.1 Dimensionamiento de pasadores sueltos para la compuerta de suministro de material.....	114
3.2.10 Diseño del frente de compactación.....	115
3.2.10.1 Diseño de la pieza de acople entre el frente de compactación y el vástago del pistón.....	122
3.2.11 Diseño de la estructura de soporte de la máquina compactadora de latas de aluminio.....	123
3.2.12 Ensamblaje entre la precámara y la cámara de compactación.....	134
3.2.13 Ensamble entre la estructura de soporte y la precámara.....	136
3.2.13.1 Soldadura sugerida para las partes unidas en la estructura ...	137
3.2.13.2 Soldadura de elementos periféricos .....	140
3.2.14 Diseño del mecanismo de extracción.....	141
3.2.14.1 Pandeo del tramo AB.....	142
3.2.14.2 Flexión del tramo BC.....	142
3.2.14.3 Estudio del miembro 7 ( según plano n° 21 de los apéndices).....	143

3.2.14.4 Cálculo de pasadores.....	144
3.2.15 Control del motor eléctrico y mando de la máquina.....	144
3.2.16 Simulación asistida por computadora.....	148
3.3 Solución propuesta.....	149
CAPITULO IV OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	155
4.1 Instalación.....	155
4.2 Puesta en marcha.....	156
4.3 Operación y accionamiento.....	157
4.4 Mantenimiento.....	158
4.5 Localización de averías.....	159
CAPITULO V ESTUDIO DE FACTIBILIDAD.....	163
CONCLUSIONES.....	168
RECOMENDACIONES.....	170
BIBLIOGRAFÍA.....	171
APENDICE.....	173
ANEXOS.....	174

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Tamaños mínimos de soldadura.....	37
Tabla 2 Matriz de selección del sistema de compactacion .....	49
Tabla 3 Resultados de la matriz de selección.....	50
Tabla 4 Requerimientos técnicos de la empresa .....	51
Tabla 5 Accesorios para el equipo hidráulico .....	58
Tabla 6 Caras a través de las cuales se puede remover la paca de latas. ....	60
Tabla 7 Matriz de selección para compuerta de desalojo .....	62
Tabla 8 Selección de la tolerancia permitida en las dimensiones de la paca de latas de aluminio .....	66
Tabla 9 Especificaciones de la Máquina usada para el experimento .....	69
Tabla 10 Resultados de Experimento de compactación.....	70
Tabla 11 Resultados de los cálculos de refuerzos para la pared superior .....	79
Tabla 12 Resultados de los cálculos de refuerzos para la compuerta de desalojo. ....	82
Tabla 13 Resultado del cálculo de los refuerzos de las caras laterales .....	85
Tabla 14 Combinación de elementos estructurales para la estructura de la pared posterior.....	88
Tabla 15 Elementos estructurales para las paredes laterales de la precámara ....	104
Tabla 16 Combinación de elementos estructurales para el caso de la zona 2 de la precámara. ....	109
Tabla 17 Combinación de elementos para la estructura de la compuerta de suministro.....	113
Tabla 18 Combinación de elementos estructurales para el frente de compactación. ....	117
Tabla 19 Soldadura para la cámara de compactación .....	138

Tabla 20 Soldadura de los elementos periféricos importantes de la máquina compactadora de latas de aluminio .....	140
Tabla 21 Materiales y desperdicios.....	153
Tabla 22 Costo aproximado de la construcción de una máquina compactadora de latas de aluminio.....	163
Tabla 23 Comparación de costos entre una máquina importada y una construida según el presente estudio .....	165

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Pacas de latas de aluminio compactadas. ....	3
Figura 2. Cadena del reciclaje de latas de aluminio.....	5
Figura 3. Corte esquemático de un cilindro típico. ....	14
Figura 4. Muestra de la presión ejercida por el aire comprimido, sobre la superficie del pistón. ....	15
Figura 5 Área de pistón.....	16
Figura 6 Analogía entre un cilindro Hidráulico y uno Neumático.....	16
Figura 7. Relación entre la velocidad y el caudal... ..	17
Figura 8. Cilindro de doble efecto.. ..	18
Figura 9. Efecto doble en estaciones de trabajo.....	19
Figura 10. Cilindro de simple efecto.....	19
Figura11. Cilindro con muelle de retorno.....	20
Figura 12. Cilindro sin muelle. ....	20
Figura 13. Cilindro con regreso por acción de la gravedad. ....	21
Figura 14. Cilindro telescópico.....	21
Figura 15. Armado de bombas hidráulicas. ....	26
Figura 16. Orden de ensamblaje.....	27
Figura 17. Ilustración de la ley de Pascal.....	28
Figura 18. Ilustración de la ley de Pascal.....	29
Figura 19 La ley de Boyle.....	29
Figura 20 Compresibilidad de los fluidos. ....	30
Figura 21 Soldadura de las paredes de la cámara de compactación. ....	36
Figura 22 Ángulos de refuerzo y lámina de pared.....	40
Figura 23. Esquema de la precámara de compactación. ....	59

Figura 24. Caras de la cámara de compactación. ....	60
Figura 25. Diagrama de dirección de compactación. ....	72
Figura 26 Cara lateral izquierda. ....	74
Figura 27. Cara lateral derecha. ....	74
Figura 28. Cara superior. ....	74
Figura 29. Cara Inferior. ....	75
Figura 30. Frente de compactación. ....	75
Figura 31 Cara posterior (Fondo). ....	75
Figura 32 Dirección de los Ejes principales. ....	76
Figura 33 Diagrama demostrativo de la cara superior. ....	77
Figura 34 Diagrama de fuerzas sobre la cara superior. ....	78
Figura 35 Diagrama de fuerzas sobre la cara superior. ....	78
Figura 36. Disposición de ángulos y lámina para la pared superior. ....	80
Figura 37. Diagrama de la cara inferior (la compuerta de desalojo). ....	81
Figura 38 Diagrama de cuerpo libre. ....	81
Figura 39 Diagrama de fuerzas sobre cara inferior. ....	81
Figura 40. Disposición de ángulos y lámina para la pared superior. ....	83
Figura 41 Diagrama de las caras laterales de la cámara de compactación. ....	83
Figura 42 Diagrama de fuerzas de las caras laterales. ....	84
Figura 43 Esquema de un corte en la viga estudiada. ....	84
Figura 44 Disposición de ángulos y lámina para las paredes laterales. ....	86
Figura 45 Diagrama de la cara posterior. ....	86
Figura 46 Diagrama de fuerzas sobre la cara posterior. ....	87
Figura 47 Esquema de una sección realizada en la viga. ....	87
Figura 48 Disposición de ángulos y lámina para la pared posterior. ....	88

Figura 49 Ubicación de las paredes de la cámara de compactación. ....	89
Figura 50 Pasador y bisagra para la compuerta de desalojo. ....	90
Figura 51 Diagramas de momento flector y fuerza cortante.....	91
Figura 52 Diagrama de cuerpo libre para los dedos de apoyo. ....	94
Figura 53 Esquema aproximado de la palanca de cierre.....	96
Figura 54 Sección transversal de la palanca de cierre. Corte A-A.....	97
Figura 55 Esquema de pasadores para palanca de cierre.. ....	99
Figura 56 Forma de la precámara de compactación.....	100
Figura 57 Dimensiones de la sección de la precámara de compactación. ....	100
Figura 58 Esquema de las paredes laterales de la precámara de compactación..	101
Figura 59 Curva de carga en las paredes laterales.. ....	102
Figura 60 Disposición de ángulos y lámina para las paredes laterales de la precámara.....	104
Figura 61 Condiciones de contorno para la pared de fondo.....	105
Figura 62 Diagrama de cuerpo libre sobre la pared de fondo. ....	105
Figura 63 Compuerta de suministro de material.....	107
Figura 64 Condiciones de contorno para la zona 2. ....	108
Figura 65 Diagrama de cuerpo libre sobre la pared correspondiente a la zona 2.....	108
Figura 66 Combinación de elementos estructurales para el caso de la zona 2 de la precámara. ....	110
Figura 67 Esquema de la compuerta de suministro de material.....	110
Figura 68 Condiciones de carga sobre la compuerta de suministro.....	111
Figura 69 Diagrama de cuerpo libre sobre la compuerta de suministro. ....	112
Figura 70 Combinación de elementos para la estructura de la compuerta de suministro.....	113

Figura 71 Área rectangular del frente de compactación. ....	115
Figura 72 Diagrama de cuerpo libre sobre el frente de compactación.....	116
Figura 73 Disposición de ángulos para el frente de compactación.....	118
Figura 74 Vista superior del frente de compactación.....	118
Figura 75 Vista lateral del frente de compactación.....	118
Figura 76 Vista frontal del frente de compactación. ....	119
Figura 77 Diagrama de cuerpo libre sobre barra de refuerzo del frente de compactación. ....	120
Figura 78 Triángulo de distancias.....	121
Figura 79 Pieza de acople entre el frente de compactación y el vástago del cilindro Hidráulico. ....	123
Figura 80 Esquema de la estructura de soporte.....	124
Figura 81 Efecto del cilindro sobre el soporte. ....	125
Figura 82 Momento actuante sobre la estructura de soporte.....	127
Figura 83 Dimensiones de la estructura de soporte. ....	127
Figura 84 Momento flector sobre los travesaños de la estructura de soporte. ....	129
Figura 85 Parte de la estructura sobre la que descansa la precámara.....	131
Figura 86 Vista superior de la estructura. ....	131
Figura 87 Momento flector en los extremos de las vigas cortas.....	132
Figura 88 Momento flector actuante sobre las bases del soporte.....	133
Figura 89 Unión entre la precámara y la cámara .....	135
Figura 90 Unión entre la precámara y la base de soporte. ....	136
Figura 91 Soldadura de las paredes laterales con la pared superior de la cámara. ....	139
Figura 92 Soldadura de la pared superior con la pared de fondo de la cámara...	139
Figura 93 Soldadura de las paredes laterales con la de fondo.....	139

Figura 94 Mecanismo de extracción. ....	141
Figura 95 Estudio del miembro 5.....	142
Figura 96 Estudio del tramo BC.....	142
Figura 97 Plano de circuito de control para contactor y pulsadores. ....	146
Figura 98 Plano de circuito de potencia para el motor de la máquina compactadora. ....	147
Figura 99 Máquina propuesta.. ....	154

## DEDICATORIA

Con mucho respeto y admiración a mis padres y hermanos, porque en todo momento me han apoyado para darme fuerzas y continuar por encima de los obstáculos.

A todos aquellos que siempre colaboraron con nosotros en el logro de ésta meta.

Melvin Cetrangolo.

Con mucho cariño a mis padres, a mi esposa Eva, a mi hija Samanta le agradezco el tenerme paciencia en aquellos momentos en que no podía darle todo de mi. Gracias porque me han enseñado a vencer los obstáculos con paciencia y esfuerzo.

A mis amigos que me apoyaron en cada instante.

Melvin Vera.

## AGRADECIMIENTOS

A Dios Todopoderoso, porque cada paso que dimos en nuestra carrera siempre estuvo su guía.

A nuestros familiares y amigos, porque en todo momento nos mostraron su colaboración.

A la empresa Inversiones C, por habernos permitido desarrollar el presente trabajo.

Al profesor Enrique Limongi, por su apoyo y colaboración cuando lo solicitamos ante cualquier circunstancia.

A los profesores de la Escuela de Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, por haber estado siempre prestos a impartirnos nuevos conocimientos y habernos ayudado a aprender de nuestros errores.

A todos ustedes los que leen el presente trabajo, porque de alguna manera le darán importancia a todo lo que con mucho gusto y esfuerzo hicimos.

Atentamente:

Melvin Cetrangolo

Melvin Vera

## ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

La lista que se presenta a continuación, expresa la nomenclatura empleada a lo largo del presente estudio.

<i>a</i>	Constante para el cálculo de la vida útil del vástago del cilindro hidráulico.
<i>A</i>	Área del pasador del mecanismo de extracción.
<i>Ac:</i>	Área de compactación. (O también el área frontal de la paca).
<i>Ae:</i>	Áreas del émbolo.
<i>Ai:</i>	Área transversal de los refuerzos de la estructura.
<i>Al:</i>	Área lateral del cubo antes mencionado.
<i>Alam:</i>	Área transversal de las láminas empleadas en la estructura.
<i>As:</i>	Área superior del cubo formado por latas compactadas.
<i>Ator:</i>	Área de la sección transversal de los tornillos de ensamble.
<i>Av:</i>	Área del vástago.
<i>α:</i>	Constante que depende de las dimensiones de una placa plana, en el cálculo de las deflexiones de placas planas.
<i>b</i>	Constante para el cálculo de la vida útil del vástago del cilindro hidráulico.
<i>β:</i>	Ángulo entre las barras de refuerzo del frente de compactación y el plano horizontal.
<i>C:</i>	Centro de gravedad de la sección transversal de la combinación de elementos estructurales empleados en las paredes de la estructura.
<i>Ci:</i>	Coordenada “y” del centro de gravedad de los ángulos de refuerzo.
<i>Dbar:</i>	Diámetro de las barras de refuerzo del frente de compactación.
<i>Dbis:</i>	Diámetro de la bisagra de la compuerta de desalojo.
<i>Dch:</i>	Diámetro para agujero de chaveta en pasadores.

$Dde$ :	Diámetro de los dedos de apoyo de la palanca de cierre.
$Dpas$	Diámetro del pasador.
$Clam$ :	Centro de gravedad de la sección transversal de las láminas.
$Dtor$ :	Diámetro de los tornillos de ensamblaje.
$\Phi e$ :	Diámetro del émbolo.
$\Phi v$ :	Diámetro del vástago.
$\Delta lam$ :	Espesor de láminas.
$e$ :	Espesor de la paca de latas de aluminio.
$E$ :	Módulo de elasticidad de Young.
$\varepsilon_x$ :	Deformación unitaria en la dirección del eje “x” del sistema de referencia.
$\varepsilon_y$ :	Deformación unitaria en la dirección del eje “y” del sistema de referencia.
$\varepsilon_z$ :	Deformación unitaria en la dirección del eje “z” del sistema de referencia.
$f$	Fracción de la resistencia a la tracción para 1000 ciclos.
$Fa$ , $Fb$ ,	Reacciones en puntos particulares de estudio.
.... $Fx$ :	
$Fbarra$ :	Fuerza axial sobre las barras de refuerzo del frente de compactación.
$Fcr$ :	Fuerza crítica sobre las barras de refuerzo del frente de compactación.
$F1$ ,	Fuerzas en puntos particulares designados con números.
$F2$ ..... $F6$ :	
$Fmax$	Fuerza máxima sobre la fuerza en estudio
$Fop$	Fuerza aplicada por el operario.
$Fpc$ :	Fuerza aplicada por el operario sobre la palanca de cierre.
$Fsal$	Fuerza de salida del mecanismo de extracción.
$Ftor$ :	Fuerza que soportan los tornillos de ensamblaje.
$F_x$ :	Fuerza necesaria para la compactación (carga externa).
$F_y$ :	Fuerza en la dirección del eje “y” del sistema de referencia.
$F_z$ :	Fuerza en la dirección del eje “z” del sistema de referencia.

$h$ :	Ancho de la paca de latas de aluminio.
$I_{tot}$ :	Inercia de toda la combinación de láminas y ángulos escogida.
$I_i$ :	Momento de inercia de los ángulos de refuerzo respecto a su centro de gravedad.
$J$ :	Momento de inercia.
$K$ :	Carga máxima de pandeo según la ecuación de Euler.
$Club$ :	Constante de la lubricación entre las superficies donde van roscados los tornillos.
$K1,$ $K2.....K4$ :	Constantes de integración.
$l$ :	Longitud (largo) de las pacas de latas de aluminio.
$lb$ :	Longitud de las barras de refuerzo del frente de compactación.
$ld$ :	Longitud de una diagonal del frente de compactación.
$lcc$ :	Longitud de la zona crítica de la pared superior de la precámara de desalojo.
$Lde$ :	Longitud de los dedos de apoyo de la palanca de cierre.
$Lfc$ :	Longitud del frente de compactación.
$Lk$ :	Longitud equivalente de pandeo.
$Lp$ :	Recorrido parcial de compactación.
$Lperímetro$ :	Longitud del perímetro de la estructura de soporte.
$Lsep$ :	Longitud de separación entre la palanca de cierre y la pared lateral.
$Lt$ :	Recorrido total del cilindro.
$Ma, Mb, ...M$ $x$ :	Momento flector en puntos particulares de estudio.
$Mmax$ :	Momento flector máximo en una dirección dada.
$M1,$ $M2....M6$ :	Momentos flectores en puntos particulares designados con números.
$My$ :	Momento flector en un plano cuya normal es el eje y.
$Mz$ :	Momento flector en un plano cuya normal es el eje z.

$n$ :	Número de ángulos de refuerzo empleados.
$N_e$	Límite de vida para la resistencia a la fatiga.
$N_{cv}$	Número de ciclos de vida
$\eta_{mec}$ :	Eficiencia mecánica.
$\eta_t$ :	Eficiencia total.
$N_{tor}$ :	Número de tornillos de ensamblaje.
$\eta_v$ :	Eficiencia volumétrica.
$\eta_{vol}$ :	Rendimiento volumétrico.
$P_a$ :	Potencia generada por el motor eléctrico.
$Q$ :	Caudal requerido real.
$Q_t$ :	Caudal requerido teórico.
$q$ :	Carga uniformemente distribuida sobre una pared o placa.
$q_{est}$ :	Carga lineal que actúa sobre las vigas de la estructura de soporte.
$R_{pc}$ :	Radio de giro de la palanca de cierre.
$R_{col}$ :	Reacción producida sobre la estructura de soporte por parte de las columnas.
$r_{pas}$ :	Radio del pasador de las compuertas de desalojo y de suministro de material.
$S$ :	Factor de seguridad.
$S'e$	Límite de resistencia a la fatiga.
$S_{ut}$	Resistencia a la tracción.
$S_y$	Resistencia a la fluencia del material.
$\sigma_{cs}$	Esfuerzo soportado por el vástago.
$\sigma'_f$	Esfuerzo verdadero sobre la pieza.
$\sigma_y$ :	Esfuerzo normal en dirección del eje "y" del sistema de referencia.
$\sigma_z$ :	Esfuerzo normal en dirección del eje "z" del sistema de referencia.
$\sigma_x$ :	Esfuerzo normal en dirección del eje "x" del sistema de referencia.

$t$ :	Tiempo de procesamiento de una paca de latas de aluminio.
$T_{apr}$ :	Torque de apriete de los tornillos de ensamblaje.
$t_e$ :	Tiempo efectivo de la carrera para el pistón hidráulico.
$\Theta_v$ :	Mínimo diámetro del vástago del cilindro hidráulico.
$\tau_{max}$ :	Esfuerzo cortante máximo.
$\tau_{per}$ :	Esfuerzo cortante permisible.
$V$ :	Fuerza cortante sobre pasador de la compuerta de desalojo.
$V_{cil}$ :	Volumen del cilindro hidráulico.
$V_{dep}$ :	Volumen del depósito de aceite hidráulico.
$V_{el}$ :	Velocidad de recorrido del pistón.
$V_o$ :	Volumen inicial del conjunto de latas de aluminio a compactar.
$V_p$ :	Volumen de las pacas de latas de aluminio.
$\nu$ :	Razón de Poisson.
$\nu'$ :	Pendiente de la recta tangente a la curva de la viga reflectada.
$X_{pc}$ :	Valor del espesor de la garganta de la palanca de cierre, donde se alojan los dedos de apoyo.
$y_{max}$ :	Deflexión en paredes estudiadas.

## INTRODUCCIÓN

El crecimiento de la población y la misma evolución, van creando necesidades nuevas y nuevas tendencias.

Una de las tendencias que está revolucionando la industria es el reciclaje. Se busca recuperar grandes cantidades de materiales entre los cuales destaca el Aluminio, Plástico, Vidrio, Cobre, etc, siendo este último el más común.

Dentro del avance de estas nuevas tendencias, la empresa Inversiones C, se ha venido destacando dentro del campo del reciclaje de latas de aluminio, colaborando al mismo tiempo con la cadena de protección ambiental. Básicamente su función dentro de la industria del reciclaje ha sido la compra y procesamiento de grandes cantidades de latas de aluminio, para su posterior venta a exportadores. Sin embargo en un corto plazo espera iniciar la exportación de latas de aluminio en un producto con características aceptadas.

Ahora bien, es una regla universal que el crecimiento origine nuevos problemas, y está en manos de los futuros ingenieros gran parte de la responsabilidad en la solución de muchos de estos problemas. Atendiendo a esta premisa la empresa Inversiones C, nos comunicó su deseo de resolver un problema de espacio y disposición.

Principalmente el problema radicaba en que el volumen ocupado por las grandes cantidades de latas de aluminio procesadas era muy grande comparado con el espacio disponible, a la vez que originaba grandes costos de transporte (porque el material del cual estamos hablando, se transporta en camiones, los cuales son tarifados por volumen).

Surgió la posibilidad de desarrollar una máquina compactadora de latas de aluminio, con la finalidad de reducir el espacio ocupado al menos 10 veces, a la vez que se contribuye con la cadena de saneamiento ambiental y reciclaje.

## **CAPITULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

En este capítulo se presentará una reseña y un análisis del problema que se va a resolver, con la finalidad de tener una visión clara de lo que se desea lograr con el desarrollo del presente trabajo.

### **1.1 Motivación**

Dentro de los problemas que aquejan actualmente a nuestra sociedad, está presente la contaminación ambiental. Realizando un análisis, en función de los tipos de contaminación ambiental existentes, se deduce fácilmente que la contaminación por desechos sólidos es la más recurrente y más evidente. Su impacto se traduce en el deterioro estético de las ciudades, así como del paisaje natural, tanto urbano como rural, con la consecuente devaluación, tanto de los predios donde se localizan los rellenos como de las áreas vecinas por el abandono y la acumulación de basura, siendo uno de los efectos fácilmente observados por la población.

Ante este problema la sociedad ha encontrado la manera de obtener algún beneficio de la proliferación de la contaminación ambiental a través del reciclaje de desechos sólidos, sin embargo la metodología empleada no es la más adecuada y se incumplen la normativa presente en la ley Penal del Ambiente que establece, en su Capítulo I, Artículo 2, la disposición mas adecuada de los desechos sólidos de manera tal que se prevengan y controlen deterioros a la salud y al ambiente. Así mismo define en el Capítulo II, Artículo 4, Manejo: Como un conjunto de instrucciones dirigidas a darle a los desechos sólidos el fin más conveniente, de acuerdo con sus especificaciones, a fin de prevenir daños a la salud y al ambiente. Involucra la recolección, almacenamiento, transporte, caracterización, tratamiento, disposición final y cualquier otra operación que los relacione. Con base en esta normativa en la empresa Inversiones C se viene realizando un proceso de recolección, almacenamiento, venta y distribución de desechos sólidos metálicos, específicamente aluminio.

Sin embargo, deficiencias en el manejo de desechos sólidos han venido mermando su desarrollo dentro del negocio del reciclaje.

Debido a sus características físicas, las latas de aluminio ocupan grandes volúmenes y poseen un bajo peso en relación a su volumen, por esta razón el almacenaje de este material implica grandes áreas acondicionadas, he aquí la necesaria adquisición de un equipo que permita la compactación de las latas, reduciéndose al mínimo el espacio requerido. Así mismo el transporte de este tipo de material se cancela por volumen y no por peso, lo que hace conveniente la disposición de éste en bloques o bultos compactos.

La empresa tiene previsto iniciar la exportación de latas de aluminio, y el formato exigido a nivel internacional es el de bloques o empaques obtenidos por medio de máquinas compactadoras.

Ahora bien, en Venezuela no se fabrican máquinas compactadoras por lo que es necesario desarrollarlas, sin embargo actualmente su importación implica un costo por el orden de 18000 dólares, según presupuesto presentado en los anexos del presente. Con este proyecto, se reducen los costos asociados al proceso de adquisición.

Es en base a estos requerimientos que surge la idea de realizar este Trabajo Especial de Grado con el fin de mejorar el manejo de desechos sólidos de la empresa Inversiones C aprovechando la oportunidad de desarrollar los conocimientos adquiridos en las áreas de Mecánica de Sólidos, Diseño, Introducción al Mantenimiento, Higiene y Seguridad Industrial, Máquinas de Elevación y Transporte, Dinámica de Máquinas así como la capacitación obtenida en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

A continuación, se hará referencia a estudios anteriores relativos al desarrollo planteado.

## 1.2 Problema

A continuación se desarrollan puntos relacionados con el tema en estudio. Se trata de profundizar en la problemática y en las posibles soluciones.

### 1.2.1 Antecedentes

En busca de trabajos anteriores que pudieran enriquecer el desarrollo planteado, se encontró un Trabajo Especial de Grado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, realizado por Marelys Ruiz, en el año 1992, titulado: Diseño y Construcción de un Sistema de Compactación para Desechos Provenientes de Centros de Comida Rápida. Dicho trabajo buscaba a través de un sistema de compactación cooperar con el almacenamiento y recolección de los desechos provenientes de Centros de Comida Rápida, específicamente desechos como cartón y papel. A pesar de tener en cuenta la compactación de desechos sólidos, este trabajo resta importancia al reciclaje, debido principalmente al tipo de desecho.

Así mismo en busca de distintos medios posibles de compactación, se encontró un Trabajo Especial de Grado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, realizado por Rodríguez Ali y Prato Neptalí en el año 1976, titulado: Diseño de una Prensa Hidráulica de 50 Toneladas, con tutoría del Ing. Othman Falcón. Este trabajo tenía como fin el diseño de una prensa hidráulica por lo que resultó de gran interés debido a que la energía hidráulica pudiera ser uno de los posibles medios de compactación en el presente proyecto.



Figura 1 Pacas de latas de aluminio compactadas.

Fuente: Cortesía de Fluidica.

Fuera de Venezuela, específicamente en Canadá, los programas de reciclaje son tan eficientes que una bebida gaseosa, adquirida en una tienda, es consumida, desechada en los centros de acopio, reciclada y transformada en una nueva bebida en solo 90 días. En Canadá se ha llegado a recolectar hasta tonelada y media de latas de aluminio de los basurales todos los años a través del reciclaje, y uno de los requisitos luego de la recolección es la compactación de las latas en bloques.

En fin se percibe que a través del tiempo evolucionan diversos desarrollos, que por medio del ingenio pueden dar solución a los problemas de la humanidad.

Tomando en cuenta todos estos trabajos previos, es conveniente plantear la problemática que motiva este estudio.

### 1.2.2 Planteamiento del problema

La práctica del reciclado de residuos sólidos es muy antigua. Los utensilios metálicos se funden y remodelan desde tiempos prehistóricos. En la actualidad los materiales reciclables se recuperan de muchas maneras, como el desfibrado, la separación magnética de metales, separación de materiales ligeros y pesados, criba y lavado. Las autoridades locales de muchos países piden a los consumidores que depositen botellas, latas, papel y cartón en contenedores separados del resto de la basura.

En el caso de las latas de Aluminio específicamente, es importante conocer que cada kilogramo de aluminio reciclado permite ahorrar aproximadamente ocho kilogramos de bauxita, cuatro kilogramos de productos químicos y catorce kilovatio-hora de electricidad. Por ello la importancia del reciclaje de latas de este material, cuya cadena consiste en:



Figura 2. Cadena del reciclaje de latas de aluminio.  
Fuente: Fluidica SA.

- El primer paso es la etapa de recolección. El Reciclaje empieza con la recolección de las latas usadas por los consumidores.

- El próximo paso es la inspección. Las latas recolectadas son físicamente y mecánicamente examinadas. Este paso es muy importante porque los contaminantes, como cigarrillos, pueden causar problemas durante el proceso.

- El tercer paso es el aplastamiento. Después de que las latas se han inspeccionado, son aplastadas y pueden condensarse en bloques con el uso de una máquina compactadora, almacenándose o trasladándose a la planta para su fundición y reutilización del aluminio.

Es fácil entender la razón por la cual la compactación de latas de aluminio es un punto importante dentro de la cadena de reciclaje. Mientras más compacto sea el bloque de latas mayor es la cantidad de desecho manejado por las empresas en poco volumen ocupado, y por ende son menores los costos de almacenaje y transporte. Este es el punto de nuestro estudio. Por otro lado, el importar una máquina compactadora resulta costoso y algo dilatorio, por el tiempo de espera para la adquisición del equipo. Todos estos factores, limitan la capacidad de reciclaje a las pequeñas empresas.

Otro de los posibles retos a enfrentar durante el desarrollo de este trabajo especial de grado, está en el hecho de seleccionar el sistema a utilizar para la compactación, los sistemas de cadenas, tornillo sin fin, neumático, hidráulico, se compararan en función de la practicidad, seguridad, bajo costo de fabricación, operación y mantenimiento. Para esta selección está previsto hacer un análisis preciso que de origen el sistema de compactación más adecuado.

Con éste Trabajo Especial de Grado, buscamos diseñar una máquina compactadora de latas de aluminio, contribuyendo de esta manera con una solución original, innovadora, confiable, económicamente viable y competitiva para el mejoramiento del proceso de reciclaje en pequeñas empresas.

Algo importante del presente estudio es que la producción nacional de este tipo de equipos beneficia a la industria del reciclaje en el país.

Además, busca contribuir con el proceso de reciclaje y el mantenimiento de los recursos naturales, permitiendo el logro de objetivos como los enunciados a continuación.

### 1.2.3 Objetivos de la investigación.

Por medio del enunciado de los siguientes objetivos se delimita la profundidad del estudio y se define la investigación.

#### 1.2.3.1 Objetivos.

Entre los objetivos que se desean lograr a través del presente estudio tenemos:

##### 1.2.3.1.1 Objetivo general.

Mejorar el manejo de desechos sólidos, obtenidos en el proceso de reciclaje de latas de aluminio, mediante su transformación en bloques o paquetes, para exportación.

##### 1.2.3.1.2 Objetivos específicos

Entre las cosas que se desea lograr por medio del estudio presentado, se tiene lo siguiente.

- Selección del sistema de compactación (hidráulico, neumático, sistemas de cadenas o sistemas de tornillo sin fin).
- Diseño y cálculo de la base de la estructura y del cuerpo de la máquina.
- Selección del control de mando.

- Dimensionamiento de la cámara de compactación.
- Determinación de los sistemas de recepción y salida de bloques.
- Simulación del sistema de compactación.
- Determinar un plan de mantenimiento adecuado para la máquina compactadora de aluminio. Al mismo tiempo explicar las instrucciones de uso.

Para el logro de todo lo anterior se tiene a nuestra disposición una amplia gama de recursos como los siguientes:

### 1.3 Recursos disponibles

Obviamente todo fin requiere de un medio a través del cual lograrlo. Entre los recursos de los cuales se dispone, tenemos los siguientes:

- Biblioteca Central de la Universidad Central de Venezuela.
- Biblioteca de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.
- Biblioteca de la Escuela Básica de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela.
- Información referida a la materia en Internet.
- Biblioteca de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Simón Bolívar.
- Biblioteca del Instituto Venezolano de Investigaciones Científicas.
- Asesoría de profesores de los departamentos de Diseño, Tecnología de Producción, Energética, así como también, el apoyo de otros profesores de la escuela de ingeniería mecánica y egresados.
- Asesoría de nuestro tutor académico, Ing. Enrique Limongi.
- Software de Diseño, Simulación y Animación (Mechanical Desktop, Inventor, SAP 2000).
- Computador personal.
- Sala de computadoras de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.
- Recursos bibliográficos, económicos y materiales diversos puestos a nuestra disposición por familiares y allegados.

Aprovechando al máximo todas estas herramientas que están a nuestra disposición se podrá estar en capacidad de lograr los alcances estimados.

#### 1.4 Alcances

A continuación se señalan algunos de los alcances de este proyecto que señalan cual será la amplitud extensión del mismo.

- Investigar las dimensiones y características de los bloques de latas de aluminio que son comercialmente empleados, con la finalidad de tener una idea aproximada del tamaño y capacidad de los equipos necesarios.
- Investigar y/o medir el volumen diario de material que la empresa maneja, con la finalidad de prever la velocidad de operación de la máquina, estimando así la cantidad de potencia requerida.
- Obtener por medio de cálculos la estructura de la tolva mas adecuada para el ingreso o suministro del material a la máquina.
- Determinar el tipo de accionamiento más apropiado para el equipo (hidráulico, neumático, sistema de cadenas, tornillo sin fin) realizando previamente los cálculos adecuados, así como también, comparando el sistema seleccionado con otros tipos de accionamiento; esto basándonos en fiabilidad mecánica, seguridad para los operarios, facilidad de mantenimiento, costos y disponibilidad en el mercado de algunos de sus componentes, ya que otros podrán ser fabricados en talleres.
- Realizar los cálculos para la selección de los motores eléctricos a ser utilizados en el sistema hidráulico, neumático, sistema de cadenas, tornillo sin fin, etc.
- Realizar los cálculos e investigaciones correspondientes al diseño de todo el mecanismo hidráulico, neumático, sistema de cadenas, tornillo sin fin, etc.
- Calcular la estructura más conveniente para soportar las cargas impuestas por todo el sistema en pleno funcionamiento.

- Preparar un plan de mantenimiento adecuado para todos los componentes de la máquina que permitan conservar en óptimo estado las condiciones de ésta.
- Elaborar un prototipo virtual, utilizando técnicas de diseño asistido por computadora, apoyándonos así en los avances tecnológicos actuales, evitando de esta manera gastos en la construcción de un prototipo real, y permitiendo a la vez verificar el ensamble de la máquina.

Una vez planteados los alcances del presente trabajo, se hace conveniente mostrar un fundamento en el cual apoyarse para justificar cada paso que se dará más adelante donde se dimensionarán muchos elementos nombrados en los objetivos. Es importante recordar que la práctica se fundamenta en la teoría que explica como hacer las cosas.

## **CAPITULO II MARCO TEORICO**

Con la presentación de un basamento como el mostrado a continuación, se desea fundamentar los conocimientos y principios que se pondrán en práctica en los estudios posteriores. Se presentarán en el transcurso del presente marco, una serie de definiciones, conceptos, deducciones e ilustraciones relacionadas con el reciclaje de desechos sólidos, compactación, mecanismos de compactación, sistemas hidráulicos, estructuras metálicas, entre otros elementos de interés para el lector. Toda la información mostrada será utilizada para justificar procedimientos prácticos posteriores, así como también para profundizar conocimientos ya adquiridos y que son indispensables para el desarrollo del presente trabajo.

### 2.1 El proceso de diseño en proyectos de ingeniería:

El proceso de diseño es una guía general de los pasos que pueden seguirse para dar al Ingeniero cierto grado de dirección para la solución de problemas. Los diseñadores emplean un gran número de combinaciones de pasos y procedimientos de diseño, pero no se puede decir que haya una combinación óptima. El seguir las reglas estrictas del diseño no asegura el éxito del proyecto y aún puede inhibir al diseñador hasta el punto de restringir su libre imaginación. A pesar de esto, se cree que el proceso de diseño es un medio efectivo para proporcionar resultados organizados y útiles.

Las etapas del proceso de diseño, según el libro Técnicas de Documentación e investigación, correspondiente a la referencia bibliográfica N° 10 presentada al final del presente trabajo son:

- Identificación del problema.
- Ideas preliminares.
- Perfeccionamiento.
- Análisis.
- Decisión.
- Realización.

### 2.1.1 Identificación del problema

Es importante en cualquier actividad constructiva dar una definición clara de los objetivos para así tener una meta hacia la cual dirigir todos los esfuerzos. La identificación de la necesidad de un diseño se puede basar en datos de varios tipos: estadísticas, entrevistas, datos históricos, observaciones personales, datos experimentales o proyecciones de conceptos actuales.

Definir es establecer los límites; es delimitar el problema y el alcance de la solución que está buscándose. Es indicar lo que se quiere hacer y a dónde no se quiere llegar. Definir un problema es la parte más complicada en el proceso de diseño; una equivocación a esta altura representa un enorme error al final. Esto se puede lograr de la siguiente manera:

- Comprensión del problema: efectuar entrevistas, informes.
- Recopilación de datos: realizar encuestas, efectuar mediciones.
- Analizar los datos: comprobar hipótesis, establecer relaciones causa-efecto.
- Formulación del problema: sintetizar de la mejor forma todo lo hallado.

### 2.1.2 Ideas Preliminares

Una vez que se ha definido y establecido el problema, es necesario recopilar ideas preliminares a partir de las cuales se pueden asimilar los conceptos del diseño. Esta es probablemente la parte más creativa en el proceso de diseño. Puesto que en la etapa de identificación del problema solamente se han establecido limitaciones generales, el diseñador puede dejar que su imaginación considere libremente cualquier idea que se le ocurra. Estas ideas no deben evaluarse en cuanto a factibilidad, puesto que se las trata con la esperanza de que una actitud positiva estimule otras ideas asociadas como una reacción en cadena.

Uno de los medios más útiles para el desarrollo de ideas preliminares es el dibujo a mano alzada.

### 2.1.3 Perfeccionamiento del problema

La etapa de perfeccionamiento es el primer paso en la evaluación de las ideas preliminares y se concentra bastante en el análisis de las limitaciones. Todos los esquemas, bosquejos y notas se revisan, combinan y perfeccionan con el fin de obtener varias soluciones razonables al problema. Deben tenerse en cuenta las limitaciones y restricciones impuestas sobre el diseño final. Los bosquejos son más útiles cuando se dibujan a escala, pues a partir de ellos se pueden determinar tamaños relativos y tolerancias y, mediante la aplicación de geometría descriptiva y dibujos analíticos, se pueden encontrar longitudes, pesos, ángulos y formas. Estas características físicas deben determinarse en las etapas preliminares del diseño, puesto que pueden afectar al diseño final.

### 2.1.4 Análisis

El análisis es la parte del proceso de diseño que mejor se comprende en el sentido general. El análisis implica el repaso y evaluación de un diseño, en cuanto se refiere a factores humanos, apariencia comercial, resistencia, operación, cantidades físicas y economía dirigidos a satisfacer requisitos del diseño. Gran parte del entrenamiento formal del ingeniero se concentra en estas áreas de estudio.

A cada una de las soluciones generadas se le aplica diversos tamices para confirmar si cumplen las restricciones impuestas a la solución, así como otros criterios de solución. Aquellas que no pasan estos controles son rechazadas y solamente se dejan las que de alguna manera podrían llegar a ser soluciones viables al problema planteado.

### 2.1.5 Decisión

La decisión es la etapa del proceso de diseño en la cual el proyecto debe aceptarse o rechazarse, en todo o en parte. Es posible desarrollar,

perfeccionar y analizar varias ideas y cada una puede ofrecer ventajas sobre las otras, pero ningún proyecto es ampliamente superior a los demás. La decisión acerca de cual diseño será el óptimo para una necesidad específica debe determinarse mediante experiencia técnica e información real. Siempre existe el riesgo de error en cualquier decisión, pero un diseño bien elaborado estudia el problema a tal profundidad que minimiza la posibilidad de pasar por alto una consideración importante, como ocurriría en una solución improvisada.

#### 2.1.6 Realización

El último paso del diseñador consiste en preparar y supervisar los planos y especificaciones finales con los cuales se va a construir el diseño.

En algunos casos, el diseñador también supervisa e inspecciona la realización de su diseño. Al presentar su diseño para realización, debe tener en cuenta los detalles de fabricación, métodos de ensamblaje, materiales utilizados y otras especificaciones. Durante esta etapa, el diseñador puede hacer modificaciones de poca importancia que mejoren el diseño; sin embargo, estos cambios deben ser insignificantes, a menos que aparezca un concepto enteramente nuevo. En este caso, el proceso de diseño debe retornar a sus etapas iniciales para que el nuevo concepto sea desarrollado, aprobado y presentado.

Una vez estudiado el procedimiento general que se debe seguir en la mayoría de los casos para emprender un proyecto de ingeniería, se tiene suficiente conocimiento como para emprender una selección de alternativas, con la finalidad de determinar por medio de los criterios propios de diseño, una de varias opciones referentes al sistema de suministro de energía. La cual se va a emplear para lograr compactar un conjunto de latas de aluminio por medio de la máquina que se está diseñando.

### 2.2 Mecanismos de compactación

A continuación se presenta teoría básica acerca de los mecanismos más empleados para la compactación de las latas de aluminio. Como se verá más

adelante el sistema más adecuado a las exigencias particulares del presente estudio es el hidráulico, por lo cual se desarrolla teóricamente en los siguientes párrafos.

### 2.2.1 Sistemas Hidráulicos

En los sistemas hidráulicos la energía es transmitida a través de tuberías. Esta energía es función del caudal y presión del aceite que circula en el sistema.

El cilindro es el dispositivo mas comúnmente utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica. La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia. Ocasionalmente a los cilindros se los llama "motores lineales".

En la figura siguiente vemos un corte esquemático de un cilindro típico. Este es denominado de doble efecto por que realiza ambas carreras por la acción del fluido. Las partes de trabajo esenciales son: 1) La camisa cilíndrica encerrada entre dos cabezales, 2) El pistón con sus guarniciones, y 3) El vástago con su buje y guarnición.

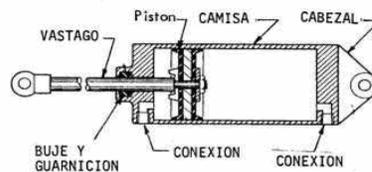


Figura 3. Corte esquemático de un cilindro típico. Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

#### 2.2.1.1 Cálculo de la Fuerza de Empuje.

Son vistas en corte de un pistón y vástago, trabajando dentro de la camisa de un cilindro, las figuras 4 y 5. El fluido actuando sobre la cara anterior

o posterior del pistón provoca el desplazamiento de este a largo de la camisa y transmite su movimiento hacia afuera a través del vástago.

El desplazamiento hacia adelante y atrás del cilindro se llama "carrera". La carrera de empuje se observa en la, Fig.4 y la de tracción o retracción en la Fig.5.

La presión ejercida por el aire comprimido o el fluido hidráulico sobre el pistón se manifiesta sobre cada unidad de superficie del mismo.

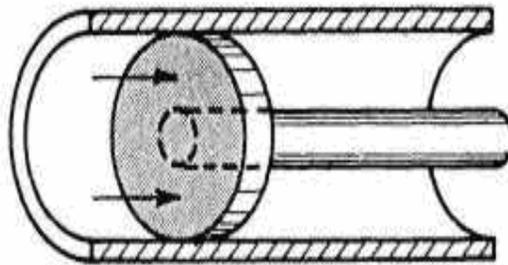


Figura 4. Muestra de la presión ejercida por el aire comprimido, sobre la superficie del pistón.

Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

Si el manómetro indica en Kg /cm<sup>2</sup>, la regla para hallar la fuerza total de empuje de un determinado cilindro es: "El empuje es igual a la presión manométrica multiplicada por la superficie total del pistón", o:

$$F (\text{Kg.}) = P (\text{Kg/cm}^2) \times A (\text{cm}^2)$$

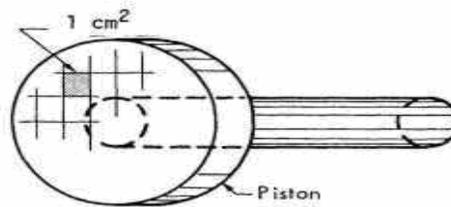


Figura 5 Área de pistón.

Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

Es importante mencionar que la fuerza de retracción del pistón de la figura 4 está dada por la presión multiplicada por el área "neta" del pistón. El área neta es el área total del pistón menos el área del vástago.

#### 2.2.1.2 Dimensionamiento de un Cilindro

Un cilindro neumático debe ser dimensionado para tener un empuje mayor que el requerido para contrarrestar la carga. La cantidad de sobredimensionamiento, está gobernada por la velocidad deseada para ese movimiento; cuando mayor es la sobredimensionado mas rápida va a realizarse la carrera bajo carga. Un cilindro neumático visto en la figura 6 soporta una carga con un peso de 450 Kg., su diámetro es de 4", y la presión de línea es de 5,7 Kg./cm<sup>2</sup>. El cilindro en estas condiciones ejerce un empuje exactamente igual a 450 Kg., en estas circunstancias el cilindro permanecerá estacionario soportando la carga, pero sin moverla.

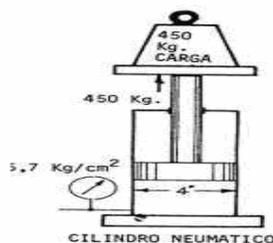


Figura 6 Analogía entre un cilindro Hidráulico y uno Neumático. Fuente: Training Hidráulico Rexroth

### 2.2.1.3 Velocidad de un Cilindro.

La velocidad del cilindro se refiere a la rata de desplazamiento del pistón, cuando sale, con respecto al tiempo. Por lo general los cilindros hidráulicos en los cuales la velocidad de salida es mayor a 1 centímetro por segundo, requieren amortiguamiento en los extremos de la carrera, es decir al final de la salida y al final de la entrada en la camisa del pistón.

La velocidad de desplazamiento de un cilindro hidráulico es fácil de calcular si se emplea una bomba de desplazamiento positivo. Para ilustrar ello podemos ver la figura 7 donde se muestra un caudal de 40 litros ingresando al cilindro. En dicha figura se puede ver que: el área del pistón es de  $78 \text{ cm}^2$ , para encontrar la velocidad de desplazamiento primero convertiremos los litros en  $\text{cm}^3$  por minuto es decir:  $1000 \text{ litros} = 40.000 \text{ cm}^3/\text{min}$ .

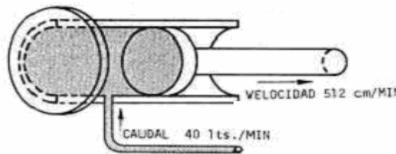


Figura 7. Relación entre la velocidad y el caudal. Fuente: Training Hidráulico. Rexroth.

### 2.2.1.4 Tipos de cilindros.

El cilindro de doble efecto mostrado en la figura 7 constituye la conformación más corriente de los cilindros hidráulicos y neumáticos, sin embargo para aplicaciones especiales existen variaciones cuyo principio de funcionamiento es idéntico al que hemos descrito

Un cilindro de doble vástago se observa en la figura 8. Esta configuración es deseable cuando se necesita que el desplazamiento volumétrico o la fuerza sean iguales en ambos sentidos.

En muchos trabajos la producción puede incrementarse mediante el uso de estaciones de trabajo operadas alternativamente por un cilindro de doble vástago como el de la Figura 8. Cada estación puede realizar el mismo trabajo, o dos operaciones diferentes en una secuencia progresiva por ejemplo, diferentes operaciones en una misma pieza.

Uno de los vástagos puede ser empleado para actuar sobre micro contactos o micro válvulas para establecer una secuencia, en la figura 8.

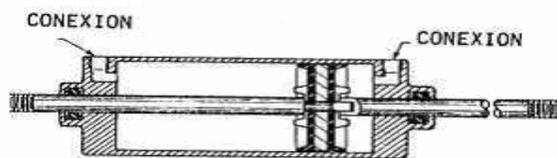


Figura 8. Cilindro de doble efecto. Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

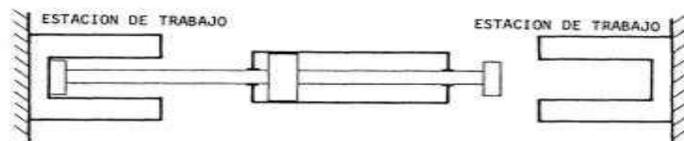


Figura 8.A. Efecto doble en estaciones de trabajo. Fuente: Circuitos Óleo-hidráulicos, por: Paul Panzer.

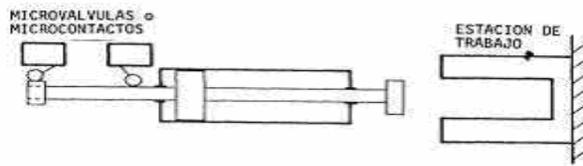


Figura 9. Efecto doble en estaciones de trabajo. Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

#### 2.2.1.4.1 Cilindros de Simple efecto.

Cuando es necesaria la aplicación de fuerza en un solo sentido. El fluido es aplicado en la cara delantera del cilindro y la opuesta conectada a la atmósfera como en la figura 10.

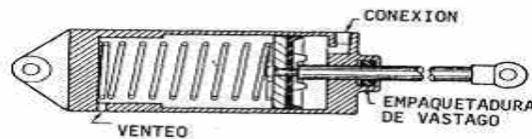


Figura 10. Cilindro de simple efecto. Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

Después de que la carrera de retroceso se ha completado, el pistón es retornado a su posición original por la acción de un resorte interno, externo, o gravedad u otro medio mecánico. El fluido actúa sobre el área "neta" del pistón por lo tanto para el cálculo de fuerza debe restarse el área representada por el vástago.

El resorte de retorno esta calculado exclusivamente para vencer la fricción propia del cilindro y "no" para manejar cargas externas.

Los cilindros de simple efecto con resorte interior se emplean en carreras cortas (máximas 100 mm.) ya que el resorte necesita un espacio adicional

en la construcción del cilindro, lo que hace que estos sean mas largos que uno de doble efecto para la misma carrera.

Un cilindro de simple efecto de empuje se observa en la figura 10, estos cilindros se emplean en carreras cortas y diámetros pequeños para tareas tales como sujeción de piezas.

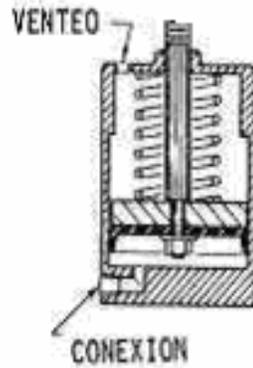


Figura11. Cilindro con muelle de retorno.

Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

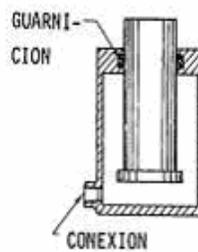


Figura 12. Cilindro sin muelle.

Fuente: Training Hidráulico Rexroth.

En estos elementos, el fluido desplaza al vástago que esta empaquetado por la guarnición existente en el cabezal delantero.

Para el cálculo de fuerza, el área neta a tomarse en cuenta esta dada por el diámetro de vástago, lo cual se muestra en la figura 12. Este componente que encuentra su aplicación fundamentalmente en prensas hidráulicas, retorna a su posición original por acción de la gravedad, resortes internos o externos o cilindros adicionales que vemos en la figura 13.

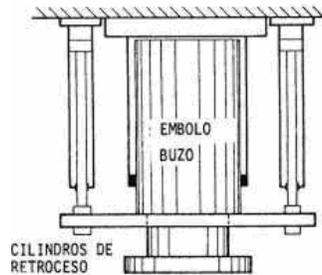


Figura 13. Cilindro con regreso por acción de la gravedad. Fuente: Training Hidráulico Rexroth

#### 2.2.1.4.2 Cilindros telescópicos

Tienen dos o más buzos telescópicos y se construyen con un máximo de seis. Usualmente son de simple efecto del tipo empuje como la figura 14, o de doble efecto. Los buzos se extienden en una secuencia establecida por el área, sale primero el mayor y en forma subsiguiente los de menor diámetro.

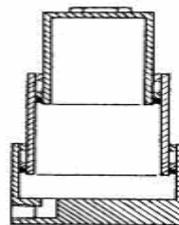


Figura 14. Cilindro telescópico. Fuente: Circuitos Oleohidráulicos. Por: Paul Panzer.

Hasta este punto se ha hecho un estudio profundo de los cilindros hidráulicos, pues ellos representan el corazón de cualquier sistema hidráulico. sin embargo también es necesario presentar conocimientos relacionados con los restantes dispositivos que forman parte de una máquina hidráulica, entre ellos Bombas, válvulas, depósitos, etcétera.

#### 2.2.1.5 Bombas hidráulicas

Las bombas en la hidráulica son las máquinas que producen el flujo y que le imprimen al fluido la energía necesaria. La bomba aspira el fluido (generalmente desde un recipiente) y lo expulsa desde la conexión de salida hacia el sistema. Por medio de los dispositivos de control y regulación, llega el fluido al consumidor, el cual es un elemento que ofrece resistencia, por ejemplo un cilindro solicitado por una carga externa. La presión en el fluido esta en relación con la resistencia ofrecida por el consumidor y aumenta hasta vencerla.

Las bombas hidráulicas pueden ser de 5 tipos:

1. Bomba de engranajes.
2. Bomba de paletas.
3. Bomba de pistones radiales.
4. Bomba de pistones axiales.
5. Bomba helicoidal.

#### 2.2.1.6 Válvulas direccionales

Se usan para controlar el arranque, la detención y la dirección del flujo de un fluido y con ello la dirección del movimiento y las posiciones de detención de un consumidor (cilindro hidráulico). La denominación de las válvulas direccionales se realiza en base al número de conexiones de trabajo y al número de posiciones factibles (las posiciones de pilotaje y fuga no intervienen).

Una válvula de dos conexiones y dos posiciones se denomina una válvula 2/2. Una válvula de 4 conexiones y tres posiciones se llama “válvula direccional 4/3”.

De acuerdo a la construcción, las válvulas pueden ser de dos tipos:

1. Válvula direccional de asiento.
2. Válvula direccional de corredera.

También pueden ser de mando directo o indirecto, y pilotadas. El que una válvula sea de mando directo o indirecto depende en primera instancia de las fuerzas necesarias para su accionamiento y con ello del tamaño nominal.

En el caso de las válvulas direccionales de asiento, el cierre lo produce una bola. Mientras tanto en el caso de la válvula direccional de corredera, el cierre se logra gracias a una corredera que establece la conexión entre vías.

#### 2.2.1.7 Depósitos para aceite hidráulico

Las funciones del tanque o depósito de aceite son:

1. Alojamiento de aceite. El depósito en lo posible debe ser capaz de alojar la totalidad del aceite del sistema. Se deben considerar las variaciones de volumen que se presentan por el consumo durante los diferentes ciclos de trabajo.
2. Refrigeración. En toda transformación de energía se producen pérdidas, las cuales en el caso de la hidráulica se presentan en forma de calor que se cede al aceite. Esta cuota de calor es evacuado por medio de tuberías, dispositivos y accesorios hidráulicos.

Los depósitos tienen como partes principales: Una tapa para limpieza, Válvula de descarga, Indicador de nivel, Filtro de aire y carga.

#### 2.2.1.8 Dispositivo motor bomba

Como su nombre lo indica, esta combinación presenta una bomba hidráulica acoplada a un motor eléctrico conectado a un tanque o depósito. El montaje del motor – bomba, se puede realizar de muchas maneras: El motor

eléctrico puede estar colocado horizontal o verticalmente. La bomba puede estar sumergida o fuera del depósito. El tanque puede ser cilíndrico o cuadrado. En el caso de volúmenes excesivamente grandes de fluido se emplean tanques rectangulares los cuales brindan la posibilidad de montar varios dispositivos sobre el.

#### 2.2.1.9 Inspección reparación y rearme de las bombas hidráulicas.

Considerando el hecho de que las bombas hidráulicas son uno de los elementos que forman parte de los probables mecanismos de compactación, se hace conveniente hacer una reseña acerca de la inspección y reparación de dichas bombas hidráulicas, de manera tal que el operario pueda manejar algunos procedimientos de acción con la máquina que se está diseñando cuando se presente una avería.

a) Lavar todas las partes excepto arosellos, juntas y empaquetaduras. En un líquido limpio y compatible, depositar las piezas en una superficie limpia y libre de impurezas para su inspección, se recomienda el reemplazo de arosello juntas y empaquetaduras en cada revisión

b) Las paletas gastadas en el borde que están en contacto con la pista pueden revestirse permitiendo ello su nueva utilización.

c) Si la superficie interna de la pista presenta severas ralladuras, estriados transversales o escalones esta debe ser reemplazada, En el caso de ralladuras no transversales y de escasa profundidad (es decir superficiales) la pista puede ser reutilizada, mediante un lapidado interior que no altera substancialmente su trazado original.

d) Un excesivo juego entre el rotor de la bomba y la carcasa de ésta, genera una caída de presión debido a la falta de estanqueidad. Se debe saber que en una bomba el fluido es sometido a una disminución de volumen drástica con la cual se genera presión. Si la presión no es suficientemente alta, entonces el cilindro hidráulico no podrá vencer la carga externa.

e) Si las caras internas de las platinas se encuentran ligeramente ralladas pueden ser rectificadas prolongando así su empleo, Si las ralladuras que presentan son profundas o si el orificio central se encuentra muy rayado o desgastado, debe procederse al reemplazo de las platinas,

f) Los rodamientos, tornillos, tapones, espigas, separadores que indiquen un daño o excesivo desgaste deben ser reemplazados.

g) Después de la inspección y antes del rearmado cada parte debe ser sumergida en aceite hidráulico limpio de la misma calidad y marca del empleado en el equipo.

#### 2.2.1.10 Instrucciones de operación para el caso de bombas hidráulicas.

Antes de poner en marcha la bomba, se recomienda seguir los siguientes pasos:

1) Controlar la libertad de movimiento de las partes internas haciendo girar el eje con la mano. No poner en marcha cuando hay evidencias de que existe algo que frene el libre giro

2) Si la bomba es nueva o reconstruida tener la certeza que esté armada con propiedad. Controlar cuidadosamente el sentido de giro, el eje de alineamiento, el valor de la válvula de alivio y el nivel de aceite.

Cuando se desea poner en marcha la bomba es conveniente seguir las siguientes instrucciones:

1) Poner en marcha la bomba, mediante impulsos cortos de corriente al motor en una rápida sucesión de tal forma que la velocidad normal de giro sea alcanzada paulatinamente. Esto permite a la bomba su cebado interno, mientras la velocidad llega a su nivel normal, esta velocidad no debe ser mucho menor de la mínima recomendada, ya que es necesario la fuerza centrífuga adecuada para hacer salir las paletas y ponerlas en contacto con la pistas.

2) Si la bomba es nueva o reacondicionada debe ser puesta en marcha bajo condiciones desde el primer momento de tal forma que exista una contrapresión que asegure la lubricación interna. Una vez que la bomba arranca no deben ser tenidas en cuentas las condiciones de presión anotadas.

#### 2.2.1.11 Inversión del sentido de giro.

Las bombas de paletas desplazables en aros ovoides permiten la inversión del sentido de giro, pero ello implica el reordenamiento de sus partes internas a los efectos de conservar a pesar de la inversión mencionada, su succión y salida invariables.

Los cambios a realizar en el interior de la bomba consisten simplemente en girar 90° el conjunto platinas y pista con respecto al cuerpo de la bomba tal como la observamos en la Fig. 16. Este cambio puede realizarse con la bomba montada ya que para efectuarlo, basta retirar la tapa posterior de la misma.



Figura 15. Armado de bombas hidráulicas.

Fuente: Carnicer Royo. Oleohidráulica.

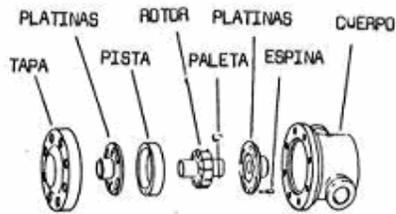


Figura 16. Orden de ensamblaje. Fuente: Carnicer Royo. Oleohidráulica.

El ensamble de una bomba Vickers (ver referencia bibliográfica 16) se observa en la figura 16, y en la 17 la disposición interna de los conjuntos platillos, rotor y pista, en una bomba doble de la misma marca, para distintos sentidos de giro.

Si bien la vida útil de las bombas de paletas es prolongada, cuando se las emplea dentro de los límites señalados por cada fabricante una inspección cada 2.500 horas de servicio, permitirá prevenir daños que demandan costos de reparación a reemplaza elevados.

Una de los problemas no considerados que suele presentarse con más asiduidad un este tipo de bombas, cuando ellas permanecen detenidas por largos períodos es el pegado de las paletas dentro de sus ranuras de alojamiento, Esta adherencia se debe a las lacas que son productos de la oxidación del aceite, en consecuencia, en tales condiciones la bomba al ser puesta en marcha no entrega caudal alguno.

Debe procederse a abrir y lavar con solventes limpias el conjunto pista, rotor y paletas, verificando que estas últimas se deslicen con libertad en sus alojamientos procediendo luego al rearme en las condiciones ya especificadas.

Este procedimiento debe ser aplicado a toda bomba instalada a no, que haya permanecido un largo periodo inactiva. Se debe recordar que cuando un equipo hidráulico no opera durante largo tiempo, agentes como aire y oxido pueden ocasionar daños.

### 2.2.1.12 Conceptos y leyes físicas aplicables a la hidráulica

*Fluido:* Es el elemento en estado líquido o gaseoso empleado para suministrar energía.

*Sistema de transmisión de energía Neumática e Hidráulica:* Es un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través del aire comprimido y/o la circulación de aceite en un circuito.

*Leyes físicas relativas a los fluidos:* Hay infinidad de leyes físicas relativas al comportamiento de los fluidos, muchas de ellas son utilizadas con propósitos científicos o de experimentación, aquí se limitará el estudio a aquellas que tienen aplicación práctica en nuestro trabajo.

*Ley de Pascal:* La ley más elemental de la física referida a la hidráulica y neumática fue descubierta y formulada por Blas Pascal en 1653 y denominada Ley de Pascal, que dice: "La presión existente en un líquido confinado actúa igualmente en todas direcciones, y lo hace formando ángulos rectos con la superficie del recipiente".

La ley de Pascal se ilustra en la figura 17. El fluido confinado en la sección de una tubería ejerce igual fuerza en todas direcciones, y perpendicularmente a las paredes.

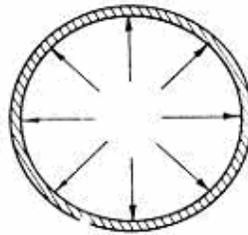


Figura 17. Ilustración de la ley de Pascal. Fuente: Potter, Merle. Mecánica de los fluidos.

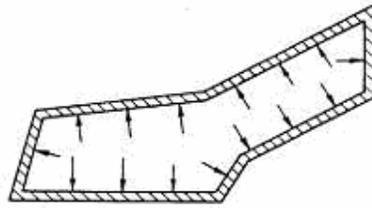


Figura 18. Ilustración de la ley de Pascal. Fuente: Carnicer, Royo. Oleohidráulica.

La sección transversal de un recipiente de forma irregular, que tiene paredes rígidas se muestra en la figura 18. El fluido confinado en el ejerce la misma presión en todas las direcciones, tal como lo indican las flechas. Si las paredes fueran flexibles, la sección asumiría forma circular. Es entonces la Ley de Pascal que hace que una manguera contra incendios asuma forma cilíndrica cuando es conectada al suministro.

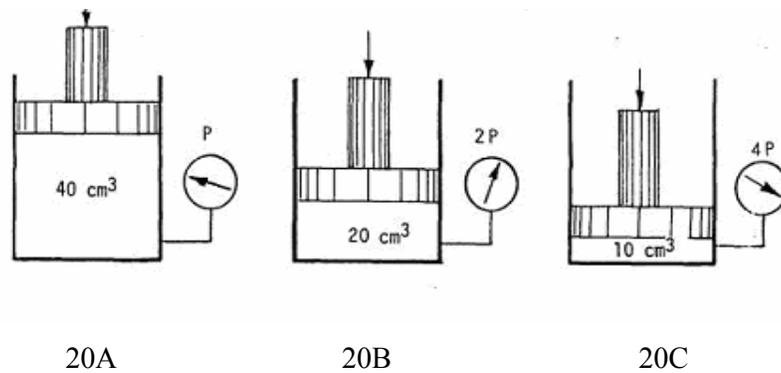


Figura 19 La ley de Boyle. Fuente: Carnicer, Royo. Oleohidráulica.

A manera de ejemplo las tres figuras 20A, 20B, y 20C muestran una relación inversamente proporcional entre el volumen y la presión de un gas siempre que la temperatura se mantenga constante, y que las lecturas de presión sean "absolutas" es decir referidas al vacío perfecto.

*El efecto de la temperatura en los fluidos:* Es bien conocido el efecto de expansión de líquidos y gases por aumento de la temperatura. La relación entre

la temperatura, volumen y presión de un gas podemos calcularla por la ley de Charles.

La expansión del aceite hidráulico en un recipiente cerrado es un problema en ciertas condiciones por ejemplo un cilindro hidráulico lleno de aceite en una de sus cámaras y desconectado mediante acoplamiento rápido de la línea de alimentación, no presenta lugar para una expansión cuando es expuesto al calor.

La presión interna puede alcanzar valores de 350 Kg/cm<sup>2</sup> y aun 1.400 Kg/cm<sup>2</sup> dependiendo del incremento de temperatura y características del cilindro

*Compresibilidad de los Fluidos:* Todos los materiales en estado gaseoso, líquido o sólido son compresibles en mayor o menor grado. Para las aplicaciones hidráulicas usuales el aceite hidráulico es considerado incompresible, pues cuando una fuerza es aplicada la reducción de volumen será de 0.5 % por cada 70 Kg/cm<sup>2</sup> de presión interna en el seno del fluido.

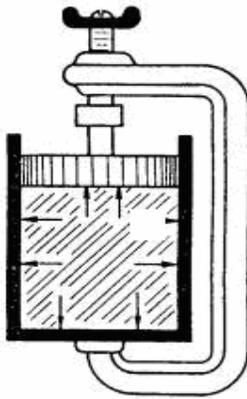


Figura 20 Compresibilidad de los fluidos. Fuente: Mecánica de los fluidos. Merle Potter.

De la misma forma que los diseñadores de estructuras deben tener en cuenta el comportamiento del acero a la compresión y elongación, el diseño hidráulico en muchas instancias debe tener en cuenta la incompresibilidad de los

líquidos, podemos citar como ejemplo, la rigidez en un servomecanismo, o el calculo del volumen de descompresión de una prensa hidráulica para prevenir el golpe de ariete.

### 2.3 Elementos comunes de la mayoría de las máquinas compactadoras

A continuación se realiza un estudio de los elementos estructurales que forman parte de toda máquina compactadora. Con ello se busca presentar el concepto de estas partes y complementarlo con las partes innovadoras que el presente estudio busca introducir dentro del campo de la compactación. Cada uno de los elementos mencionados a continuación han sido denominados comunes porque aún cuando su forma se pueda cambiar, su esencia y funcionalidad son irremplazables al menos dentro del concepto de máquinas sencillas.

#### 2.3.1 Precámara de compactación

Básicamente la precámara es el recinto en forma de túnel, dentro del cual el frente de compactación realiza su trayecto, impulsado por el cilindro hidráulico para conducir el grupo de latas que se están compactando hasta la cámara de compactación. Su sección es rectangular, y su longitud es la suma de la carrera del pistón y el frente de compactación.

También es función de la precámara la de fungir de depósito donde se suministrará continuamente el material en plena operación del equipo.

Tomando en cuenta lo anterior se realizará el siguiente análisis que permita deducir los datos de los cuales se dispone para realizar los cálculos.

La sección de la precámara que esta cercana a la cámara, es decir aquella que se corresponde con el final de la carrera del pistón, va a estar sometida a fuerzas cuyo valor es muy cercano al de las fuerzas que soporta la cámara de compactación. Esto debido a que a medida que el material va siendo compactado, incrementa la resistencia a la deformación, lo cual debe ser vencido por el sistema hidráulico, el cual para este efecto aumenta la fuerza ejercida por el pistón.

A medida que aumenta la fuerza del pistón, el material ejerce mayor fuerza sobre las paredes que conforman la precámara. Por lo tanto estas paredes deberán tener la resistencia suficiente para no sufrir una extrema deformación, y soportar el funcionamiento continuo de la máquina.

### 2.3.2 Cámara de compactación

Este es el nombre que se le dará en lo sucesivo, a la estructura que forma parte de la máquina compactadora de latas de aluminio, y en la cual se realiza un proceso de aplastado de un grupo de latas, gracias a la acción de un cilindro hidráulico.

En esta estructura las latas compactadas toman la forma de la cámara, por lo cual esta debe ser dimensionada de manera tal que el producto final (entiéndase la paca de latas de aluminio) cumpla con las características deseadas.

### 2.3.3 Frente de compactación

Es una estructura reforzada, gracias a la cual se logra el empuje de las latas de aluminio. Va unida en su parte anterior al vástago del cilindro hidráulico. En su parte posterior posee una lámina plana cuyas dimensiones son algunos milímetros más pequeñas que las dimensiones de la precámara de compactación, con la finalidad de facilitar el desplazamiento.

Sería conveniente realizar un estudio referido a los restantes elementos asociados a la estructura, como por ejemplo el control de mando para equipos hidráulicos y control para motores eléctricos.

## 2.4 Control de motores eléctricos

Un circuito de control de motores, consta básicamente de los siguientes elementos:

1. Elemento de desconexión manual.
2. Alimentadores.

3. El arrancador, formado por uno o varios contactores.
4. Relé de protección térmica.
5. El motor eléctrico (como elemento a controlar).

## 2.5 Elección de elementos.

La elección de los dispositivos mencionados se hace en función de la capacidad de corriente y el valor de la protección señalado por el Código Eléctrico Nacional de la siguiente manera:

- a) Dato de placa del motor.
  - a. Potencia del motor.
  - b. Tensión del motor.

Estos parámetros son datos de placa

### 2.5.1 Elemento de desconexión manual

- A.1 Interruptor seccionador o cuchilla con fusibles\*.
- A.2 Interruptor de tiempo inverso (termo magnético)†.
- A.3 Interruptor de acción instantánea (magnético)‡.

#### 2.5.1.1 Alimentadores.

Los cables deberán dimensionarse en función del tipo de aislamiento y por cualquiera de los métodos siguientes:

- Por intensidad de corriente (Tablas)
- Por caída de tensión (AV %).
- Por cálculo de corto circuito.

Para una forma rápida, el Código Eléctrico Nacional nos permite aplicar la siguiente fórmula:  $I=1.25 I_N$ .

---

\*  $I > 1.25 I_N$

† Con una corriente de ajuste del interruptor de:  $I > 2.5 I_N$

‡ Con una corriente de ajuste del interruptor de:  $I > 7 I_N$

### 2.5.1.2 Arrancador.

El arrancador deberá elegirse en forma directa mediante las tablas técnicas correspondientes.

- Normas Nema: Según estas normas, se tiene lo siguiente:  
Tensión y Potencia (HP) del contactor  $\geq$  Tensión y potencia del motor.
- Normas I.E.C. Tensión y corriente del contactor  $\geq$  Tensión y corriente del motor.

### 2.5.1.3 Relé de protección tipo térmico.

El relé térmico debe ajustarse de acuerdo con las normas del Código Eléctrico Nacional, de la siguiente manera:

- Motores con factor de servicio igual a 1:  
 $I_{\text{relé}} = (1-1.15) I_N$
- Motores con factor de servicio igual a 1.15:  
 $I_{\text{relé}} = (1-1.25) I_N$ .

Una vez que se manejan los elementos asociados al accionamiento de la máquina, es conveniente pensar en el ensamblaje de esta, para lo cual se empleará soldadura. Para adquirir algunos conocimientos nuevos se presenta la siguiente información.

## 2.6 La soldadura como método de ensamblaje

La Soldadura es un metal fundido que une dos piezas de metal, de la misma manera que realiza la operación de derretir una aleación para unir dos metales, pero diferente de cuando se sueldan dos piezas de metal para que se unan entre sí formando una unión soldada.

En la industria de la electrónica, la aleación de estaño y plomo es la más utilizada, aunque existen otras aleaciones, esta combinación da los mejores resultados. La mezcla de estos dos elementos crea un suceso poco común. Cada elemento tiene un punto elevado de fundición, pero al mezclarse producen una

aleación con un punto menor de fundición que cualquiera de los elementos para esto debemos de conocer las bases para soldar. Sin este conocimiento es difícil visualizar que ocurre al hacer una unión de soldadura y los efectos de las diferentes partes del proceso.

#### 2.6.1 Soldadura de estructuras metálicas sometidas a cargas estáticas.

En la construcción de naves industriales a base de estructuras metálicas se recomienda seguir la Norma UNE-14.035 para el cálculo de los cordones de soldadura. Cuan la estructura pueda prefabricarse en taller, es posible la utilización de los procesos GMAW y SAW, que por su automatismo presentan ventajas económicas. Si ha de construirse en obra, es inevitable el uso total o parcial del proceso SMAW.

Desde el punto de vista constructivo, es técnicamente aceptable el uso de electrodos de rutilo, que presentan ventajas de rapidez y economía sobre los electrodos básicos, aunque estos últimos son aconsejables si se exige una buena tenacidad a las uniones soldadas, de acuerdo con la climatología del lugar de emplazamiento o las cargas dinámicas asociadas a la sustentación de la estructura. Ante la dificultad de realización de ensayos no destructivos, se recomienda utilizar una garganta mínima de 5 mm para asegurar la fusión.

Asimismo, resulta una buena práctica añadir 1mm como mínimo a la garganta resultante del cálculo, en concepto de sobre espesor disponible para corrosión durante la vida de la estructura.

##### 2.6.1.1 Tipos de juntas soldadas a tope

Las juntas de tope pueden ser de tipo cerrado o abierto.

Una junta de tope cerrada tiene las aristas de las dos placas en contacto directo una con la otra. Esta junta es adecuada para soldar placas de acero que no exceden a 3,2 a 4,8 mm de grosor. Se puede soldar metal más pesado pero solamente si la máquina tiene la capacidad suficiente de amperaje y si se usan electrodos más pesados.

La junta de tope abierta tiene las aristas ligeramente separadas para proporcionar mejor penetración. Muchas veces se coloca una barra de acero, cobre, o un ladrillo como respaldo debajo de la junta abierta para evitar que se quemem las aristas inferiores.

Cuando el grosor del metal excede a 3,2 a 4,8 mm, las aristas tienen que estar biseladas para mejor penetración.

El bisel puede estar limitado a una de las placas, o las aristas de ambas placas pueden estar biseladas, dependiendo en el grosor del metal. El ángulo del bisel generalmente es del 60° entre las dos placas.

#### 2.6.2 Soldadura de paredes planas

Gráficamente podemos ver que todas las paredes que conforman la cámara van soldadas según sigue:

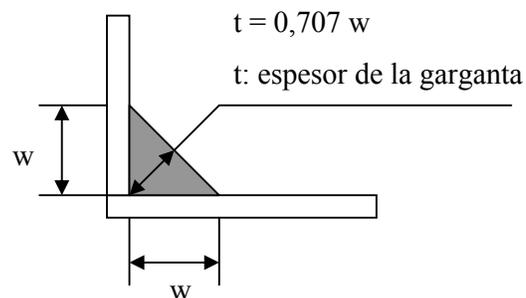


Figura 21 Soldadura de las paredes de la cámara de compactación. Fuente: Los autores.

Todos los cordones que se formen entre las placas a soldar van a estar sometidos a corte directo.

Todas las caras van a estar sometidas a fuerzas máximas diferentes, lo cual implica que se tendrían diferentes geometrías de cordones en una misma

superficie. Para dar uniformidad a toda la soldadura dimensionaremos con respecto a la mayor de las fuerzas máximas, es decir 40 toneladas o lo que es lo mismo 392400 N, lo cual aporta intrínsecamente un valor de seguridad importante.

El tipo de soldadura a realizarse es de chaflán, para placas ensambladas en forma de esquina.

Algunos tamaños mínimos de soldadura para placas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 1 Tamaños mínimos de soldadura. Fuente Robert, Mott. Diseño de Mecanismos.

<i>Espesor de la placa</i>	<i>Tamaño mínimo</i>
Menor de 0,5 pulgada.	0,1875 pulgadas.
Entre 0,5 y 0,75 pulgadas	0,25 pulgadas.
Entre 0,75 y 1,5 pulgadas.	0,3125 pulgadas.
Entre 1,5 y 2,25 pulgadas.	0,5 pulgadas.
Entre 2,25 y 6 pulgadas.	0,625 pulgadas.

Observando la tabla anterior y particularizando para el estudio que se realizará más adelante, se debe considerar que el tamaño mínimo que tendrá la soldadura es de 0,1875, según referencia bibliográfica 8.

Para el caso de las estructuras que se ensamblan por soldadura, es conveniente presentar la siguiente información para las deflexiones permitidas recomendadas por Robert Mott, en su libro: Diseño de Mecanismos.

## 2.7 Límites de deflexión recomendables en estructuras.

En la realidad, solo a partir del conocimiento profundo del uso de un miembro de una máquina o de un armazón se puede obtener un valor

correspondiente a una deflexión aceptable. Sin embargo a fin de señalar el punto de partida se señalan los siguientes parámetros, según referencia bibliográfica 8.

### 2.7.1 Deflexión permisible en vigas de estructuras

Para vigas que formen parte de estructuras como las que se dimensionará más adelante, es conveniente tomar en cuenta la siguiente información. Para hacer uso correcto de las sugerencias mostradas en los datos presentados, se debe saber considerar cual es el nivel de precisión con el cual se desea diseñar. Se debe recordar que en Ingeniería, la precisión representa una elevación de los costos de fabricación.

Una parte de una máquina en general: 0,0005 a 0,003 Pulgadas por cada Pulgada de longitud de la viga.

Precisión moderada: 0,00001 a 0,0005 Pulgadas por cada Pulgada de longitud de la viga.

Alta precisión: 0,000001 a 0,00001 Pulgadas por cada Pulgada de longitud de la viga.

Una vez determinado el rango de deflexión dentro del cual se puede mantener la viga que se esta estudiando, se procede a calcular el valor total de dicha deflexión, el cual depende de la longitud de la viga.

### 2.8 Sugerencias de diseño para resistir a flexión

Si se revisan las tablas de deflexión para vigas sometidas a flexión, se debe obtener una ecuación como la siguiente:

$$y_{\max} = \frac{F.L^3}{K.E.I} \dots(1)$$

En la expresión anterior, P es la carga, L es la longitud entre los apoyos, E es el Módulo de Elasticidad del material en la viga, I es el Momento de inercia de la sección transversal de la viga, y, K es un factor que depende de la manera según la cual se carga y se soporta.

Algunas conclusiones a las cuales se puede llegar a partir de la expresión anterior son que la carga y la longitud deben mantenerse pequeñas, mientras que los valores de  $e$  y de  $I$  deben ser grandes.

Luego del análisis que se ha hecho, es conveniente plantear las siguientes sugerencias:

1.-) Mantener la longitud de la viga tan corta como sea posible y colocar las cargas cerca de los soportes.

2.-) Maximizar el momento de inercia de la sección transversal en el sentido de la flexión.

3.-) Utilizar materiales cuyo módulo de elasticidad sea alto.

4.-) Donde sea posible emplear extremos fijos para la viga.

5.-) Considerar la deflexión lateral además de la deflexión en sentido principal de la carga. Tales carga se encontrarán durante la fabricación, el manejo, embarque, uso poco cuidadoso o golpes accidentales.

6.-) Asegurarse de evaluar el diseño final en cuanto a la rigidez y resistencia.

7.-) Proporcionar apuntalamiento rígido en las esquinas de estructuras o armazones abiertos.

8.-) Es conveniente colocar refuerzos de material laminado en las secciones abiertas de una estructura.

9.-) Considerar materiales de poco peso.

10.-) Utilizar riostras o apuntalamientos diagonales para dividir secciones en partes triangulares, lo cual es importante cuando se buscan piezas rígidas.

11.-) Se debe tener cuidado con los miembros que soportan cargas provistos de rebordes extendidos que pueden colocarse en compresión. Se puede originar un pandeo local, algo comúnmente conocido como desgarramiento local.

Ya se han estudiado criterios útiles para el estudio de estructuras, ahora será conveniente presentar una fórmula deducida a partir de conocimientos básicos, con la cual se podrá más adelante determinar

combinaciones de elementos estructurales para cumplir con ciertas condiciones de carga.

## 2.9 Fórmula para el cálculo del momento de inercia de la sección plana de una combinación de elementos estructurales

Para la mayor parte de los casos de las paredes que formarán parte de la estructura de la cámara de compactación, se emplearán ángulos y láminas de acero, por ello se presenta a continuación una deducción que permite resumir los pasos de cálculo, para una combinación genérica de elementos estructurales.

La inercia “I” se refiere a la sección formada por la placa y los refuerzos (para deducir una expresión general, partiremos del caso en el cual se emplean dos refuerzos). La sección se puede ver en la siguiente figura:

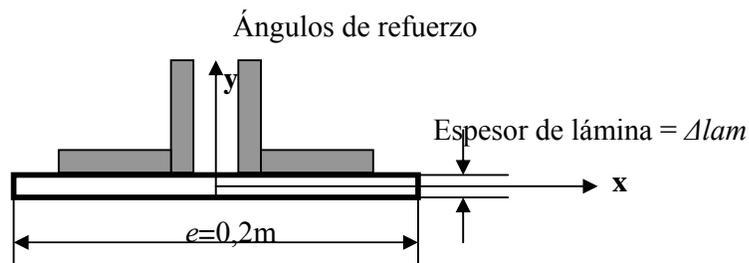


Figura 22 Ángulos de refuerzo y lámina de pared. Fuente: Los autores.

En el caso de los refuerzos y de las láminas existe una amplia gama de dimensiones normalizadas en el mercado. Sin embargo una vez obtenida una expresión que relacione las inercias de cada elemento de la configuración, se podrá jugar con el número y dimensiones de los refuerzos, además de los espesores de láminas, siempre y cuando se mantenga la rigidez deseada y se pueda disminuir los costos de materiales.

La inercia de una sección rectangular (con origen de ejes en el centro de la figura) respecto a un eje que pasa a través de su centro geométrico, viene dada por:

$$I_{lam} = \frac{\Delta^3 \cdot e}{12} \dots (2)$$

La inercia total será la suma de las inercias de cada sección individual, respecto al centroide de toda la configuración, lo cual implica que se debe emplear el teorema de los ejes paralelos, esto debido a que solo se conocen los valores del momento de inercia de cada elemento con respecto a su propio centroide. Por ello tenemos el siguiente estudio (para dos refuerzos iguales):

$$\begin{aligned}
 C1 &= C2 \\
 C3 &= \frac{\Delta}{2} \\
 C &= \frac{\sum Yi \cdot Ai}{\sum Ai} = \frac{C1A1 + C2A2 + C3A3}{A1 + A2 + e \cdot \Delta} \dots (3) \\
 A1 &= A2 \\
 A3 &= e \cdot \Delta
 \end{aligned}$$

Luego del análisis anterior para el caso de los centros de gravedad de las secciones, es conveniente mostrar un análisis para la inercia de toda la combinación.

$$I_{tot} = I_1 + I_2 + I_3 \dots (4)$$

$$I_1 = I1 + A1 \cdot (C1 - C)^2 \dots (5)$$

$$I_2 = I2 + A2 \cdot (C2 - C)^2 \dots (6)$$

$$I_3 = I3 + A3 \cdot (C - C3)^2 \dots (7)$$

La inercia total vendrá dada por:

$$I_{tot} = I1 + A1 \cdot (C1 - C)^2 + I2 + A2 \cdot (C2 - C)^2 + I3 + A3 \cdot (C - C3)^2 \dots (8)$$

Considerando que los ángulos al ser iguales tienen el mismo momento de inercia respecto a al mismo eje, se ve lo siguiente:

$$I1 = I2 \dots\dots\dots (9)$$

$$C1 = C2 \dots\dots\dots (10)$$

$$I3 = \frac{e \cdot \Delta lam^3}{12} \dots\dots\dots (11)$$

$$I_{tot} = 2 \cdot I1 + 2A1 \cdot (C1 - C)^2 + \frac{e \cdot \Delta lam^3}{12} + A3 \cdot (C - C3)^2 \dots\dots\dots (12)$$

Para comprender la deducción anterior se hace necesario estudiar la siguiente nomenclatura, la cual no fue incluida dentro de la simbología general porque contiene expresiones complicadas y se hace engorroso el procedimiento de regresar para identificar cada expresión.

#### Centros de gravedad

- C1 : Coordenada "y" del centroide del ángulo 1.
- C2 : Coordenada "y" del centroide del ángulo 2.
- C3 : Coordenada "y" del centroide de la lámina.
- C : Centroide de toda la configuración.

#### Momentos de inercia

- I1 : Inercia del ángulo 1 respecto a un eje que pasa por su centroide.
- I2 : Inercia del ángulo 2 respecto a un eje que pasa por su centroide.
- I3 : Inercia de la lámina respecto a un eje que pasa por su centroide.

$$I_{\frac{1}{c}} : \text{Inercia del ángulo 1 respecto a un eje que pasa por } C.$$

$$I_{\frac{2}{c}} : \text{Inercia del ángulo 2 respecto a un eje que pasa por } C.$$

$$I_{\frac{3}{c}} : \text{Inercia de la lámina respecto a un eje que pasa por } C$$

Áreas de los elementos

A1 : Área del ángulo 1.

A2 : Área del ángulo 2.

A3 : Area de la sección transversal de la lámina.

C1 = C2

En el caso genérico donde se desee colocar más de dos refuerzos iguales se tiene la siguiente expresión general:

$$I_{tot} = n.I_i + n.A_i.(C_i - C)^2 + \frac{e.\Delta lam^3}{12} + A_{lam} \cdot (C - C_{lam})^2 \dots\dots\dots(13)$$

$$C = \frac{n.C_i.A_i + C_{lam} \cdot A_{lam}}{n.A_i + A_{lam}} \dots\dots\dots(14)$$

Donde  $n$  es el número de refuerzos iguales, y el subíndice  $i$  se refiere a cada uno de ellos.

Hasta este punto se presentaron una serie de herramientas con las cuales se procederá en el capítulo entrante a diseñar y dimensionar cada una de las partes que conformarán la máquina compactadora de latas de aluminio. Tales herramientas han sido presentadas en forma de conceptos, definiciones, deducciones, ilustraciones, etcétera.

El estudio que se realizará ahora, se presentará en forma de tablas y cálculos, con la finalidad de dar dimensiones y forma a cada elemento constituyente de la máquina en proceso de diseño.

### 2.10 Estudio de la paca de latas de aluminio por medio de la ley de hooke para esfuerzos triaxiales

La deformación unitaria en la dirección  $x$ . para un estado de esfuerzos triaxial, viene dada por:

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_y + \sigma_z) \dots\dots\dots(15)$$

Igualmente para los dos restantes ejes de referencia:

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_z + \sigma_x) \dots \dots \dots (16)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_x + \sigma_y) \dots \dots \dots (17)$$

De donde se sabe que  $\varepsilon_y$  y  $\varepsilon_z$  son valores nulos, debido a la restricción impuesta por las paredes. Luego resolviendo el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas formado por las ecuaciones anteriores se tiene:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x(1+\nu)(1-2\nu)}{E(1-\nu)} \dots \dots \dots (18) \quad \sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \nu(\varepsilon_x) \dots \dots \dots (19)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \nu(\varepsilon_x) \dots \dots \dots (20)$$

A lo largo del capítulo que se ha estudiado, se presentó una serie de conocimientos y fundamentos que son de vital importancia a la hora de realizar cálculos y selecciones como las que se realizarán a continuación.

Entre otras cosas el capítulo siguiente contiene una serie de dimensionamientos de elementos estructurales, hidráulicos y de control, con la finalidad de dar forma al estudio. Cada elemento constitutivo de la máquina será estudiado para encontrar alternativas viables de solución a los problemas de diseño.

### **CAPITULO III DESARROLLO PRACTICO**

Se puede considerar éste capítulo como el corazón creativo del estudio que se esta realizando. Aquí se dará forma por medio del diseño y se dará dimensiones a una serie de elementos los cuales se han nombrado en el capítulo previo. Tales elementos pueden ser: elementos hidráulicos, estructurales, de control, etcétera.

Antes de entrar de lleno en la parte de los cálculos, se hace necesario emprender una selección de alternativas con la cual se determinará cual es la opción más adecuada para el mecanismo de compactación.

#### 3.1 Selección del mecanismo de compactación.

El primer paso que se debe dar para la selección de la alternativa es realizar una tormenta de ideas, cuyos resultados son los siguientes.

### 3.1.1 Tormenta de Ideas.

Como punto de partida de todo proceso de selección de una alternativa viable, se realizó una tormenta de ideas, en la cual participaron compañeros de clase y profesores universitarios con conocimientos amplios del campo en estudio.

El proceso de recolección de la información se realizó por medio de la siguiente pregunta: *¿Cuál cree usted que sería la alternativa indicada según su experiencia y conocimiento, para aplicar energía a un sistema de compactación de latas de aluminio para procesar cantidades de hasta 150 Kg/hr?*

En función de lo anterior se obtuvo la siguiente información de ideas aportadas:

- Sistema hidráulico.
- Sistema neumático.
- Volante de inercia.
- Tornillo sin fin.
- Motor eléctrico acoplado directamente a un pistón compactador.

### 3.1.2 Matriz de Selección.

A continuación se presenta un cuadro comparativo en donde se plantean las posibles alternativas para el suministro de la energía al conjunto de latas que se desea compactar. Entre las opciones que se manejan tenemos: Sistema hidráulico, sistema neumático, volante de inercia, tornillo sin fin, motor eléctrico. Las características más importantes a tomar en cuenta para la selección se nombran a continuación:

*Inversión:* Con este término se trata de incluir un criterio económico dentro del estudio, basado en un sondeo de precios realizado por Internet, parte de cuyos resultados se muestran en el apéndice.

*Tamaño:* Obviamente la disponibilidad de espacio se convierte muchas veces en un factor limitante, pues mientras más voluminoso sea el sistema que se va a emplear, más espacio ocupara la máquina dentro de la empresa, cosa que no es deseable.

*Peso:* En vista de que se desea una máquina que sea desarmable, el carácter portátil de esta es muy importante. Es decir se desea un sistema que garantice facilidad y comodidad para el transporte en el caso que se desee cambiar toda la máquina de posición y/o ubicación.

*Disponibilidad en el mercado:* Se busca un sistema que tenga fácil adquisición, a la vez que se puedan encontrar servicio técnico, y repuestos de manera rápida y cómoda.

*Consumo de energía:* Este aspecto es muy importante, pues hoy día la tendencia mundial es el ahorro de la energía.

*Comodidad de operación:* Debe orientarse la búsqueda hacia un dispositivo que sea fácilmente operable, de manera que el personal que labore en la máquina se mantenga a gusto.

*Durabilidad:* Es deseable que tanto el sistema de accionamiento como toda la máquina tenga un período de vida útil largo, con lo cual se eviten reparaciones continuas en períodos de tiempo corto, lo cual genera gastos adicionales.

*Complejidad de mantenimiento:* De manera que pueda ser realizado por el mismo personal que opera el equipo.

*Rapidez de procesamiento:* Es de vital importancia, pues el tiempo en términos de la industria se puede transformar en ganancias o pérdidas.

*Fuerza máxima alcanzable:* Mientras mayor sea esta, mayor será la capacidad de toda la máquina y mejores sus prestaciones en pleno funcionamiento.

Ahora bien, la escala de ponderación está dividida en una puntuación mínima de 1 y una máxima de 5, aumentando ascendentemente desde desfavorable hasta óptimo según la siguiente indicación:

- Desfavorable.
- Algo desfavorable.
- Regular.
- Bueno.
- Óptimo.

El proceso de calificación y selección se hará por medio de una tabla, en la cual se insertan valores de promedio ponderado y porcentaje de factibilidad, según las siguientes ecuaciones:

$$\text{Promedio ponderado} = \frac{\sum \text{puntaje}}{n^{\circ} \text{ criterios}} \dots\dots\dots(21)$$

$$\% \text{ Factibilidad} = \frac{\text{Promedio ponderado}}{\text{puntuacion max ima}} * 100 \dots\dots\dots(22)$$

Estos valores proporcionarán una idea de lo mucho o poco que una de las opciones planteadas se amolda a los requerimientos de aceptación previamente formulados.

La tabla que se mostrará a continuación contiene los datos de la matriz de selección para el mecanismo o sistema de accionamiento de la máquina compactadora de latas de aluminio.

Se desea el aprovechamiento de la energía con el mínimo de desperdicio. También se desea lograr que el sistema seleccionado cumpla con los requisitos de diseño impuestos inicialmente.

Tabla 2 Matriz de selección del sistema de compactacion.Fuente: Los autores

	<i>Inversión</i>	<i>Tamaño</i>	<i>Peso</i>	<i>Disponibilidad en el mercado</i>	<i>Consumo de energía</i>	<i>Facilidad de operación</i>	<i>Durabilidad</i>	<i>Complejidad de mantenimiento</i>	<i>Rapidez de procesamiento</i>	<i>Fuerza máxima alcanzable</i>
<i>Motor eléctrico</i>	5	4	4	4	3	3	1	4	3	1
<i>Volante de inercia</i>	4	4	4	4	3	3	2	4	3	2
<i>Tornillo sin fin</i>	4	3	3	3	3	3	2	4	2	2
<i>Sistema neumático</i>	3	3	4	4	3	3	3	4	3	4
<i>Sistema hidráulico</i>	4	3	3	5	4	4	5	4	5	5

A continuación se presenta un análisis de la tabla anterior, y una selección sobre los resultados obtenidos.

Tabla 3 Resultados de la matriz de selección. Fuente: Los autores.

	<i>Promedio ponderado</i>	<i>Porcentaje de factibilidad</i>
<i>Sistema hidráulico</i>	4,2	84%
<i>Sistema neumático</i>	3,4	68%
<i>Tornillo sin fin</i>	2,9	58%
<i>Volante de inercia</i>	3,3	66%
<i>Motor eléctrico</i>	3,2	64%

Tomando en cuenta lo expuesto en los resultados anteriores se puede seleccionar como sistema para el suministro de energía, al sistema hidráulico, el cual sobresale por muchos factores tanto de orden económico, como de orden físico.

Sin duda alguna, un mecanismo de accionamiento hidráulico es la mejor alternativa para aportar energía al material que se desea compactar. En primer lugar, la inversión necesaria es relativamente accesible si lo comparamos con otros elementos mecánicos parecidos, por ello se le colocó la ponderación de 4, además la fuerza máxima alcanzada es la mayor de todas las opciones, lo cual nos motivo a colocarle la mayor puntuación, es decir 5 puntos. El mantenimiento necesario es mínimo pero estricto, por tanto se calificó con una puntuación de 4 al igual que las restantes opciones. También la durabilidad del dispositivo, lo hace el más apto para ejecutar labores extremas y prolongadas. Actualmente se dispone plenamente de una gran variedad de dimensiones y capacidades para cilindros hidráulicos en el mercado, lo cual es favorable a la selección hecha.

A continuación se presenta una serie de cálculos matemáticos que servirán para el dimensionamiento de toda la máquina que se desea proyectar.

Lo primero que se debe presentar es una tabla con los requerimientos técnicos que debe cumplir el proyecto actual.

### 3.2 Requerimientos técnicos de la empresa

La empresa Inversiones C, requiere para la operación, que la máquina que se va a diseñar cumpla con los siguientes requisitos técnicos de producción:

Tabla 4 Requerimientos técnicos de la empresa. Fuente: Los autores.

ASPECTO	INFORMACIÓN NUMÉRICA
<i>Dimensiones de las pacas de latas compactadas</i>	11''x 10'' x 8'' ó 28cm x 25cm x 20cm.
<i>Velocidad de procesamiento</i>	150 Kg/hr.
<i>Peso de cada paca de latas de aluminio</i>	De 9 a 11 Kg.
<i>Fuerza máxima</i>	40 Ton ó 392400 N
<i>Presión de trabajo</i>	250 Bar ó 25 Mpa
<i>Relación de volúmenes antes y después de la compactación</i>	10 a 1

Los datos que se muestran en la tabla previa, serán utilizados en el estudio siguiente y representan las exigencias a las cuales el diseño que se está haciendo se debe amoldar.

#### 3.2.1 Dimensionamiento del equipo hidráulico

A continuación se dimensionan los elementos hidráulicos necesarios para el accionamiento de la máquina compactadora de latas de aluminio.

##### 3.2.1.1 Cálculo de la superficie del émbolo.

Se sabe que:

$$P = \frac{F}{Ae} \dots\dots(23)$$

Luego despejando el área del émbolo se tiene que:

$$Ae = \frac{F}{P} \dots\dots\dots(24)$$

Ahora bien sustituyendo los datos presentados previamente se encuentra lo siguiente.

$$Ae = \frac{392400N}{25Mpa} = 0,0157m^2$$

Además

$$Ae = \frac{\Pi \cdot \Theta e^2}{4} \dots\dots\dots(25)$$

De lo cual se puede obtener el diámetro del émbolo:

$$\Theta e = \left[ \frac{4(0,0157m^2)}{\Pi} \right]^{\frac{1}{2}} = 0,141m$$

### 3.2.1.2 Cálculo de la velocidad del cilindro hidráulico.

Sabemos que el volumen de la paca de latas de aluminio luego de la compactación será:

$$Vp = l \cdot h \cdot e \dots\dots\dots( 26 )$$

$$Ac = l \cdot h \dots\dots\dots .( 27 )$$

$$Vp = (0,28 \times 0,25 \times 0,2)m^3 = 0,014m^3$$

Como la relación de compactación es 10 a 1, entonces el volumen inicial será:

$$Lt = \frac{Vo}{Ac} \dots\dots\dots \dots\dots( 28 )$$

$$Ac = l \times h = Ac = (0,28 \times 0,25 )m^2 = Ac = 0,07 m^2$$

$$Vo = 10 \times Vp = 0,14m^3$$

El recorrido equivalente total del cilindro hidráulico para realizar la compactación de una paca de latas de aluminio será:

Finalmente se ve que:

$$Lt = \frac{0,14m^3}{0,07m^2} = 2m$$

Por razones de geometría y construcción, el diseño implica dos etapas sucesivas de compactación, con un recorrido parcial de 1m cada una.

$$Lp = 1m = 100cm$$

Como la velocidad de procesamiento es de 150 Kg/hr, y cada paca tiene un peso aproximado de 10 Kg cada una, vemos que:

$$\text{Número de pacas procesadas} = \text{Velocidad/Peso unitario}$$

$$\text{Número de pacas procesadas} = (150 \text{ Kg/hr}) / (10 \text{ Kg/paca})$$

$$\text{Número de pacas procesadas} = 15 \text{ pacas / hr.}$$

Lo anterior implica que procesar cada paca de latas toma un tiempo aproximado de 4min. t:4 min.

Considerando que experimentalmente se ha comprobado que el 25 % del tiempo anterior se emplea para el retorno del vástago y para el suministro del material, tenemos que el tiempo efectivo de compactación será:

$$te = (0,75 \times 4) \text{ min} = 3 \text{ min} = 180\text{seg}$$

Finalmente se puede ver que:

$$Vel = \frac{L}{te} = \frac{200cm}{180seg} \cdot 1,1 \frac{cm}{seg} = 0,011 \frac{m}{seg} \dots\dots\dots(29)$$

### 3.2.1.3 Cálculo volumen de la carrera del cilindro

Considérese aquí como carrera al trayecto seguido por el pistón, desde que comienza su movimiento hasta que lo finaliza, en forma lineal dentro de la carcasa.

$$V_{cil} = A_e \times L_p = 0,0157m^2 \times 1m = 0,0157m^3 = 15,7L \dots \dots \dots (30)$$

### 3.2.1.4 Estimación del caudal requerido.

Para la operación óptima del equipo se requiere el siguiente caudal.

$$Q = \frac{Q_t}{\eta_{vol}} \dots \dots (31) \quad Q_t = Vel.A_e \dots \dots (32)$$

$$\eta_{vol} = 0,95$$

$$Q_t = 0,0157m^2 \times 0,0111 \frac{m}{seg} = 17,43 \times 10^{-4} \frac{m^3}{seg} = 0,174 \frac{l}{seg}$$

$$Q = \frac{0,174 \frac{l}{seg}}{0,95} = 0,183 \frac{l}{seg} = 11 \frac{l}{min}$$

### 3.2.1.5 Cálculo del diámetro mínimo del vástago.

El cálculo del diámetro del vástago se realizará basándose en la ecuación de Euler para barras esbeltas, donde:

$$k = \frac{\Pi^2 \times E \times J}{(L_k)^2} \dots (33) \quad L_k = L \times 0,7 = 1 \times 0,7m = 0,7m \dots \dots (34)$$

$$F = \frac{k}{s} \dots \dots (35) \quad s = 3$$

$$k = s \times F = 3 \times 392,4kN = 1177,2kN = 120122,45kp$$

Si se despeja J de la ecuación de Euler se tiene:

$$J = \frac{k \times (L_k)^2}{\Pi^2 \times E}, \text{ donde } \dots E = 2,1 \times 10^6 \frac{kp}{cm^2} \dots \dots \dots (36)$$

$$J = \frac{120.000kp \times (70cm)^2}{\Pi^2 \times 2,1 \times 10^6 \frac{kp}{cm^2}} = 28,37cm^4$$

Luego, de la fórmula del momento de inercia, se obtiene el mínimo diámetro posible para el vástago:

$$j = \frac{\Pi \times (\Theta_v)^4}{64} \dots\dots\dots(37)$$

$$\Theta_v = \frac{64 \times J}{\Pi}^{\frac{1}{4}} = \frac{64 \times 28,37 \text{cm}^4}{\Pi}^{\frac{1}{4}} = 4,9 \text{cm} \dots\dots\dots(37.1)$$

Este valor es mucho menor que el diámetro mínimo normalizado para el cilindro seleccionado, el cual es de 9cm, y cuya área correspondiente es de  $6.362 \times 10^{-3} \text{m}^2$ .

### 3.2.1.6 Estimación de la duración del vástago del cilindro hidráulico.

Antes que todo vale la pena especificar el material del cual está hecho el vástago del cilindro hidráulico:

Material: Fundición de hierro. ASTM A48 – 83. Grado 30.

Resistencia a la tracción,  $S_{ut}$ : 207 Mpa.

El número de ciclos de vida, se refiere al número de veces que se aplicará y retirará la carga máxima de 40 toneladas a compresión sobre el vástago del cilindro. La expresión que permite calcular dicho número de ciclos es:

$$N_{cv} = \frac{\sigma_{cs}}{a}^{\frac{1}{b}} \dots\dots\dots(38)$$

Donde:

$N_{cv}$ : Número de ciclos de vida;  $\sigma_{cs}$  : Esfuerzo debido a la carga simple; a y b son constantes que dependen del material del vástago.

$$\sigma_{cs} = \frac{F_{max}}{A_v} \dots\dots(38.1); a = \frac{f^2 \cdot S_{ut}^2}{S'_e} \dots\dots(38.2); b = \frac{\log \frac{\sigma'_f}{S'_e}}{\log(2 \cdot N_e)} \dots\dots(38.3)$$

$$\text{Ahora bien } \sigma'_f = (S_{ut} + 345) \text{Mpa} \dots\dots(38.4) \text{ y } S'_e = 0.506 S_{ut} \dots\dots(38.5);$$

$$f = \frac{\sigma'_f}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b \dots\dots(38.6), \text{ donde } \sigma'_f \text{ es el esfuerzo verdadero sobre la pieza; } f \text{ la}$$

fracción de la resistencia a la tracción que corresponde a un daño acumulado

durante 1000, Ne es el límite de vida para la resistencia a la fatiga., y por último el límite de resistencia a la fatiga S'e. Ahora resolviendo:

$$\sigma'_f = (S_{ut} + 345) \text{Mpa} = (207 + 345) \text{Mpa} = 552 \text{Mpa}$$

Luego:

$$S'e = 0.506 S_{ut} = 0.506(207 \text{Mpa}) = 104.7 \text{Mpa}.$$

Para Ne:  $10^6$  ciclos (según referencia bibliográfica 8), se obtiene en definitiva que:

$$b = \frac{-\log\left(\frac{\sigma'_f}{S'e}\right)}{\log(2.Ne)} = \frac{-\log\left(\frac{552 \text{Mpa}}{104.7 \text{Mpa}}\right)}{\log(2.10^6)} = -0.11$$

Una vez calculado el valor de “b”, se calculará ahora el valor de la otra constante “a”, para lo cual se debe conocer la siguiente información:

$$f = \frac{\sigma'_f}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b = 1.15$$

Finalmente:

$$a = \frac{f^2 \cdot S_{ut}^2}{S'e} = \frac{(1.15)^2 (207)^2}{104.74} = 541.03$$

El esfuerzo debido a carga simple  $\sigma_{cs}$ , se calculará como:

$$\sigma_{cs} = \frac{F \max}{A_v} = 49.9 \text{Mpa}$$

Se obtiene ahora el número aproximado de ciclos que durará la pieza:

$$N_{cv} = \frac{\sigma_{cs}}{a}^{\frac{1}{b}} = 0.092^{\frac{1}{0.11}} = 2.6 \times 10^9 \text{ ciclos}.$$

El valor obtenido corresponde al rango de vida infinita, si se estima que trabajara la máquina 8 horas al día y 30 ciclos por hora, el rango de vida infinita es de aproximadamente 10 millones de horas de trabajo.

### 3.2.1.7 Estimación de la potencia generada por el motor eléctrico.

$$Pa = \frac{P \times Q}{600 \times \eta t} \dots\dots\dots(39)$$

$$\eta_t = \eta_v \times \eta_{mec} \dots \dots \dots (40)$$

$$\eta_v = 0,9 \quad \eta_{mec} = 0,85 \quad \eta_t = 0,9 \times 0,85$$

$$\eta_t = 0,765$$

$$P_a = \frac{250 \text{bar} \times 11 \frac{l}{\text{min}}}{600 \times 0,765} = 5,99 \text{kW} = 8,14 \text{HP}; P_{\text{norma}} = 9 \text{HP}$$

### 3.2.1.8 Determinación del volumen del depósito de aceite.

Para cumplir con el caudal calculado se requiere tener en el depósito al menos el siguiente volumen de aceite.

$$V_{dep} = 3 \times Q = 3 \times 11 \frac{l}{\text{min}} \times 1 \text{min} = 33L \dots \dots \dots (41)$$

### 3.2.1.9 Accesorios.

A continuación se presenta una lista de elementos relativos al funcionamiento del equipo hidráulico. Dichos elementos tienen por finalidad la medición de algunas propiedades del aceite hidráulico, así como la preservación de los sistemas. Como por ejemplo los filtros, encargados de evitar que partículas sólidas entren al circuito hidráulico. El termómetro y el manómetro permiten determinar la temperatura y la presión del aceite respectivamente. Los filtros evitan que las impurezas lleguen a la bomba y otros accesorios.

Tabla 5 Accesorios para el equipo hidráulico.  
Fuente: Los autores.

<b>Elemento o accesorio</b>	<b>Característica o designación.</b>
Filtro de salida (aspiración)	160 $\mu\text{m}$
Filtro de llegada (retorno)	2000 $\mu\text{m}$
Tubería: ½ “ con Presión máxima	250 bar
Manómetro	De 0 a 400 bar
Termómetro	De 0 a 100 °C.
Aceite Hidráulico	Aceite mineral

Según se puede ver en la tabla anterior al filtro de llegada es más fino que el de salida, ello se debe a que en su recorrido por el circuito el aceite pudo haber recolectado partículas extrañas y se debe evitar que lleguen al tanque pues estarán recirculando periódicamente en detrimento de la bomba y demás accesorios.

El rango de temperaturas para el termómetro es de 100 °C, lo cual tiene su razón en que el aceite casi nunca llega a temperaturas superiores a los 70 °C. En el mismo orden de idea se puede mencionar que el manómetro tiene por medición máxima 400 bar, lo cual garantiza poder percibir una obstrucción en el circuito en un momento dado.

### 3.2.2 Selección de la estructura de la cámara de compactación.

Antes de proseguir en ésta etapa de los cálculos, es conveniente realizar un análisis que permita definir cual será la dirección y el mecanismo para la remoción o extracción de la paca de latas de aluminio compactadas, dado el caso que dicho mecanismo se encuentra asociado a la cámara de compactación.

También es conveniente resaltar que la precámara es la zona de la máquina donde se realiza el desplazamiento del émbolo con la finalidad de someter al grupo de latas a un proceso de compactación, conduciendo el material en plena deformación hacia la cámara propiamente dicha, en la cual queda confinada la paca de latas de aluminio una vez terminada la compactación.

Visto de una manera gráfica, tenemos lo siguiente:



Figura 23. Esquema de la precámara de compactación.

Fuente: Los autores

Partiendo de la figura anterior podemos observar que la paca de latas de aluminio puede ser removida desde la cámara a través de las caras laterales, la inferior o la frontal en la dirección de compactación.

La opción de retirar la paca de latas por la cara superior luce un tanto complicada desde el punto de vista físico, por ende no se tomará en cuenta.

A continuación presentaremos una matriz de selección, con la finalidad de escoger la dirección de remoción de material más indicada, tomando en cuenta criterios de selección como: facilidad de carga y transporte de la paca, comodidad para el operador, complejidad y costo del mecanismo necesario para impulsar la paca, rapidez para retirar la paca.

#### 3.2.2.1 Tormenta de ideas.

Las ideas que se plantearon son las siguientes:

- 1) Remoción de la paca de latas a través de las caras laterales.

- 2) Remoción de la paca de latas a través de la cara inferior.
- 3) Remoción de la paca de latas a través de la cara frontal.

Para visualizar mejor las caras mencionadas se presenta el siguiente esquema:

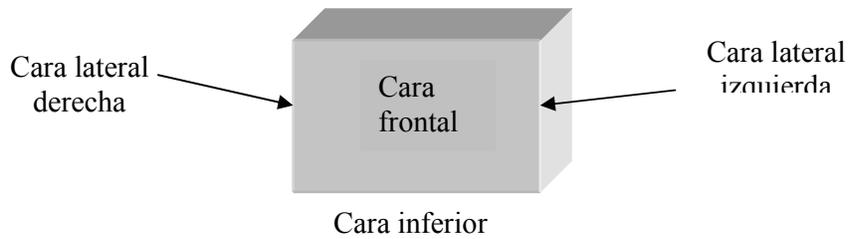


Figura 24. Caras de la cámara de compactación. Fuente: Los autores.

Tabla 6 Caras a través de las cuales se puede remover la paca de latas Fuente: Los autores

	<i>Dirección de remoción de la paca de latas</i>		
	<b>Caras laterales</b>	<b>Cara inferior</b>	<b>Cara frontal</b>
<b>Facilidad de carga y transporte de la paca</b>	2	5	4
<b>Comodidad para el operador</b>	2	4	3
<b>Complejidad y costo del mecanismo necesario para expulsar la paca</b>	2	5	3
<b>Rapidez para retirar la paca</b>	3	4	3
<b>Promedio ponderado</b>	2.25	4.5	3.25
<b>Porcentaje de aceptación</b>	45%	90%	65%

A través de la tabla anterior se observa que la mejor forma de remover la paca de latas compactadas, de la máquina, es por medio de la cara inferior del prisma que encierra la cámara de compactación.

Las razones que sustentan la escogencia anterior sobre las demás opciones presentadas como viables, son las siguientes:

- La fuerza necesaria para empujar la paca de latas se reduce, gracias a la influencia de la fuerza de gravedad. Esto hace que el mecanismo impulsor sea más sencillo y probablemente manual.
- Implementando una altura adecuada para la estructura general de la máquina, se podría descargar directamente la paca de latas, sobre un dispositivo transportador colocado en la parte inferior de la cámara de compactación.
- El tiempo requerido para el desalojo del material es relativamente corto, comparado con algún sistema de accionamiento mecánico necesario para impulsar la paca.
- La energía requerida para remover la paca desde la cámara, es ahorrada por completo, pues la remoción es manual.
- El sistema de accionamiento para dicha remoción es relativamente sencillo y cómodo para el operador.
- Se elimina por completo la necesidad de un canal de desalojo, para conducir el material empacado hasta el medio de transporte.
- Se obtiene un beneficio económico derivado del ahorro que implica no tener que utilizar un sistema hidráulico por ejemplo para forzar el material a salir de la cámara.

### 3.2.3 Selección de la forma de accionamiento de la compuerta de desalojo

Prosiguiendo con el estudio de la cámara de compactación, y conociendo la dirección según la cual se va a remover la paca de latas compactadas, se debe realizar una selección de la forma de accionamiento manual de la compuerta que se va a emplear, tomando como criterios principales la fuerza necesaria para el accionamiento, el costo del equipo y/o estructura necesarios, rapidez durante la operación, posibilidad de automatización del transporte de la paca una vez compactada, comodidad para el operario.

En la siguiente matriz de selección se presentan las ideas concebidas para cumplir con el objetivo de remover la paca de latas de aluminio de la forma más cómoda, económica y sencilla.

La forma de evaluar si una idea es factible o no, se efectuará como en los casos previos, asignando una puntuación creciente en orden de aceptación desde 1 hasta 5, correspondiendo el primer valor al nivel más desfavorable, y el último al nivel óptimo de aceptación.

Tabla 7 Matriz de selección para compuerta de desalojo. Fuente: Los autores

	<b>IDEA PLANTEADA</b>		
	<b>Compuerta deslizable</b>	<b>Compuerta de dos cuerpos articulados con pasador continuo</b>	<b>Compuerta de un solo cuerpo articulado con pasador continuo</b>
<b>Fuerza necesaria para el accionamiento.</b>	2	2	4
<b>Costo del equipo y/o estructura necesarios.</b>	3	2	4
<b>Rapidez de operación.</b>	3	2	4
<b>Posibilidad de automatización del transporte de la paca.</b>	4	4	5

Tabla 7 (Continuación)\_Matriz de selección para compuerta de desalajo. Fuente: Los autores

	<b>IDEA PLANTEADA</b>		
	<b>Compuerta deslizable</b>	<b>Compuerta de dos cuerpos articulados con pasador continuo</b>	<b>Compuerta de un solo cuerpo articulado con pasador continuo</b>
<b>Comodidad del operario.</b>	3	3	4
<b>Promedio ponderado</b>	3	2.6	4.2
<b>Porcentaje de aceptación</b>	60%	52%	84%

Si se observan los resultados anteriores se puede ver que la opción que goza de mayor aceptación, para el accionamiento manual de la compuerta de desalajo, es una compuerta de un solo cuerpo articulado con un solo pasador.

La razón por la cual resulta conveniente un solo pasador es porque permite que se mantenga la línea de acción de las articulaciones sobre la misma línea recta, evitando un posible desalineamiento que pudiera entorpecer el funcionamiento y la cinemática de la compuerta. En el mismo orden de ideas hay que mencionar que es más funcional el empleo de una compuerta de un solo cuerpo que una de dos, debido a que el sistema de sujeción de los dos cuerpos se trabaría por estar sometidas a fuerzas que tienen direcciones diferentes.

También es bueno mencionar que el principal obstáculo que implica la aplicación de una puerta deslizable, es la fuerza de fricción entre ésta y la paca de latas que se debe vencer manualmente. Mientras en el caso de la compuerta articulada el peso de la paca ayuda a vencer la fricción de las paredes verticales con el material que se trabaja además de colaborar con la fuerza necesaria para la apertura de dicha compuerta.

Un aspecto importante que se debe definir es la ubicación de la articulación, dicha ubicación queda entonces condicionada por un factor importante, el cual es que la posición del operario estará fija a un lado de la máquina, y será en este mismo lado donde obligatoriamente se colocará el mecanismo inmediato de liberación, que podría consistir en un sistema manual para liberar la paca verticalmente desde la cámara de compactación. Al lado opuesto a la posición del operario se colocará entonces la articulación, estando el pasador paralelo a la dirección según la cual se mueve el pistón. Sería recomendable que el botón de accionamiento de la máquina este lo más cerca posible de la posición del operario, lo cual permita detener el proceso rápidamente en caso de que se presente algún inconveniente en el proceso.

#### 3.2.4 Selección de la tolerancia permitida en las dimensiones de las pacas de aluminio

En el caso de la tolerancia que se debe aceptar para las dimensiones y forma de la paca de latas, es bueno mencionar que existe un valor máximo permitido para ésta, y es de -4 a +4 mm. Esto implica que en algunos puntos de las placas que forman la cámara de compactación se producirán deflexiones y las dimensiones del bloque compactado cambiarán de un punto a otro, lo cual origina que las partes más anchas se traben tratando de salir por la compuerta de desalojo, puesto que se encuentran con un área más pequeña.

Lo anterior se transforma en un problema de ingeniería que obstaculiza momentáneamente el diseño, dada la configuración que se ha adoptado para la máquina. En vista de ello planteamos las siguientes posibles alternativas de solución.

##### 3.2.4.1 Tormenta de ideas.

Entre las ideas para solventar el problema presentado tenemos:

1.) Reducir a un mínimo posible, la tolerancia para las dimensiones de las pacas. Es decir los valores de la deflexión permitida en las paredes.

2.) Aumentar la sección del orificio de salida proporcionalmente al valor de la deflexión máxima permitida, de manera tal que el mayor área de sección del cubo de material, coincida por lo menos con el área de salida, evitando que se trabe la paca de latas con la estructura de la cámara de compactación.

Lo anterior implica que la paca de latas y la cámara de compactación presentaran cierta conicidad, pues el área superior e inferior de dicha paca serán diferentes en algunas unidades milimétricas. Dicho de otra manera, las placas verticales tendrán cierta inclinación.

3.) Aumentar considerablemente la fuerza necesaria para hacer fluir el material desde la máquina, de manera tal que se deforme la paca y ésta adopte la forma de la compuerta de salida.

Los criterios que se tomarán en cuenta a la hora de seleccionar la alternativa más adecuada son:

*Costo de implementación:* De manera que subjetivamente se tenga una idea de cual de las ideas resulta de más costosa implementación.

*Complejidad de fabricación:* Lo cual encarece el equipo.

*Normalización del producto:* de manera tal que éste presente dimensiones y forma aceptadas a nivel internacional como producto de exportación

*Alteración en los parámetros de velocidad de producción establecidos previamente:* Lo cual modificaría el diseño.

La ponderación se hará asignando un valor de numérico de 5 al máximo grado de aceptación para satisfacer un criterio por parte de una idea planteada, disminuyendo hasta un valor de 1 para el caso más desfavorable.

Tabla 8 Selección de la tolerancia permitida en las dimensiones de la paca de latas de aluminio.  
Fuente: Los autores.

	<b>CRITERIO</b>				
<i>Idea</i>	<i>Costo de implementación</i>	<i>Complejidad de fabricación</i>	<i>Normalización del producto</i>	<i>Alteración del proceso</i>	<i>Promedio ponderado</i>
<i>Reducción de la tolerancia</i>	4	5	5	5	4.75
<i>Aumento de el área de salida</i>	3	2	1	3	2.25
<i>Aumento de la fuerza necesaria.</i>	2	1	4	1	2

Observando la tabla anterior, se puede concluir que la alternativa que más satisface los criterios de selección, es la reducción al mínimo de la tolerancia en cuanto a las dimensiones de la paca de latas de aluminio. Resultaría menos costoso incrementar el espesor de las láminas para la estructura (para disminuir la deflexión permitida) que emplear otro dispositivo para empujar la paca de latas.

El caso de aumentar la fuerza aplicada supone la implementación de un dispositivo mecánico que elevaría demasiado los costos.

Por otro lado aumentar la sección de la compuerta de desalojo implica que la forma de las pacas no este dentro de los parámetros normalizados, además de cambiar parcialmente los criterios para el diseño en vista de que aparecerían nuevas fuerzas verticales derivadas de la inclinación de las paredes.

Estableceremos entonces un valor para la tolerancia en las dimensiones de la paca de latas de aluminio de 1 mm máximo, lo cual implica que este será el valor más grande que se podrá permitir en el caso de la deflexión de las paredes de la cámara de compactación.

Con lo anterior se garantiza un funcionamiento óptimo del mecanismo de extracción, a la vez que se mantiene el producto obtenido dentro de las normas requeridas para la exportación.

A continuación se procede a calcular los valores de los espesores de las paredes de la cámara, considerando entre otras cosas la colocación de refuerzos o nervios que permitan aumentar la rigidez del cuerpo, disminuyendo de este modo el espesor de las láminas de acero necesarias, reduciendo a la vez el costo del equipo (las láminas de acero son mucho más costosas que los perfiles empleados en los siguientes cálculos).

### 3.2.5 Selección del material a emplear para la estructura

A continuación se describe el tipo de material que se va a emplear para cada parte de la estructura de la máquina.

*Material:* el material a emplear, son láminas de acero ASTM A -36, laminado en caliente, recomendado para estructuras soldadas.

*Tipo de refuerzos:* existe una buena cantidad de elementos que pueden servir para reforzar la estructura. Sin embargo la selección se inclinó hacia ángulos de alas iguales fabricados con el mismo acero de las láminas, los cuales aportan refuerzo en dos direcciones: de espesor y de nervio (porque una de las alas aumenta el espesor de la lámina a la cual va soldada, mientras la otra sirve de nervio). Aparte de esto la geometría de las placas se adapta muy bien a las dimensiones comerciales de los ángulos escogidos.

También se emplearán barras circulares y pletinas del mismo acero mencionado para las láminas.

Las otras opciones que también se tomaron en cuenta fueron: cintas de láminas cortadas para ser soldadas a tope, pletinas, perfiles, vigas, tubos rectangulares y barras cuadradas para herrería.

Entre otras cosas la no escogencia de las anteriores alternativas, se debió a la geometría del dispositivo que se diseña, al bajo aporte de rigidez comparado con los ángulos, a las características de fluencia de los materiales de los cuales están hechos, a la estética deseada para la máquina, también al trabajo previo que implican algunos de ellos (por ejemplo las cintas de láminas cortadas por algún tipo de mecanismo).

### 3.2.6 Determinación experimental de la densidad de compactación

Para proceder al cálculo de los espesores de las paredes que formarán parte de la cámara de compactación, se hace necesario conocer primero, la magnitud de las fuerzas que se aplicarán sobre dichas paredes, considerando que la fuerza máxima que se ejercerá sobre el material a compactar es de 40 toneladas.

Para lograr el objetivo de conocer las fuerzas antes mencionadas, se aplicará la ley de Hooke para esfuerzos planos, y se emplearán los valores arrojados por el siguiente experimento.

A partir de los resultados del experimento presentado, se obtendrá una idea de la variación de la densidad que sufren las latas en proceso de compactación, lo cual a su vez permitirá comparar el material que se está estudiando con el aluminio sólido. Una vez comparado el material se podrán encontrar las propiedades correspondientes para el estudio que se realizará a continuación.

En una visita realizada a la empresa DERALCA, ubicada en la zona industrial de Santa Cruz, estado Aragua, el día 14-07-04, se procedió a realizar un ensayo de compactación de latas de aluminio en una máquina de fabricación italiana con las siguientes especificaciones.

Tabla 9 Especificaciones de la Máquina usada para el experimento.

Fuente: Los autores.

<b>Rasgo</b>	<b>Descripción</b>
<i>Tipo de máquina</i>	Compactadora de latas de aluminio
<i>Marca</i>	Lollini internacional.
<i>Capacidad</i>	40 toneladas. (250 bar de presión máxima)
<i>Dimensiones de la paca producida</i>	21,5cm x 30cm con espesor variable.
<i>Velocidad de procesamiento</i>	170 Kg./hr
<i>Año de fabricación</i>	1990

El ensayo realizado consistió en lo siguiente: Se procedió a depositar una cantidad aleatoria de latas de aluminio en la tolva de almacenamiento de la máquina, luego se accionó el botón de arranque, deteniendo periódicamente el proceso para permitir la anotación. Una vez compactada totalmente la paca, se midió con una cinta métrica de apreciación igual a 1 milímetro, las dimensiones (en este caso el espesor) de dicha paca. El peso se midió con una balanza digital de 0,1 Kilogramo de apreciación. Se produjo la toma de datos expresada en las siguientes tablas, en la cual se registran datos de presión hidráulica, fuerza aplicada, desplazamiento del pistón, dimensiones y peso de la paca de latas. El procedimiento experimental se repitió 5 veces.

Una vez que se terminó de realizar el ensayo las veces señaladas antes, se procedió a depositar la información en tablas presentadas a continuación. En dichas tablas también se incluye como dato importante para el estudio, la densidad promedio, la cual se obtuvo sumando las densidades de cada paca y dividiendo el resultado entre el número de ensayos. El diámetro del pistón es de

0,12 m, lo cual equivale a un área de 0,01131m<sup>2</sup>. A continuación se muestran los resultados del experimento.

Tabla 10 Resultados de Experimento de compactación. Fuente: Los autores

Número de ensayo	Presión hidráulica (bar)	Desplazamiento del pistón (cm)	Dimensiones de la paca (cm)	Peso (kg)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
1	0	0	21.5 x 30 x 8	11	2131.78
	10	30			
	25	35			
	50	41			
	75	44			
	100	50			
	200	52			
	250	53			
2	0	0	21.5 x 30 x 7	11	2436.32
	10	16			
	25	24			
	50	33			
	75	37			
	100	39			
	200	40			
	250	41			
3	0	0	21.5 x 30 x 6	9	2325.58
	10	28			
	25	40			
	50	47			
	75	48			
	100	49			
	200	50			
	250	50.5			

Tabla 10 (Continuación).Resultados del experimento de compactación

Nú mero de ensayo	Presión hidráulica (bar)	Desplazamiento del pistón (cm)	Dimensiones de la paca (cm)	Peso (kg)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
4	0	0	21.5 x 30 x 6	9	2325.58
	10	30			
	25	41			
	50	47			
	75	48.5			
	100	49.5			
	200	50			
5	0	0	21.5 x 30 x 6	9	2325.58
	10	27			
	25	39			
	50	46			
	75	47			
	100	48			
	200	48.5			
Promedio	0	0	21.5 x 30 x 7	10.4	2339.97
	10	26.2			
	25	35.8			
	50	42.8			
	75	44.9			
	100	47.1			
	200	48.1			
250	48.8				

*Apreciación de las dimensiones:* Para no hacer pesado el contenido de las tablas anteriores se disponen aquí:

Presión hidráulica: +/- 0,1 bar, Desplazamiento y dimensiones: +/- 0,1 cm

Peso: +/- 0,1 Kg, Densidad: 0,01 Kg/m<sup>3</sup>.

Considerando los datos contenidos en la tabla previa se puede ver que la densidad del material en estudio (es decir latas de aluminio compactadas) es muy cercana a la de las aleaciones de aluminio presentadas en la literatura entendida.

En el caso experimental se obtuvo un valor aproximado de 2.339,97  $\text{Kg/m}^3$ , el cual difiere sólo en un 10% del valor de 2.600  $\text{Kg/m}^3$  teórico que aparece dentro de las tablas correspondientes a las propiedades de los materiales, presentadas en el anexo 6.2 del presente.

Lo anterior permite estudiar las fuerzas ejercidas sobre las paredes de la cámara de compactación por medio de la Ley de Hooke para un esfuerzo triaxial, estudiando un cubo infinitesimalmente pequeño de latas compactadas como si se tratara de un simple cubo de aluminio de dimensiones muy pequeñas.

Se debe tomar en cuenta que el material estará restringido a fluir solo en la dirección de compactación, mientras tanto en las restantes direcciones tendrá restringido el movimiento por la presencia de las paredes que forman la cámara.

De esta manera se puede hacer el siguiente cálculo, basado en un sistema de referencia como el que se muestra, donde la flecha segmentada indica la dirección según la cual se compactará.

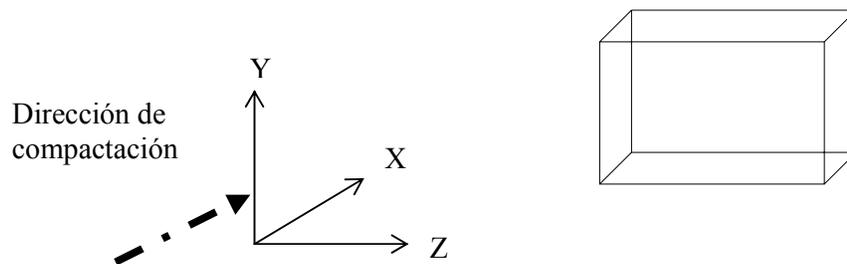


Figura 25. Diagrama de dirección de compactación. Fuente: Los autores.

Si particularizamos la ley de Hooke, para esfuerzos triaxiales, al caso de estudio, nos vamos de nuevo a las ecuaciones 18, 19 y 20.

Se tomará en cuenta de acuerdo a la consideración inicial, que las propiedades del material en estudio son las correspondientes a las aleaciones de aluminio, es decir:

$$E = 73 \text{ Gpa}$$

$$\nu = 0.33$$

Además el esfuerzo en dirección x se calculará como:

$$\sigma_x = \frac{F}{Ac} \dots\dots\dots(42)$$

$$\sigma_x = \frac{392.400N}{0,07m^2}$$

$$\sigma_x = 5.605,71kpa$$

Se sustituye éste valor en la ecuación (18) para encontrar el valor de la deformación unitaria en la dirección x:

$$\varepsilon_x = \frac{5.605,71kpa(1 + 0,33)(1 - (2 \times 0,33))}{73 \times 10^6 kpa(1 - 0,33)}$$

$$\varepsilon_x = 5,182 \times 10^{-5} .$$

Los restantes esfuerzos quedan entonces como:

$$\sigma_y = \frac{73 \times 10^6 kpa}{(1 + 0,33)(1 - (2 \times 0,33))} (0,33 \times 5,182 \times 10^{-5}) .$$

$$\sigma_y = 2.671,023kpa .$$

Como  $\sigma_y = \sigma_z$ , se tiene:

$$\sigma_z = 2.671,023kpa .$$

En esta parte del cálculo procederemos a recordar que:

$$\sigma_y = \frac{F_y}{l \times e} \dots\dots\dots(43)$$

$$\sigma_z = \frac{F_z}{h \times e} \dots\dots\dots(44)$$

En definitiva se tiene que:

$$F_z = 2.671,023kpa \times 0,25m \times 0,2m \quad F_z = 133.551,15N = 13,613Ton.,$$

$$F_y = 2.671,023kpa \times 0,28m \times 0,2m \quad F_y = 149.577,28N = 15,247Ton.$$

Nótese que se considerará despreciable el aporte del peso de la paca, en el cálculo de  $F_y$ .

Estos valores corresponden a la máxima magnitud que pueden alcanzar las fuerzas ejercidas por el material compactado, contra las paredes de la cámara. Luego, se ve que para mantener la rigidez de la estructura y evitar la deformación de la paca de latas, se debe diseñar tomando en cuenta que las paredes ejercen una fuerza de igual magnitud pero en sentido contrario a las calculadas.

### 3.2.7 Diseño de la cámara de compactación

En este punto del estudio se cuenta con la información necesaria para proceder a calcular el espesor de las placas que formarán parte de la cámara de compactación. Como apoyo al estudio, se organiza gráficamente la siguiente información.

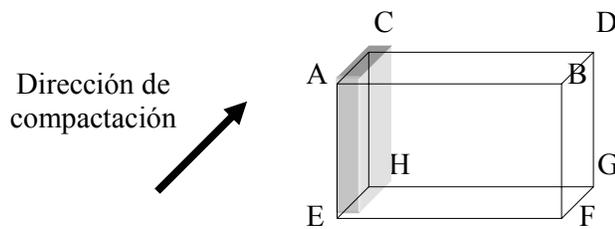


Figura 26 Cara lateral izquierda. Fuente: Los autores

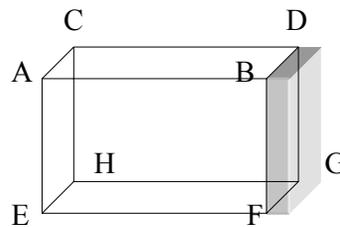


Figura 27. Cara lateral derecha. Fuente: Los autores.

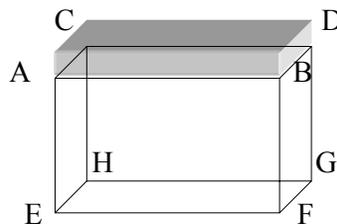


Figura 28. Cara superior. Fuente: Los autores.

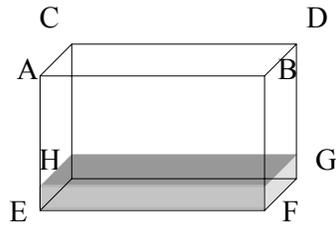


Figura 29. Cara Inferior. Fuente: Los autores.



Figura 30. Frente de compactación. Fuente: Los autores.

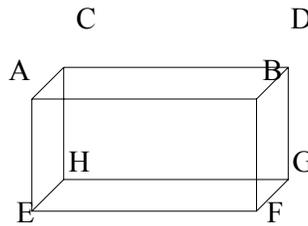


Figura 31 Cara posterior (Fondo). Fuente: Los autores

Descripción de las caras de la cámara de compactación, de acuerdo con la designación en letras presentada en al figura 26.

- Cara lateral derecha: BDFG.
- Cara lateral izquierda: ACEH.
- Cara superior: ABDC.
- Cara inferior: EFGH.
- Cara posterior (Fondo): CDGH.
- Frente de compactación: ABFE.

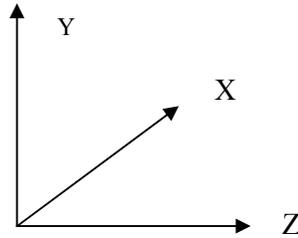


Figura 32 Dirección de los Ejes principales. Fuente: Los autores.

Nótese que en los gráficos anteriores no se ha mostrado el detalle de la forma y dimensiones de las paredes y demás elementos de la estructura, debido a que todavía resta la etapa de diseño. Lo que se muestra hasta ahora es un preproyecto, solo tiene la finalidad de indicar ubicación relativa entre las partes.

Convenio de signos: Para todos los estudios que se realizarán a continuación, se seguirá el siguiente convenio de signo:

- 1) Toda deflexión hacia abajo será negativa.
- 2) Toda fuerza hacia arriba, será positiva.
- 3) Todo momento flector en sentido antihorario será positivo.

A continuación se realizará el cálculo de los espesores de las paredes de la cámara de compactación.

Para ello se seguirá el siguiente procedimiento de cálculo:

- Primero se identificarán los detalles de construcción (soldadura, tornillos, apoyos etcétera) los cuales servirán para identificar las condiciones de contorno (empotramientos, apoyos simples, articulaciones, etcétera).

- Las paredes de la cámara de compactación serán consideradas como vigas, cuya longitud se tomará a lo largo del lado de la cara que sea propenso a sufrir la mayor deflexión. La sección transversal, será en todos los casos un rectángulo cuyo lado menor será el espesor de la placa y cuyo lado mayor será el ancho de la cara en estudio.

- Se formulará un diagrama de cuerpo libre, el cual permita identificar las fuerzas actuantes, así como también el modelo de deflexión a emplear. Los diferentes modelos se encuentran encartados en los

anexos del presente trabajo. Se estimará de acuerdo al criterio de diseño de los autores ( en este caso: Br. Cetrangolo Melvin y el Br.Vera Melvin) la deflexión máxima permitida en cada miembro.

▪Se calculará la inercia necesaria para que la sección mantenga las condiciones de rigidez exigidas. Luego se seleccionará el elemento estructural normalizado que mejor se adapta al diseño realizado.

### 3.2.7.1 Cálculo del espesor de la cara superior, perpendicular al eje “y” del sistema de referencia elegido.

Esta cara estará soldada por tres lados, ello implica que se trata de una placa rectangular con tres lados empotrados y uno libre, sometida a una carga uniformemente distribuida:

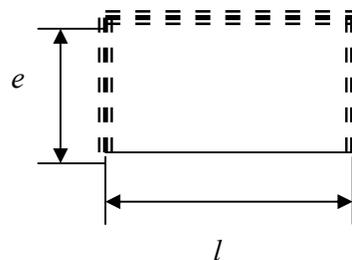


Figura 33 Diagrama demostrativo de la cara superior, e = lado empotrado,

l = lado libre. Fuente: Los autores.

Se observan tres lados empotrados y uno libre.

Obviamente la deflexión máxima ocurrirá en el extremo libre. Para simplificar el cálculo consideraremos la placa como una viga empotrada en ambos extremos, tal y como se puede ver en el siguiente Diagrama de Cuerpo Libre.

Se tomará en lo sucesivo el convenio de signo siguiente: Momentos en sentido antihorario son positivos, Reacciones hacia arriba son positivas, Deflexiones hacia abajo son negativas.

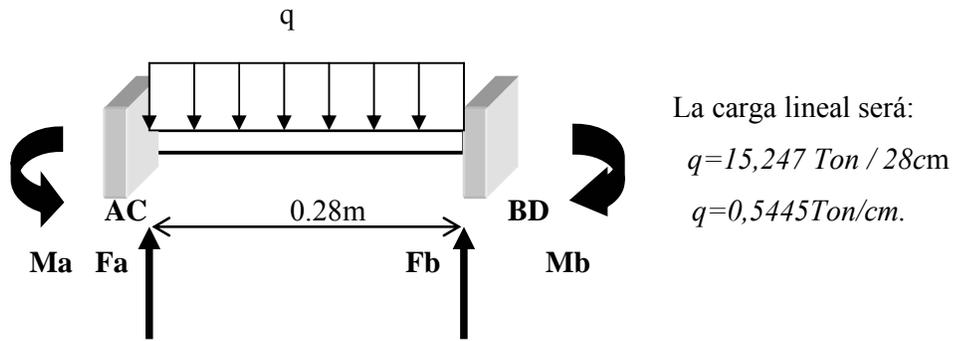


Figura 34 Diagrama de fuerzas sobre la cara superior. Fuente: Los autores

Por condiciones de equilibrio y según el anexo 5, se obtiene lo siguiente.

$$q = \frac{F_y}{l} \dots\dots(45) \quad F_a = \frac{q.l}{2} = F_b = 7,62Ton \dots\dots(46)$$

$$M_a = M_b = \frac{q.l^2}{12} \dots\dots(47)$$

Ahora se calculará el momento flexionante empleando una sección o corte a la derecha del punto A y colocando un momento y una reacción en el punto x del corte:

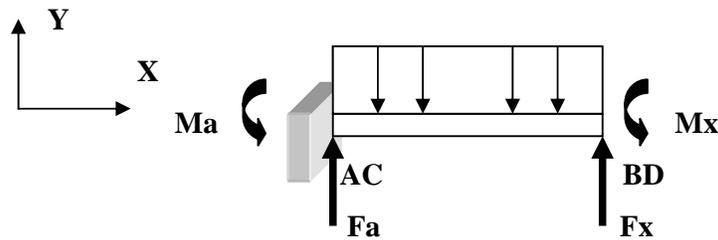


Figura 35 Diagrama de fuerzas sobre la cara superior. Fuente: Los autores

Para las condiciones de carga mostradas en las figura 35, la deflexión viene dada por la siguiente expresión, según se puede observar en el anexo 5.

$$v = y_{\max} = -\frac{q.l^4}{384.E.I} \dots\dots(48)$$

También se puede decir que una deflexión de 1 mm es aceptable para un criterio moderado de rigidez. Considerando que para el acero ASTM A 36, el

módulo de elasticidad se encarta en el anexo 6, se llega a las siguientes expresiones:

$$v = y \max = -1,0mm = -0,1cm$$

$$E = 210.Gpa = 2.140,67 \frac{Ton}{cm^2}$$

Nótese que el signo de la deflexión permitida es negativo, de acuerdo con el sistema de referencia. La placa se deflecta hacia abajo.

Hasta ahora lo único desconocido es la información referente a las láminas y refuerzos empleados. Si ahora se sustituyen todos los datos disponibles en la expresión de la deflexión máxima permitida, tenemos:

$$v = y \max = -\frac{q.l^4}{384.E.I} \dots\dots(48)$$

$$y \max = \frac{\left(0,5445 \frac{Ton}{cm}\right) \cdot (28cm)^4}{384 \left(2.140,67 \frac{Ton}{cm^2}\right) I_{tot}} = -0,1cm$$

$$I_{tot} = 4,07cm^4$$

Basado en todo lo analizado anteriormente, se escogerá una de las opciones más adecuadas para cumplir con la inercia calculada.

Tabla 11 Resultados de los cálculos de refuerzos para la pared superior. Fuente: Los autores

Número de refuerzos seleccionado	4	
Dimensiones del refuerzo	Área:	1,74.
	Inercia	1,4 cm <sup>4</sup>
	Dimensión	30x30x3 mm
	Ci.:	0,74 cm.
Espesor de la lámina	2 mm.	
Inercia de la configuración	<b>7,0 cm<sup>4</sup></b>	

La Inercia de la combinación de láminas y refuerzos se calcula a partir de las ecuaciones 13 y 14. Sustituyendo los datos de la tabla 11, se obtiene que:

$$C = \frac{4(0.74cm)(1.74cm) + 0}{4(1.74cm^2) + (0.2cm \times 20cm)} = 0.47cm$$

$$I_{tot} = 4(1.4cm^4) + 4(1.74cm^2)(0.74cm - 0.47cm)^2 + \frac{(0.2cm)^3(20cm)}{12} + (0.2 \times 20)(0.47)^2$$

$$I_{tot} = 7cm^4$$

Este valor anterior para la inercia es mayor al mínimo requerido calculado antes, por lo tanto se ha encontrado una muy buena combinación de dimensiones para la cara en estudio. Para ilustrar el resultado se presenta la siguiente figura:

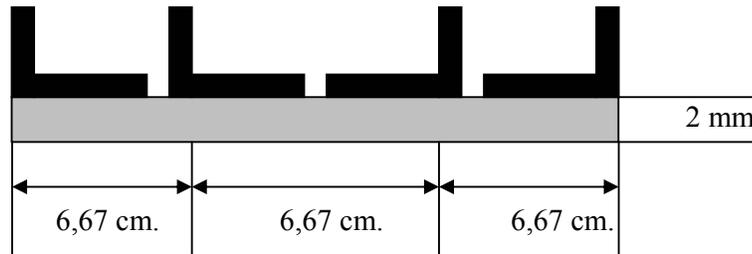


Figura 36. Disposición de ángulos y lámina para la pared superior. Fuente: Los autores.

### 3.2.7.2 Cálculo del espesor de la cara inferior, de la cámara de compactación: compuerta de desalajo.

La ubicación de esta pared es perpendicular al sistema de referencia que se presentó al inicio de los cálculos. En este caso nos referimos a la compuerta para el desalajo del material, la cual durante la operación de la máquina estará apoyada en la articulación y en el sistema de sujeción que mantiene dicha compuerta cerrada.

Debido a esto se trata de una placa rectangular, articulada en dos lados cortos y con dos lados largos libres y sometida a una carga uniformemente distribuida.

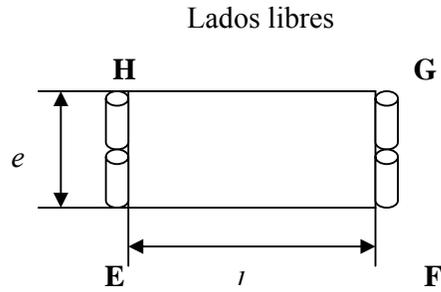
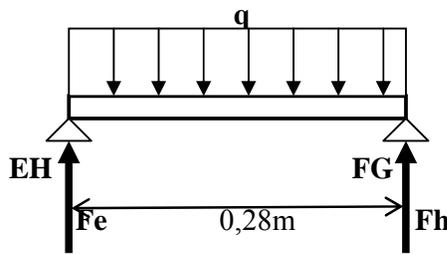


Figura 37. Diagrama de la cara inferior (la compuerta de desalojo). Fuente: Los autores

Es lógico pensar que la deflexión máxima ocurrirá en los lados libres, de manera que una simplificación considerable se obtiene al considerar la placa como una viga apoyada en los extremos. Primero plantearemos un DCL:



La carga lineal será:  
 $q = 15,247 \text{ Ton} / 28 \text{ cm}$   
 $q = 0,5445 \text{ Ton/cm}$ .

Figura 38 Diagrama de cuerpo libre

sobre la compuerta de desalojo. Fuente: Los autores

Por condiciones de equilibrio  $F_e = 7,62 \text{ Ton}$ , y  $F_h = 7,62 \text{ Ton}$ .

Ahora calcularemos el momento flexionante, haciendo un corte a la derecha del apoyo C:

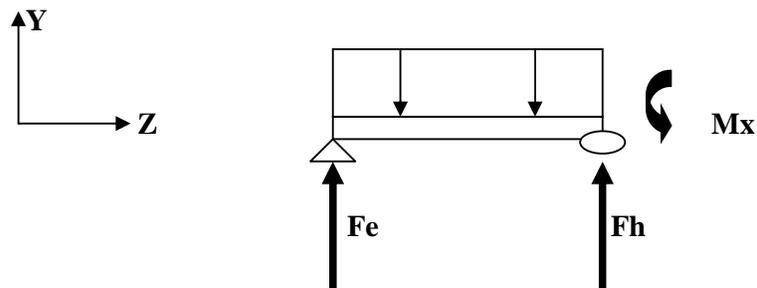


Figura 39 Diagrama de fuerzas sobre cara inferior Fuente: Los autores.

$$M = \frac{q \cdot x}{2} (l - x) \dots\dots\dots(49)$$

Además de acuerdo a la definición matemática para la deflexión se sabe que:

$$M = E.I.v'' = \frac{q \cdot x}{2} (l - x) \dots\dots\dots(50)$$

Integrando un par de veces se tiene lo siguiente:

$$v'' = \frac{1}{E.I} \left( \frac{q \cdot x}{2} (l - x) \right) \dots\dots\dots(51)$$

$$v' = \frac{q \cdot x}{24.E.I} (2.l \cdot x^2 - x^3 - l^3) \dots\dots\dots(52)$$

$$v = y_{\max} = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384.E.I} \dots\dots\dots(53)$$

Partiendo de un valor para la deflexión permitida de 1 mm, se obtiene la inercia deseada:

$$y_{\max} = 0,1cm.$$

$$I = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384.E \cdot y_{\max}} = 20,35cm^4 \dots\dots\dots(53)$$

Si se sigue el procedimiento del caso anterior, aplicando las ecuaciones 13 y 14 para despejar la inercia requerida por la sección.

Tabla 12 Resultados de los cálculos de refuerzos para la compuerta de desalojo. Fuente: Los autores

Número de refuerzos seleccionado	3	
Dimensiones del refuerzo	Área:	4,48
	Inercia	6,31 cm <sup>4</sup>
	Dimensión	40x40x6 mm
	Ci.:	1,17 cm.
Espesor de la lámina	2 mm.	
Inercia de la configuración	23,16 cm <sup>4</sup>	

Si consideramos que éste valor esta por encima del mínimo necesario, podemos pensar que esta es una excelente combinación de dimensiones.

Para ilustrar el resultado se presenta la siguiente figura:

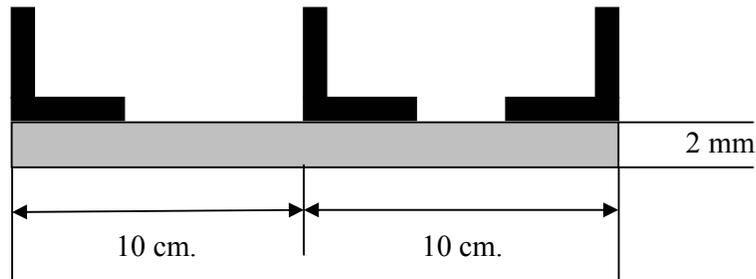


Figura 40. Disposición de ángulos y lámina para la pared superior. Fuente: Los autores.

Visto el análisis de las caras superior e inferior de la cámara de compactación, dimensionaremos ahora las paredes laterales.

### 3.2.7.3 Cálculo del espesor de las caras laterales de la cámara de compactación

Estas dos caras están ubicadas perpendicularmente al eje Z del sistema de referencia que se ha venido empleando desde el inicio. En vista de que las dimensiones y características de sujeción de estas placas son idénticas, se realizará un solo cálculo de espesor para las dos. Las condiciones de contorno presentadas implican el estudio para una placa rectangular con dos lados fijos contiguos, un lado libre y un lado articulado, sometida a una carga uniformemente distribuida. En la figura siguiente se muestra la cara BDFG, la otra cara paralela a esta es la ACHG.

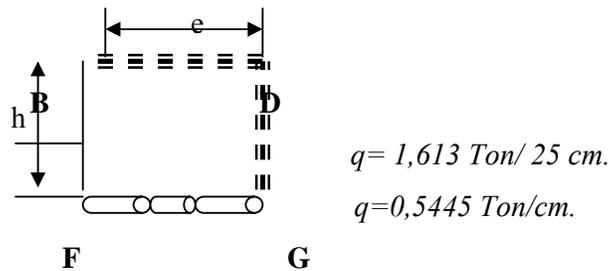


Figura 41 Diagrama de las caras laterales de la cámara de compactación. Fuente: Los autores.

Según se observa en la figura el lado más propenso a desarrollar la mayor deflexión, es el lado libre, el cual esta apoyado en un extremo y empotrado en otro. Se plantea entonces un DCL, tomándose en lo sucesivo el convenio de signo siguiente: Momentos en sentido antihorario son positivos, Reacciones hacia arriba son positivas, deflexiones hacia abajo son negativas.

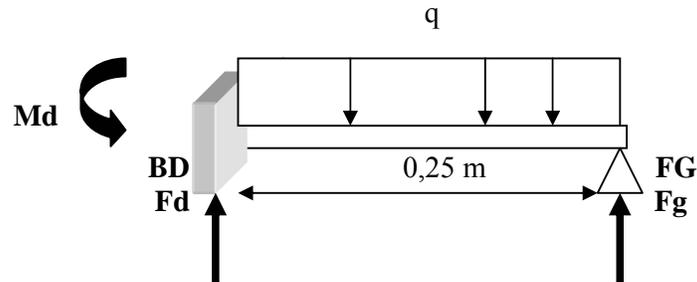


Figura 42 Diagrama de fuerzas de las caras laterales. Fuente: Los autores.

De acuerdo a las condiciones de equilibrio de fuerzas y a las expresiones del anexo N° 5, se tiene que:

$$Md = \frac{q \cdot l^2}{3} = 1,13 \text{Ton} \cdot m$$

$$Fz = 13,61 \text{Ton}$$

$$Fd = \frac{5 \cdot q \cdot l}{8} = 8,51 \text{Ton}$$

$$Fg = \frac{3 \cdot q \cdot l}{8} = 5,10 \text{Ton}$$

Haciendo un corte a la derecha del empotramiento se calculará ahora el momento flexionante:

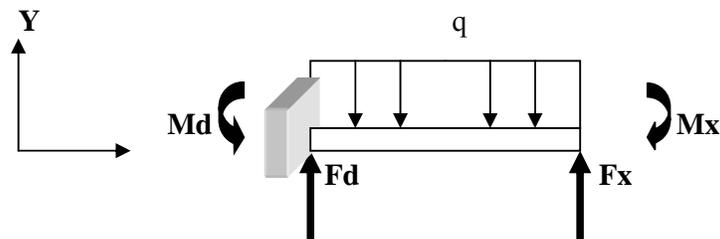


Figura 43 Esquema de un corte en la viga estudiada. Fuente: Los autores

$$M = \frac{q}{8}(4x^2 + 5lx - l^2) \dots\dots(54)$$

Ahora se procederá a integrar un par de veces para obtener la expresión de la deflexión máxima:

$$v'' = \frac{M}{E.I} \dots\dots(55); \quad v' = \frac{q.x^2}{48.E.I}(l-x)(2x-3l) \dots\dots(56)$$

$$v = y \max = \frac{ql^4}{185E.I} \dots\dots(57)$$

En este caso al igual que los anteriores se tomará el valor de deflexión permitida de -0.1cm.

$$I = \frac{q.l^4}{185.E.y \max} = 5,37cm^4 \dots\dots(58)$$

Conocido este valor para la inercia, se puede proceder a escoger una combinación de elementos estructurales (ángulos y láminas) que permitan satisfacer las condiciones de rigidez exigidas. Dicha inercia se encontrará a partir de la fórmula empleada en casos anteriores.

Tabla 13. Resultado del cálculo de los refuerzos de las caras laterales. Fuente: Los autores

Número de refuerzos seleccionado	3	
Dimensiones del refuerzo	Área:	1,74 cm <sup>2</sup>
	Inercia	1,4 cm <sup>4</sup>
	Dimension	30x30x3 mm
	Ci.:	0,85 cm.
Espesor de la lámina	2 mm.	
Inercia de la configuración	5,52cm <sup>4</sup>	

Para esquematizar la combinación de elementos estructurales seleccionados se presenta la siguiente figura.

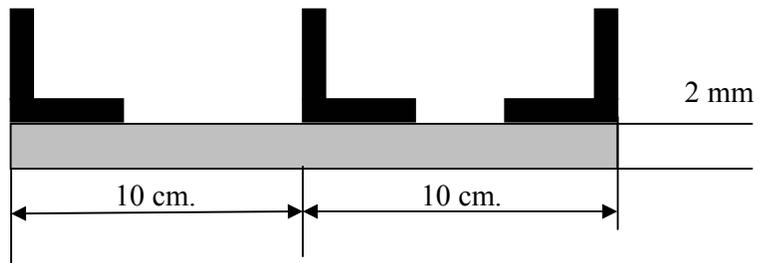


Figura 44 Disposición de ángulos y lámina para las paredes laterales. Fuente: Los autores.

La combinación encontrada cumple con los requisitos de rigidez exigidos.

#### 3.2.7.4 Cálculo del espesor de la cara posterior de la cámara de compactación: fondo.

Esta cara está empotrada en tres lados contiguos, con un cuarto lado libre. Presentando una carga máxima uniformemente distribuida de 40 Ton.

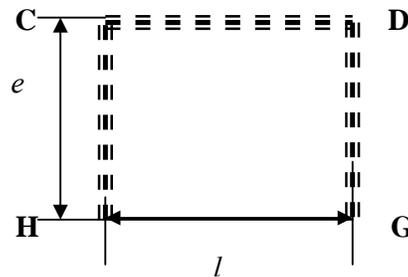


Figura 45 Diagrama de la cara posterior. Fuente: Los autores.

La disposición y las condiciones de funcionamiento indican que el lado más propenso a presentar la mayor deflexión es el lado libre, por lo tanto el tratamiento que se hará es el de una viga empotrada en ambos extremos.

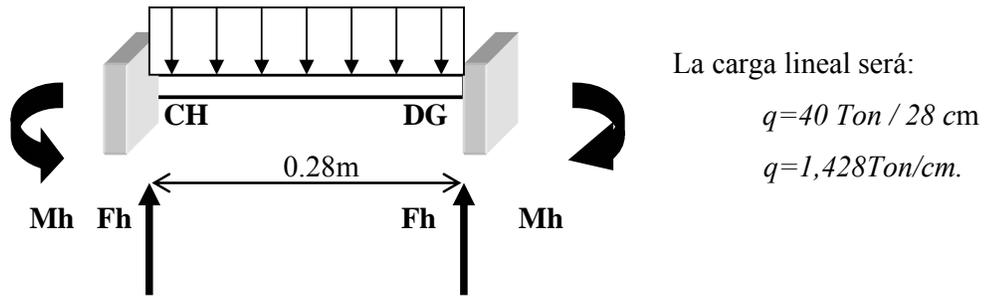


Figura 46 Diagrama de fuerzas sobre la cara posterior. Fuente: Los autores.

Por condiciones de equilibrio y empleando las expresiones del anexo 5 se tiene que.

$$q = \frac{F_y}{l} \dots\dots(45) \quad Fh = \frac{q.l}{2} \dots\dots(46)$$

$$Fh = 20 \text{Ton}$$

$$Mh = \frac{q.l^2}{12} \dots\dots(47)$$

Ahora se calculará el momento flexionante, haciendo un corte en la placa a una distancia “x” a la derecha del empotramiento “a”:

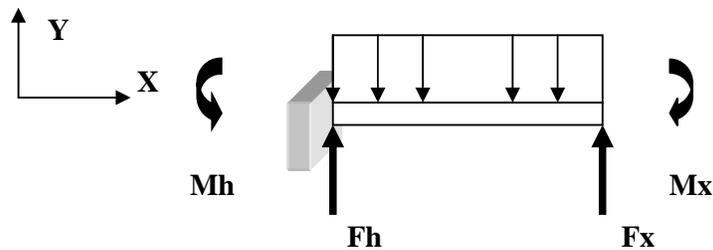


Figura 47 Esquema de una sección realizada en la viga. Fuente: Los autores

Para las condiciones de carga a las cuales está sometida la pared en estudio, la deflexión máxima viene dada por la ecuación 48, según anexo 5.

También se debe mencionar que la deflexión máxima que se permitirá es de 1 mm, el cual es un valor aceptable. El módulo de elasticidad del acero ASTM A 36, es el mismo que se ha empleado en todos los cálculos previos.

$$v = y_{\max} = -1.0\text{mm} = -0.1\text{cm}$$

$$E = 210\text{Gpa} = 2.140,67 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

En definitiva:

$$I = \frac{q.l^4}{384.E.y_{\max}} \dots\dots\dots I = 10,67\text{cm}^4 \dots\dots\dots (59)$$

Ahora, siguiendo el mismo procedimiento que se ha venido desarrollando, podremos establecer una combinación adecuada de elementos de acero.

Tabla 14 Combinación de elementos estructurales para la estructura de la pared posterior. Fuente: Los autores.

Número de refuerzos seleccionado	3	
Dimensiones del refuerzo	Área:	3,87 cm <sup>2</sup>
	Inercia	4,13 cm <sup>4</sup>
	Dimensión	35x35x6 mm
	Ci.:	1,18 cm.
Espesor de la lámina	2 mm.	
Inercia de la configuración	12,41 cm <sup>4</sup>	

A efectos de visualizar la selección se presenta la siguiente figura:

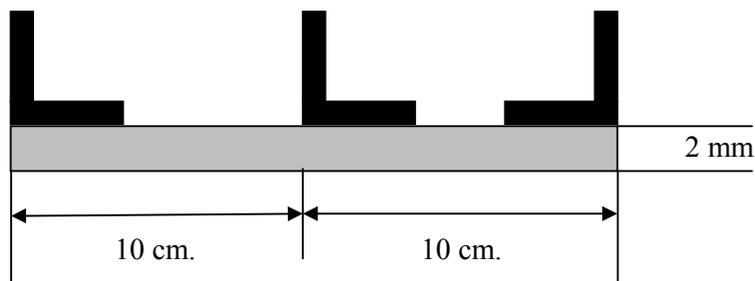


Figura 48 Disposición de ángulos y lámina para la pared posterior. Fuente: Los autores.

Una vez estudiadas todas las paredes de la cámara de compactación se puede observar que los refuerzos seleccionados tienen distintas dimensiones, sin embargo, para ahorrar material es factible sobredimensionar toda la estructura

empleando el ángulo de mayor inercia, evitando que se desperdicie material. Por ello toda la estructura de la cámara de compactación se reforzará con ángulos 40x40x6 mm.

Para finalizar, se presenta el siguiente resumen de las paredes de la cámara de compactación, identificadas con sus respectivas letras de designación.

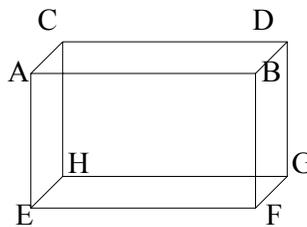


Figura 49 Ubicación de las paredes de la cámara de compactación. Fuente: Los autores.

Cara ABCD: Lámina de 2 mm de espesor. / 4 ángulos 40x40x6 mm.

Cara BDFG: Lámina de 2 mm de espesor. / 3 ángulos 40x40x6 mm.

Cara CAEH: Lámina de 2 mm de espesor. / 3 ángulos 40x40x6 mm.

Cara EHFG: Lámina de 2 mm de espesor. / 3 ángulos 40x40x6 mm.

Cara CAEH: Lámina de 2 mm de espesor. / 3 ángulos 40x40x6 mm.

3.2.7.5 Dimensionamiento de bisagra y pasador pivote para la compuerta de desalojo.

El pasador que se empleará, será un pasador suelto, que permita la movilidad de las partes unidas.

En el siguiente dimensionamiento lo que se desea es determinar el diámetro del pasador, en el entendido de que la longitud y la fuerza que este va a soportar son conocidos como datos del diseño.

Para tener claridad del procedimiento vemos gráficamente lo siguiente:

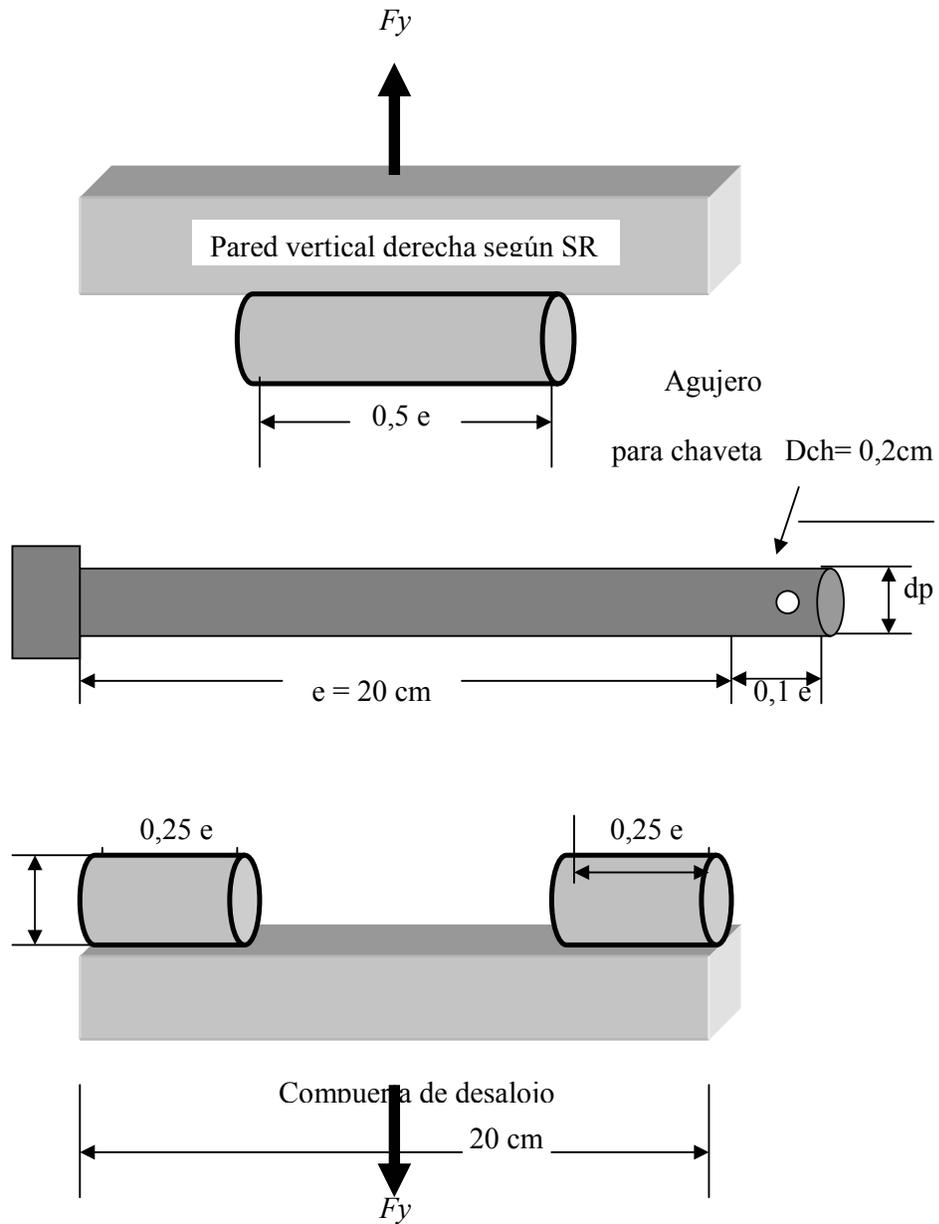


Figura 50 Pasador y bisagra para la compuerta de desalojo. Fuente: Los autores

Una vez estudiada la geometría anterior, es conveniente realizar un diagrama de cuerpo libre, a partir del cual encontraremos los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Se sabe que la fuerza máxima que puede ejercer la paca de latas sobre la compuerta de desalajo, es  $F_y = 1,247 \text{ Ton}$ .

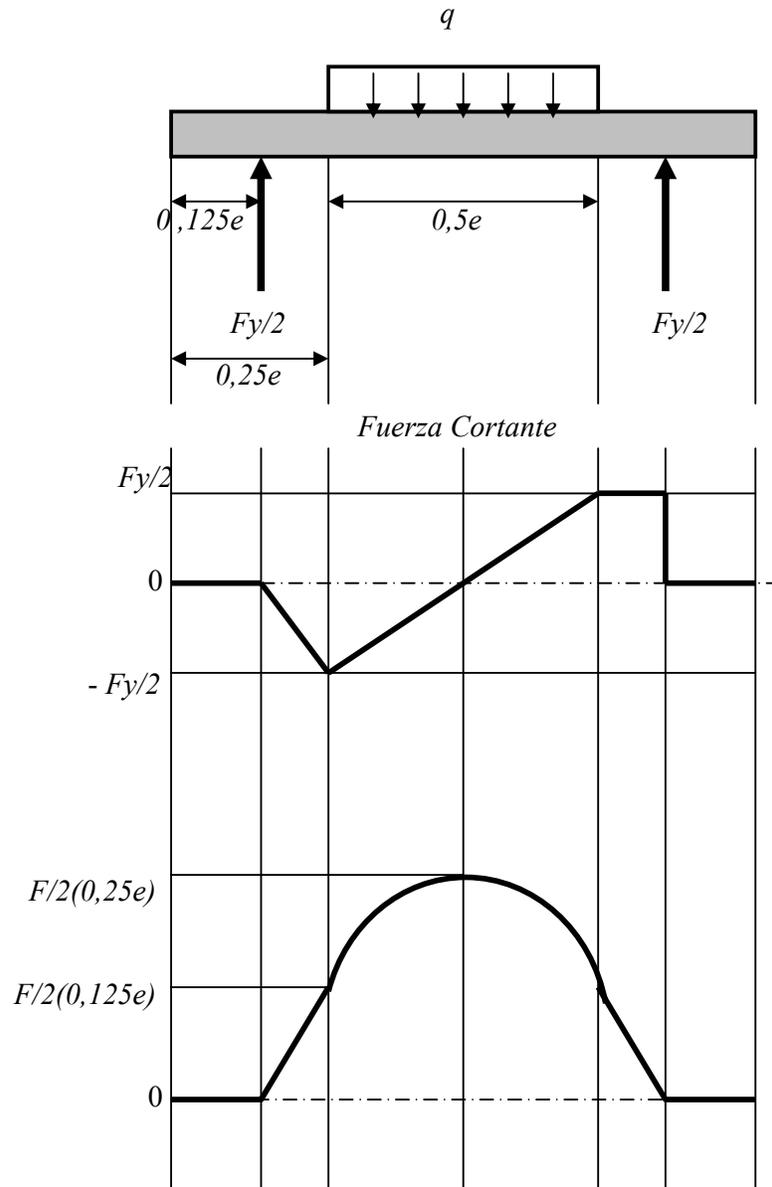


Figura 51 Diagramas de momento flector y fuerza cortante

sobre el pasador de la compuerta de desalojo. Fuente: Los autores

La dimensión  $e$  se refiere al espesor de la paca de latas de aluminio, que es en este caso igual a 20 cm, por lo tanto:

$$0,125 e = 2,5 \text{ cm.}$$

$$0,25 e = 5 \text{ cm.}$$

$$0,375 e = 7,5 \text{ cm.}$$

$$0,5 e = 10 \text{ cm.}$$

$$0,75 e = 15 \text{ cm.}$$

$$0,875 e = 17,5 \text{ cm.}$$

La carga  $q$ , corresponde a:  $q = F/0,5e = 1,52 \text{ Ton/cm.}$

La Bisagra estará fabricada de acero ASTM A 36, el cual tiene un valor de resistencia a la fluencia mínima por tensión de  $S_y = 36 \text{ kpsi}$ , o lo que es lo mismo,  $S_y = 2.5213,75 \text{ Ton/m}^2$ . Los pasadores normalizados (no tratados) tienen una resistencia a la fluencia dos veces mayor que el valor anterior, por lo tanto es el material de la bisagra el que limita la carga del pasador.

Se tomará un factor de seguridad de 1.2, porque el pasador no genera peligro sobre personas y tampoco genera daños considerables en el equipo si llegara a fallar. También se especificara un Acero ASTM A 325 (ver anexo 6) cuyo esfuerzo de fluencia es 64,628 toneladas por metro cuadrado. La razón por la cual se escoge este acero, es porque el pasador estará sometido a fricción intensa y periódica, por lo que el acero ASTM A 36, no soportará un número elevado de ciclos sin producir desgaste. Se calculará el diámetro mínimo del pasador, para la compuerta de desalojo. La ecuación siguiente se basa en la referencia bibliográfica 8, específicamente: “Diseño de pasadores sueltos”.

$$\frac{\pi.(D_{pas})^2}{4} = \frac{F_y.S}{\tau \text{ max}} \dots\dots\dots(60)$$

$$D_{pas}^2 = \frac{4.F_y.S}{\pi.(\tau \text{ max})} = \frac{4(15,24\text{Ton})(1,2)}{\pi(64,628 \frac{\text{Ton}}{\text{m}^2})} = 5/8 \text{ Pulg} = 17\text{mm}$$

Ahora verificaremos el diámetro anterior, calculando el valor de la deflexión que ocurrirá, y comparando este con el criterio de diseño:

Tomando en cuenta la ecuación 57, se puede obtener una deflexión máxima como sigue:

$$y_{\max} = \frac{ql^4}{185EI} \dots\dots\dots(57)$$

$$y_{\max} = \frac{\left(1,52 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}\right)(20\text{cm})^4}{185 \cdot (2.140,67 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}) \frac{\pi \cdot (17\text{cm})^4}{64}} = 6,5 \times 10^{-5} \text{ cm.}$$

El valor de deflexión máxima es excelente porque satisface las condiciones de rigidez del sistema.

En uno de los extremos del pasador, se colocará una cupilla con la finalidad de mantener fija la posición axial del mismo, por lo cual se hace necesario:

- 1.-) Sobredimensionar la longitud del pasador en 2cm.
- 2.-) Perforar un agujero de 0,2 cm de diámetro, a una distancia de 1 cm de la punta del pasador, donde se alojará la chaveta. Se prefiere una chaveta de bronce.

El diámetro interno de la bisagra deberá ser, máximo un milímetro mayor al diámetro del pasador, es decir,  $D_{\text{bis}} = 26 \text{ mm}$ .

La compuerta de desalojo, en vista de que soportará fuerzas muy grandes durante la operación de la máquina, deberá estar fija respecto a un posible movimiento vertical, para ello se le colocarán 2 palancas de cierre, las cuales al igual que el pasador antes dimensionado soportarán la carga vertical del material contra la compuerta de desalojo.

### 3.2.7.6 Diseño del mecanismo de cierre para compuerta de desalojo.

El mecanismo de cierre para la compuerta de desalojo consistirá en una palanca con una ranura circular, apoyada en sentido vertical sobre un dedo o barra circular según el siguiente estudio.

#### 3.2.7.6.1 Cálculo de los dedos de apoyo

Los dedos de apoyo so barras circulares soldadas a la compuerta de cierre, de manera que durante la operación son “abrazados” por la palanca de cierre que a su vez está unida a la pared lateral.

La pieza de cierre estará fabricada a partir de una placa de acero ASTM A 36, de 16 mm de espesor. Se ha seleccionado este espesor porque es el máximo normalizado para el acero ASTM A 36 y en este caso interesa el mayor espesor posible, pues el área de la garganta donde entran los dedos de apoyo debe ser grande para soportar la carga.

La longitud total de los dedos será la suma del espesor de la placa más la distancia de separación desde la pieza hasta la pared lateral, es decir:

$$Lde = Lsep + \Delta lam \dots\dots\dots(61)$$

Donde:  $Lde$  es la longitud de los dedos de apoyo,  $Lsep$  es la separación desde la pieza hasta la pared lateral y  $\Delta lam$  es el espesor de la palanca de cierre.

Ahora bien, el Diagrama de Cuerpo Libre sobre los dedos de apoyo será el siguiente:

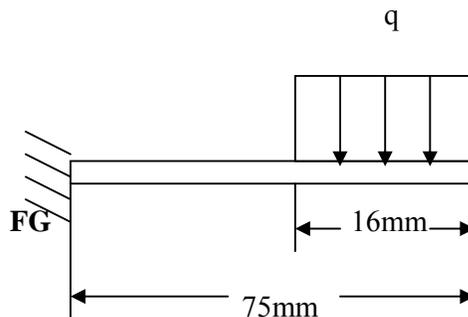


Figura 52 Diagrama de cuerpo libre para los dedos de apoyo. Fuente: Los autores

Nótese que se ha dividido la carga distribuida sobre el dedo entre cuatro, ello debido a que la compuerta de desalojo estará apoyada en un pasador libre EH y en estos dos apoyos que se están dimensionando, los cuales estarán ubicados a lo largo de la arista FG de la figura 26.

Según las tablas de deflexiones en vigas contenidas en el anexo 5, la deflexión en el extremo más alejado de la soldadura será:

$$y_{\max} = \frac{q}{24.E.I} (3.(Lde)^4 - 4.(Lsep)^3.Lde + (Lsep)^4) \dots\dots\dots(62)$$

$$q = \frac{15,24Ton}{1,6cm}$$

$$q = 2,38 \frac{Ton}{cm}$$

De las expresiones anteriores se puede despejar la ecuación correspondiente a la inercia necesaria, para que el apoyo tenga una deflexión máxima en su extremo libre de 1mm.

$$I = \frac{q}{24.E.y_{\max}} (3.(Lde)^4 - 4.(Lsep)^3.Lde + (Lsep)^4) \dots\dots\dots(63)$$

Esta deflexión escogida según el criterio de diseño moderado visto al final del capítulo anterior (ver referencia bibliográfica N°8) es lógica si se toma en cuenta que la máquina debe ser robusta y a la vez no se pueden permitir movimientos relativos entre las piezas, porque ellos originarían la deformación del producto final. Aplicando luego la ecuación 63, se llega a lo siguiente.

$$I = \frac{2,38 \frac{Ton}{cm}}{24 \left( 2.140,67 \frac{Ton}{cm} \right) (0,1cm)} (3(6,6cm)^4 - 4(5cm)^3(6,6) + (5cm)^4)$$

$$I = 2,10cm^4$$

Luego, para una barra circular se sabe que el momento de inercia viene dado por:

$$I = \frac{\pi \cdot (Dde)^4}{64} \dots\dots\dots(64)$$

Todo lo anterior nos conduce a:

$$Dde = 25,5mm = 0,255cm$$

Ahora bien, si consideramos que el material a emplear para fabricar los dedos es el mismo que se ha venido utilizando, es decir, acero ASTM A 36, vemos en el catálogo de productos presentado en el anexo 7 que el valor normalizado del diámetro para barras, es de **25 mm**. Partiendo del valor anterior, podemos pasar a dimensionar la palanca de cierre, para este fin presentamos el siguiente esquema:

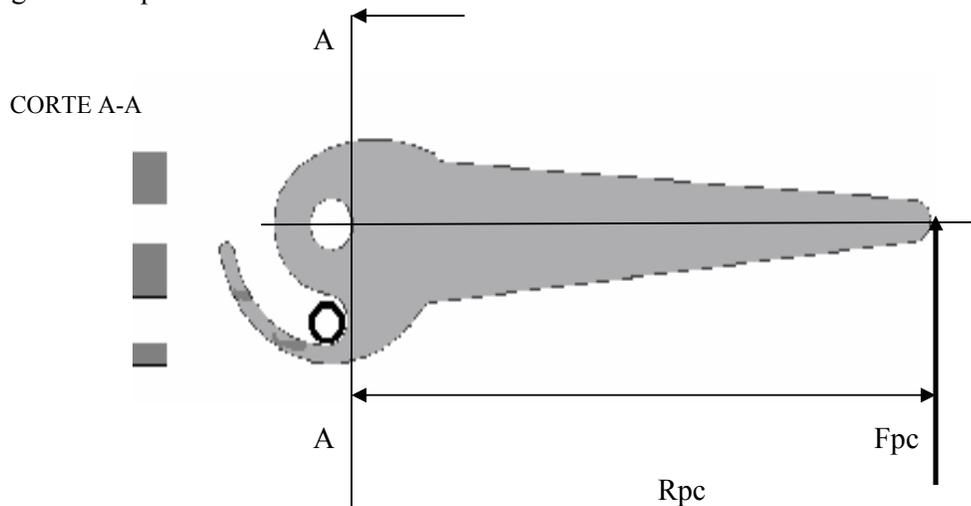


Figura 53 Esquema aproximado de la palanca de cierre. Fuente: Los autores

Se debe mencionar que la pieza empleada en la figura anterior es muy costosa de construir y de geometría complicada, sin embargo se debe mencionar que el otro proceso de fabricación es la fundición, lo cual representa una elevación mucho mayor de los costos de la máquina.

A partir del último esquema se estudian, las dimensiones de la sección o corte realizado:

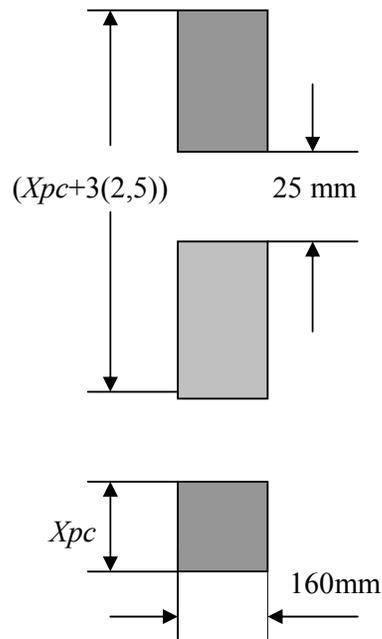


Figura 54 Sección transversal de la palanca de cierre. Corte A-A.

Fuente: Los autores.

Falta por determinar el valor de  $X_{pc}$ , visto en la figura de arriba. Es bueno mencionar que el área de altura  $X_{pc}$ , es la más importante en la pieza, puesto que ella es la que soportará la carga máxima.

El esfuerzo cortante en la sección antes mencionada será, en el caso de la placa de acero ASTM A 36, como sigue:

$$\tau_{per} = 1,5\tau_{max} \dots\dots\dots(65)$$

$$\tau_{per} = 400\text{Mpa} = 4,07 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}$$

$$\tau_{max} = \frac{4,07 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}}{1,5} = 2,71 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}$$

La fuerza máxima que soportará la sección en estudio será, la cuarta parte de la magnitud de la fuerza vertical,  $F_y$ , y esto debido a que cada dedo de apoyo le transfiere dicha carga a la sección. Debe recordarse que la fuerza vertical estará soportada por un pasador libre y el mecanismo o palanca de cierre.

$$F_{\max} = \frac{F_y}{4} = \frac{15,24\text{Ton}}{4} = 3,81\text{Ton}.....(66)$$

Luego, de la definición del esfuerzo máximo, obtenemos el área de la sección en estudio, y posteriormente determinamos el valor de la altura deseada.

$$A = \frac{F_{\max}}{\tau_{\max}} = \frac{3,81\text{Ton}}{2,71 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}} = 1,4\text{cm}^2 = 1,6\text{cm} \times X_{pc}.....(67)$$

$$X_{pc} = 0,875\text{cm}$$

A pesar del valor anterior, el espesor  $X_{pc}$  de la sección más crítica de la palanca, se considerará dos veces mayor al anterior. Ello se hará para evitar que la pieza falle ante un impacto accidental, pues ella es demasiado esbelta.

Entonces:  $X_{pc} = 1,75 \text{ cm}$ .

Lo que resta calcular de la palanca de cierre, es la longitud mínima de ella. Para hacerlo estudiaremos una sencilla ecuación de momento sobre el eje de giro de la palanca, lo cual lleva a:

$$F_{pc}(R_{pc}) = 0,74(2,5)(0,045\text{Ton}) + 0,74(5)(0,045\text{Ton})$$

$$F_{pc}(R_{pc}) = 0,25\text{Ton.cm}$$

$$R_{pc} = \frac{0,25\text{Ton.cm}}{0,01\text{Ton}} = 24,9\text{cm}$$

$$R_{pc} = 25\text{cm}$$

Donde se ha considerado que la máxima fuerza que tendrá que ejercitar el operario es de 0.01 Toneladas, y suponiendo que una vez retirada la fuerza del pistón, la fuerza vertical de la paca de latas sobre la compuerta es de 4.5 veces el peso de dicha paca, es decir 45 Kilogramos aproximadamente. El factor de fricción entre el acero y el acero es de 0.74, según referencia bibliográfica N° 17.

Por tratarse de un cálculo aproximado tomaremos en definitiva que la longitud de la palanca de cierre es de 25 cm.

Por último resta por dimensionar y diseñar los pasadores en los cuales girará la palanca de cierre.

### 3.2.7.6.2 Diseño de los pasadores alrededor de los cuales girarán las palancas de cierre

En vista de que estos pasadores estarán sometidos a las mismas fuerzas que los dedos de apoyo, y tendrán las mismas dimensiones, entonces no es necesario repetir el cálculo, solo se especificarán algunos detalles de la construcción. El siguiente esquema muestra algunos de esos detalles:

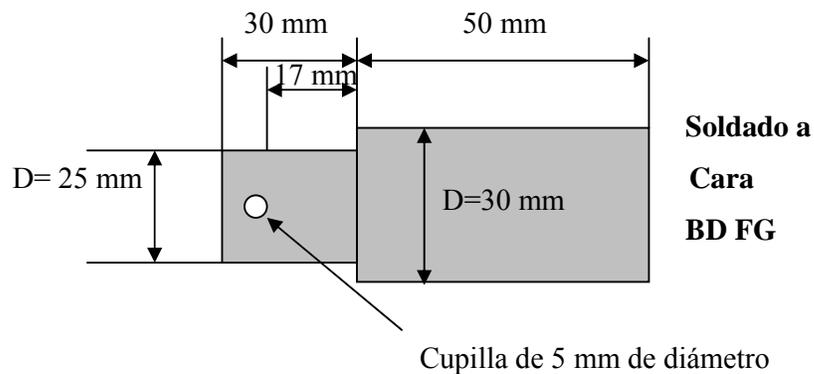


Figura 55 Esquema de pasadores para palanca de cierre. Fuente: Los autores.

Una vez diseñada la cámara de compactación se procederá a realizar el diseño de la estructura que conduce el material hasta ella.

### 3.2.8 Diseño de la precámara de compactación

Ya en este punto se ha estudiado en el capítulo anterior, la función y la descripción de la cámara de compactación, por ello es hora de comenzar a introducir dimensiones y ecuaciones en el estudio.

La longitud de la precámara será la suma de la longitud de la carrera del pistón más la longitud del frente de compactación.

La sección de la precámara será un rectángulo exactamente igual al formado por la sección de la paca de latas de aluminio, es decir, 28 x 25 centímetros.

A continuación se muestra un esquema de la forma prismática genérica que deberá tomar la precámara:

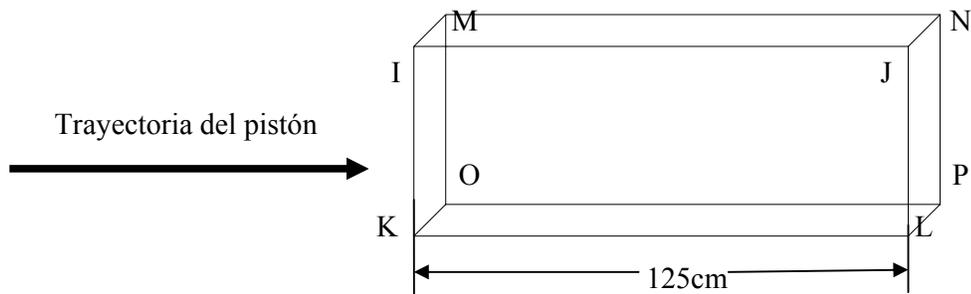


Figura 56 Forma de la precámara de compactación. Fuente: Los autores.

La sección que tendrá la precámara será rectangular, como la que se ve en la siguiente figura:

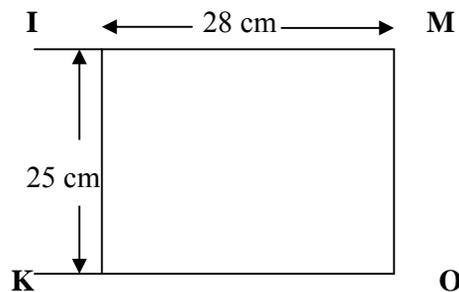


Figura 57 Dimensiones de la sección de la precámara de compactación. Fuente: Los autores.

Una vez estudiados los detalles de las dimensiones y la geometría genérica se procederá a calcular los espesores de las paredes que conforman la precámara de compactación.

### 3.2.8.1 Cálculo del espesor de las paredes laterales de la precámara de compactación.

Las paredes laterales estarán soldadas a la placa inferior, unida por pasadores a la compuerta de suministro de material, empotrada con tornillos a la compuerta de desalojo y libre en los lados MI y NJ, mostrados en la figura siguiente.

Su longitud será de 125 cm, y su altura será de 25 cm.

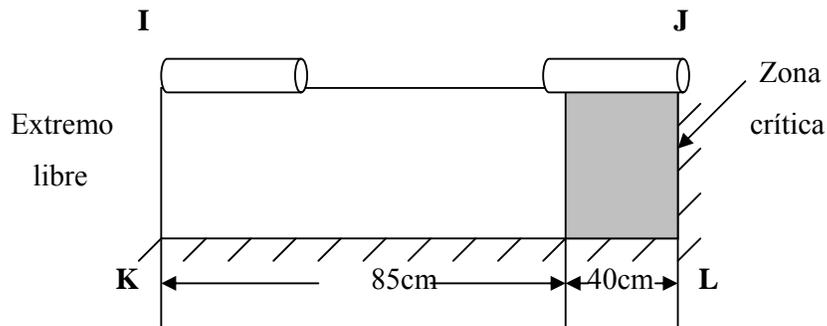


Figura 58 Esquema de las paredes laterales de la precámara de compactación. Fuente: Los autores.

Ahora nos dedicaremos a calcular solo el espesor de pared de los últimos cuarenta centímetros de la precámara, porque estos son los que estarán más sometidos a cargas fuertes.

El tramo de los primeros 85 centímetros, previo a la zona antes mencionada, estarán sometidas a fuerzas despreciables, ello debido a que la mayor parte del movimiento del pistón en esta parte se usa solo para empujar las latas de aluminio, sin que el material empiece a moverse contra las paredes.

Posteriormente, la lámina en toda su longitud se dimensionará con esta medida del espesor máximo de la zona más crítica. Lo anterior permite evitar realizar un empalme con soldadora entre dos láminas diferentes para cada zona diferente de la misma pared. Debe notarse que el perfil triangular de carga, se aproxima de buena forma al aumento que sufre la fuerza sobre la pared lateral

Basado en lo anterior se inicia el siguiente estudio. Nótese que se ha supuesto una carga creciente en dirección paralela a la longitud considerada como

más crítica de la precámara. La carga máxima en el punto N es  $q$ , y representa el efecto de la fuerza en dirección  $z$  del sistema de referencia que se ha venido empleando,  $F_z$ .

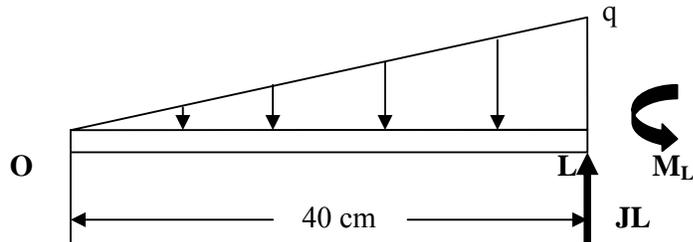


Figura 59 Curva de carga en las paredes laterales. Fuente: Los autores.

Lo anterior es consistente con el hecho de que a medida que el pistón se mueve, va aumentando la resistencia a la deformación presentada por el material, lo cual se traduce en un incremento de la fuerza que ejerce el material sobre las paredes. Esta resistencia del material es muy pequeña en el tramo de los primeros 85 cm aproximadamente, y esta aseveración se desprende de los resultados obtenidos en el experimento realizado en el cálculo de las fuerzas que actúan sobre las paredes de la cámara de compactación, donde se pudo evidenciar que durante el primer tramo de la precámara, la fuerza del pistón se emplea en un acomodamiento de las latas, pues estas no oponen aun resistencia al movimiento, por lo cual no hay fuerzas considerables sobre las paredes.

La fuerza máxima será soportada al final de la precámara, cuando el frente de compactación llegue a una especie de punto muerto donde su desplazamiento ha terminado. El valor de la fuerza será en este punto similar a la carga soportada por las paredes laterales de la cámara de compactación.

Partiendo de la información contenida en la tabla de deflexiones en vigas del anexo 5, y considerando la misma nomenclatura presentada al inicio de este trabajo se llega a:

$$y_{\max} = \frac{q.l^4}{30.E.I} \dots\dots\dots(68)$$

$$q = \frac{Fz}{lcc} = \frac{13,61Ton}{40cm} \dots\dots\dots(69)$$

$$q = 0,34 \frac{Ton}{cm}$$

Luego despejando I, se tiene:

$$I = \frac{q.l^4}{30.E.y_{\max}} \dots\dots\dots(70)$$

En este punto, el criterio de diseño implica un compromiso para el valor máximo de la deflexión de la viga que se estudia. Por un lado este debe ser mínimo para garantizar el alineamiento de los pasadores que van a mantener la compuerta de suministro en su lugar. Por el otro, esta deflexión máxima puede ser tan grande como se desee si se toma en cuenta que no influye de ninguna manera en la forma final del producto, pues el estado final de este lo determina es la cámara de compactación donde las latas quedan confinadas al final del proceso.

Analizado lo anterior parece lógico un valor máximo de la deflexión permitida de 4 mm, el cual mantiene un excelente nivel de rigidez, a la vez que permite que los costos sean adecuados.

Se debe recordar que básicamente la función de la precámara es mantener el material depositado durante la operación, toda vez que este innovador diseño no presenta tolva de almacenaje.

Sustituyendo en la ecuación 52 para este valor de deflexión de 4 mm estimado como adecuado, se llega a:

$$I = \frac{0,34 \frac{Ton}{cm} \times (40cm)^4}{30 \times 2.140,67 \frac{Ton}{cm^2} \times 0,4cm}$$

$$I = 33,88cm^4$$

Al igual que se ha venido haciendo con el resto de la estructura de la cámara de compactación, emplearemos láminas de acero ASTM A-36 y ángulos de alas iguales del mismo material, dispuestos de la manera más adecuada para cumplir con los valores de inercia mínimos obtenidos en el cálculo anterior.

Tabla 15 Elementos estructurales para las paredes laterales de la precámara. Fuente: Los autores

<i>Número de refuerzos seleccionado</i>	3	
<i>Dimensiones del refuerzo</i>	Área	4.48.cm <sup>2</sup>
	Inercia:	6.31 cm <sup>4</sup>
	Ci	1.17 cm
	Dimensiones	40x40x6 mm.
<i>Espesor de la lámina</i>	8 mm.	
<i>Área de la lámina</i>	h.e= 25X0.8=20 cm	
<i>Inercia de la configuración</i>	<b>35.97 cm<sup>4</sup></b>	

Analizando los resultados obtenidos en la tabla previa, nos damos cuenta que la combinación de elementos estructurales garantiza un buen desempeño a nivel de rigidez de la estructura. Para ilustrar el resultado se presenta la siguiente figura:

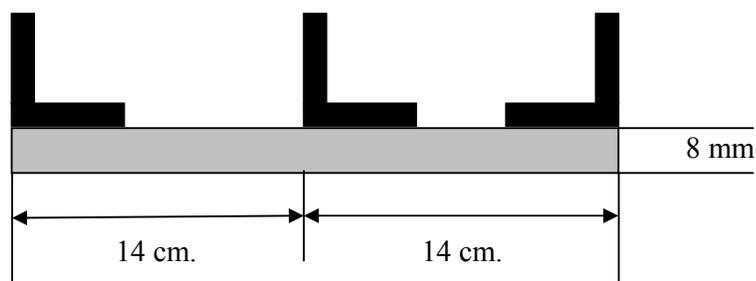


Figura 60 Disposición de ángulos y lámina para las paredes laterales de la precámara. Fuente: Los autores.

Es importante mencionar que estos resultados obtenidos para el tramo más crítico de la estructura, se harán extensivos a lo largo de toda la pared, con la finalidad de garantizar continuidad en el diseño, a la vez que se beneficiará el

carácter robusto de la máquina. Ello no implica un incremento importante en los costos.

### 3.2.8.2 Cálculo del espesor de la pared inferior de la precámara de compactación.

La pared inferior estará soldada a las paredes laterales en los lados largos. En los lados cortos estará apoyada en los soportes de toda la estructura.

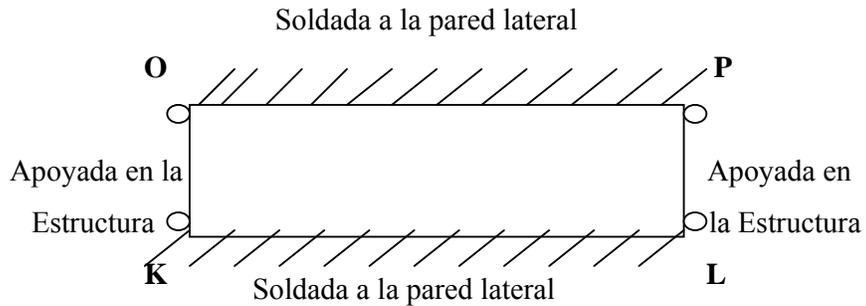


Figura 61 Condiciones de contorno para la pared de fondo. Fuente: Los autores

Debido a la configuración presentada la mayor deflexión posible se presentará en la dirección de los lados cortos, porque éstos están solamente apoyados

Según se muestra en el siguiente diagrama de cuerpo libre:

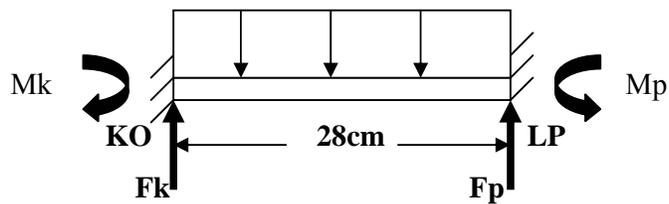


Figura 62 Diagrama de cuerpo libre sobre la pared de fondo. Fuente: Los autores.

Para este caso, según las tablas de deflexiones en vigas contenidas en el anexo 5:

$$y_{\max} = \frac{-\alpha \cdot q \cdot l^4}{E \cdot \Delta I \cdot m^3} \dots\dots\dots(71)$$

Donde se sabe que:

$$q = \frac{Fy}{l \times lcc} \dots\dots\dots(72)$$

$$q = \frac{15,24Ton}{125cm \times 28cm} = 4,35 \times 10^{-3}$$

El coeficiente  $\alpha$  depende de la relación entre las dimensiones de la pared. En este caso del largo de la precámara y el largo de la paca de latas de aluminio:

$$\frac{lcc}{l} = \frac{125cm}{25cm} = 5$$

Entonces vemos que, según las tablas mencionadas previamente:

$$\alpha = 0,028$$

Se considerará que una deflexión máxima de 4mm es aceptable, por ello:

$$\Delta lam \left( \frac{\alpha \cdot q \cdot l^4}{E \cdot y \max} \right)^{\frac{1}{3}}, \Delta lam = \left[ \frac{(0,028) \left( 4,35 \times 10^{-3} \frac{Ton}{cm} \right) (28cm)^4}{\left( 2.140,67 \frac{Ton}{cm^2} \right) (0,4cm)} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(73)$$

Finalmente se obtiene que:

$$\Delta lam = 0,4cm = 4mm$$

Entonces tomaremos como espesor normalizado, la lámina de 4,1 mm de espesor, que nos garantiza las condiciones de rigidez exigidas.

### 3.2.8.3 Cálculo y diseño de la pared superior de la precámara de compactación y compuerta de suministro del material.

En la siguiente figura se muestra la compuerta de suministro y la pared superior.

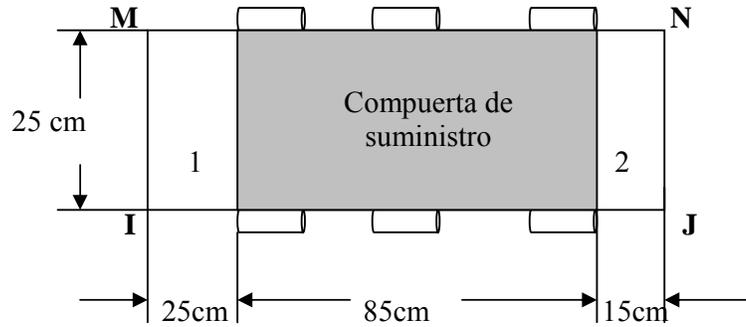


Figura 63 Compuerta de suministro de material. Fuente: Los autores.

Las zonas rayadas ameritan el siguiente estudio particular:

ZONA 1: Esta zona no estará sometida a ningún esfuerzo y servirá para alojar dentro de la precámara al frente de compactación, por ello esta pared estará hecha de lámina de acero ASTM A 36, de 2 mm de espesor, sin poner en tela de juicio la rigidez de la estructura.

ZONA 2: Esta zona es la más crítica de la pared superior por ende la dimensionaremos para soportar una fuerza máxima igual a la fuerza máxima soportada por la pared superior de la cámara de compactación. Recuérdese que esta zona deberá ser la más robusta porque cuando el material llega a ella, éste se encuentra fluyendo hacia las paredes con la mayor fuerza de toda la carrera de compactación.

En la interfaz donde se unen la precámara con la cámara, la fuerza será igual para ambas estructuras, ya que estarán unidas por tornillos.

La placa de acero con la cual se construirá la estructura de la zona 2, estará soldada a las paredes laterales en sus lados cortos, mientras tanto un lado largo irá unido por pernos a la cámara de compactación. El otro lado largo estará libre y colindará con la compuerta de suministro.

A continuación presentamos un diagrama de cuerpo libre:

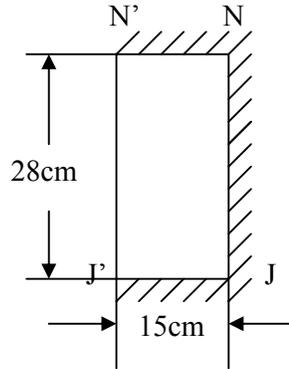


Figura 64 Condiciones de contorno para la zona 2. Fuente: Los autores

La deflexión máxima ocurrirá solo en la dirección de mayor longitud, en el lado libre, luego considerando la placa como una viga empotrada en ambos extremos, se tiene:

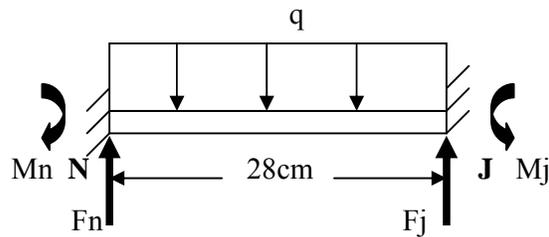


Figura 65 Diagrama de cuerpo libre sobre la pared correspondiente a la zona 2. Fuente: Los autores

Según las tablas de deflexiones en vigas encartadas en el anexo 5 se tiene que:

$$y_{\max} = \frac{-qL^4}{384.EI} \dots\dots(48)$$

En este caso la deflexión máxima permitida será de 1mm, porque se necesita una pared robusta, que no se desalinee de la compuerta ni doble los pasadores, es decir mantenga siempre su trayectoria en presencia de carga o no. Si se despeja entonces de la expresión anterior la inercia I:

$$I = \frac{q.l^4}{384.E.y \max} \dots\dots(59) \quad q = \frac{Fy}{l} = \frac{15,24Ton}{28cm} = 0,54 \frac{Ton}{cm} \dots\dots(74)$$

$$I = \frac{\left(0,54 \frac{Ton}{cm}\right)(28cm)^4}{384\left(2.140,67 \frac{Ton}{cm^2}\right)(0,1cm)} = 4,07cm^4$$

Nótese que según el convenio que se ha venido empleando el signo de la deflexión es negativo.

Se empleará una lámina de acero de 4 mm de espesor y dos ángulos de 30x30x3 mm, según la siguiente tabla.

Tabla 16 Combinación de elementos estructurales para el caso de la zona 2 de la precámara.  
Fuente: Los autores.

<i>Número de refuerzos seleccionado</i>	2	
<i>Dimensiones del refuerzo</i>	Área	1,74 cm <sup>2</sup>
	Inercia:	1,4 cm <sup>4</sup>
	Ci	0,74 cm
	Dimensiones	30x30x3 mm.
<i>Espesor de la lámina</i>	3 mm.	
<i>Área de la lámina</i>	h.e= 11,2 cm <sup>2</sup>	
<b><i>Inercia de la configuración</i></b>	<b>4,36 cm<sup>4</sup></b>	

De acuerdo a los resultados vistos en la tabla anterior se puede ver que la combinación de ángulos y láminas garantiza buena rigidez en la estructura.

Para ilustrar el resultado se presenta la siguiente figura:

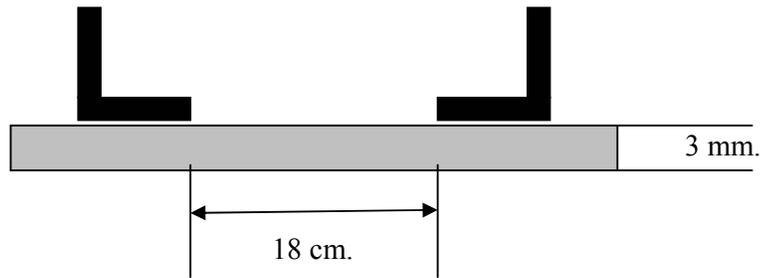


Figura 66 Combinación de elementos estructurales para el caso de la zona 2 de la precámara.  
Fuente: Los autores.

### 3.2.9 Diseño de la compuerta de suministro de material

La geometría y dimensiones de la compuerta de suministro de material son como sigue. La zona sombreada es la más crítica en cuanto a carga soportada se refiere.

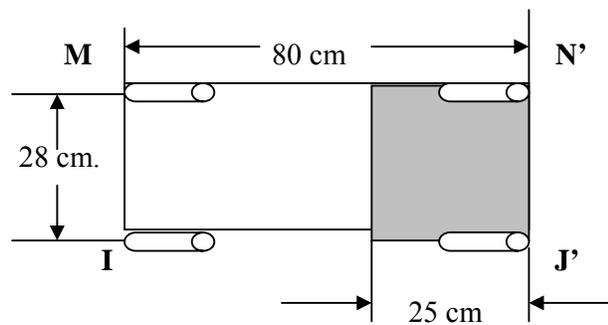


Figura 67 Esquema de la compuerta de suministro de material. Fuente: Los autores

Sus dimensiones serán lo más amplias posibles, con la finalidad de facilitar el suministro del material, de manera que este proceso se lleve a cabo de la manera más cómoda y rápida para el operario.

El pasador sometido a la mayor fuerza cortante será el más cercano a la cámara de compactación, por ello suponiendo un perfil de carga creciente según la longitud más larga de la compuerta, se tiene el siguiente diagrama de cuerpo

libre. Nótese que se estudia al igual que en casos anteriores la parte de la pared superior que esta sometida a la mayor fuerza, es decir los últimos 40 cm. Se ha considerado que la fuerza ejercida en la restante superficie de la pared superior es despreciable, puesto que el material todavía no alcanzado la densidad suficiente como para producir una carga fuerte contra las paredes de la precámara.

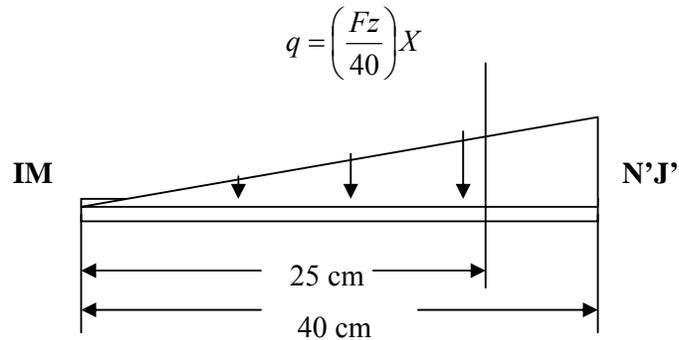


Figura 68 Condiciones de carga sobre la compuerta de suministro. Fuente: Los autores.

Se nota en la figura anterior que la carga máxima a la que estará sometida la compuerta de suministro de material será la correspondiente a  $X=25$  cm, para lo cual se tiene que:

$$q = \left( \frac{15,24Ton}{40} \right)$$

$$q = 0,381 \frac{Ton}{cm}$$

El valor de la carga máxima que soportará la compuerta será de 0,381 Toneladas por centímetro. Se debe ahora encontrar la expresión correspondiente a la deflexión máxima que podrá sufrir ésta, lógicamente ello ocurrirá entre los dos apoyos, que han sido colocados en el siguiente diagrama de cuerpo libre como reacciones  $F_n$  y  $F_n'$ , los cuales en realidad son pasadores.

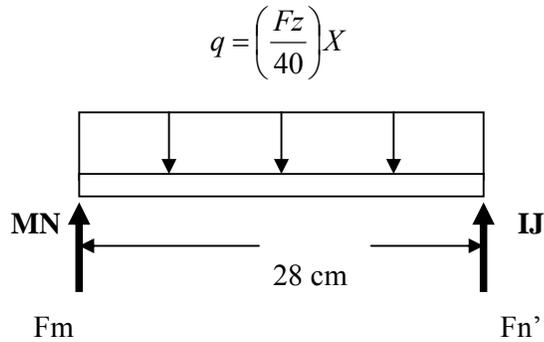


Figura 69 Diagrama de cuerpo libre sobre la compuerta de suministro. Fuente: Los autores.

Para las condiciones de carga mostrada, y según las tablas de deflexiones en vigas contenidas en el apéndice, se tiene lo siguiente:

$$y_{\text{máx}} = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots \dots \dots (53)$$

En este punto es bueno considerar que un factor en contra es el desalineamiento de los pasadores que mantendrán en su posición la compuerta. Obviamente un cambio en la posición de algunas de las piezas sometidas a movimiento relativo (en este caso la compuerta y las paredes laterales), ocasionará que los pasadores una vez dislocados no vuelvan a su sitio, cosa que impedirá el cierre y apertura de la compuerta.

Basado en el estudio anterior, un valor adecuado para la máxima deflexión permitida en esta compuerta de suministro de material será de 1 mm, considerando que el mecanismo de cierre así como los pasadores serán diseñados con cierta holgura para disminuir la fricción. Entonces:

$$I = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot y_{\text{máx}}} = \frac{5 \left( 0,381 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}} \right) (28\text{cm})^4}{384 \left( 2.140,67 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right) (0,1\text{cm})} = 14,24\text{cm}^4$$

Para tener un buen diseño la compuerta debe soportar la carga sin reflectarse en exceso y liviana al mismo tiempo para comodidad del operario, por ello la combinación de elementos estructurales que emplearemos es la de lámina

de acero del menor espesor posible y ángulos de refuerzo de alas iguales, de manera que se vea satisfecha la inercia mínima que debe tenerse.

Se presenta la siguiente tabla con información referida a los elementos estructurales y sus dimensiones:

Tabla 17 Combinación de elementos para la estructura de la compuerta de suministro. Fuente: Los autores

<i>Número de refuerzos seleccionado</i>	3	
<i>Dimensiones del refuerzo</i>	Área	2,67 cm <sup>2</sup>
	Inercia:	2,95 cm <sup>4</sup>
	Ci	1,04cm
	Dimensiones	35x35x4 mm.
<i>Espesor de la lámina</i>	3 mm.	
<i>Área de la lámina</i>	h.Δ= 80X0,3=24 cm <sup>2</sup>	
<i>Inercia de la configuración</i>	<b>15,52 cm<sup>4</sup></b>	

Si se observan los resultados obtenidos, se puede llegar a la conclusión que la combinación encontrada de elementos estructurales (ángulos y láminas) es bastante buena, al punto de que brinda un 8 % adicional de inercia a toda la combinación, en beneficio de la rigidez de la estructura.

Para ilustrar el resultado se presenta la siguiente figura:

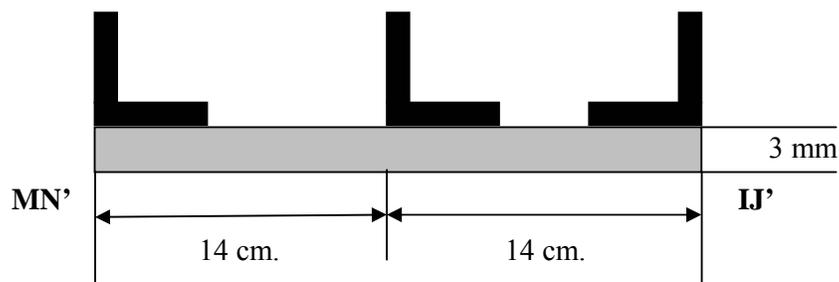


Figura 70 Combinación de elementos para la estructura de la compuerta de suministro. Fuente: Los autores

Es importante mencionar que el material es desplazado en el interior de la máquina gracias a la acción del frente de compactación, el cual a su vez es empujado por el sistema cilindro pistón.

La compuerta de suministro de material girará alrededor de pasadores fijos, los cuales se dimensionan a continuación.

### 3.2.9.1 Dimensionamiento de pasadores sueltos para la compuerta de suministro de material.

Para incrementar la rigidez del sistema se ha decidido colocar dos pasadores, los cuales son todos iguales calculados según la condición del que está colocado en la ubicación más crítica.

La figura 49, muestra esquemáticamente las características del pasador. El que aquí se empleará es del mismo material y de las mismas dimensiones que el que se empleó en la compuerta de desalojo. La justificación de ello está en el hecho de que se sobredimensiona el pasador pero se ahorra material, ya que se eliminan los desperdicios que pudieran originarse al comprar un material diferente para cada elemento.

Para calcular la fuerza a la cual está sometida el pasador antes mencionado, se supondrá que la fuerza sobre toda la pared superior disminuye linealmente según:

$$F_{pas} = \left( \frac{F_y}{125cm} \right) x \dots \dots \dots (74)$$

La ubicación del pasador corresponde según los esquemas previos a  $x=110$  cm, lo cual conduce a:

$$F_{pas} = \left( \frac{15,24Ton}{125cm} \right) 110cm = 13,41Ton$$

El ensamble de bisagra y pasador será como el que se muestra en la figura 66.

Partiendo de resultados y cálculos previos (véase cálculo del pasador de la cámara de compactación), se tiene que:

Dpas: 16 mm,  
Longitud del pasador: 20 cm.

El tipo de bisagra es la misma que se ha empleado en la cámara de compactación, específicamente en la compuerta de desalojo.

### 3.2.10 Diseño del frente de compactación

Es bueno conocer en detalle a que se le llama frente de compactación. Básicamente y dicho de manera sencilla es la placa o pared que va acoplada en el extremo del pistón, adquiriendo el movimiento lineal de éste, con la finalidad de suministrar energía al conjunto de latas en proceso de compactación, de manera que este debe estar dimensionado para soportar la carga máxima para la cual se esta diseñando, es decir, 40 Toneladas.

Ahora bien, en la siguiente figura se mostrará una vista frontal del frente de compactación, con la finalidad de percibir las dimensiones y algunos detalles que se deben manejar en el diseño.

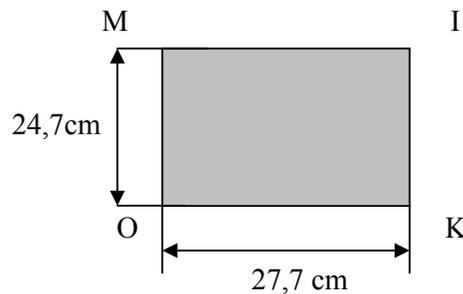


Figura 71 Área rectangular del frente de compactación.

Fuente: Los autores

El frente de compactación deberá desplazarse horizontalmente en la dirección según la cual se mueve el pistón del mecanismo hidráulico. Dicho desplazamiento habrá de realizarse dentro de la precámara y la cámara de

compactación, con una holgura de 3mm para lograr la libertad de movimiento. Es así como las dimensiones pasan de 280 mm a 277 mm y de 250 mm a 247 mm.

Sin embargo es importante lograr que la lámina que se designe para el frente de compactación se mantenga siempre vertical, es decir, que no experimente ningún viraje o inclinación respecto al punto de unión con el extremo del pistón.

Se desea evitar el movimiento de los vértices de la placa respecto al extremo del pistón, para ello se colocarán barras circulares soldadas desde el extremo del pistón hasta cada esquina del rectángulo representado por el frente de compactación.

Lo anterior implica la presencia de cuatro fuerzas iguales, ubicadas en cada esquina de la placa, lo cual equivale a colocar dos fuerzas iguales en los extremos del lado de mayor longitud de la lámina.

El convenio de signo para el estudio es el mismo empleado en las demás secciones anteriores.

Por simplificación aproximaremos el análisis de la placa al de una viga apoyada en los extremos con una carga máxima uniformemente distribuida de 40 Toneladas.

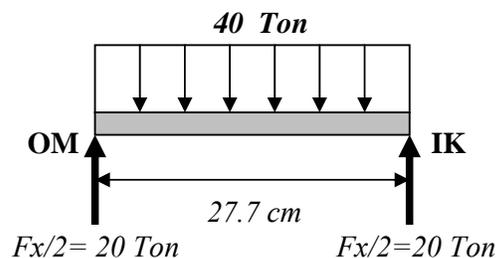


Figura 72 Diagrama de cuerpo libre sobre el frente de compactación. Fuente: Los autores.

Aprovechando resultados previos obtenidos durante el dimensionamiento de la cámara de compactación, se tiene que para las condiciones de carga antes descritas:

$$y_{\text{máx}} = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots\dots\dots(53) \quad y_{\text{máx}} = 0,1 \text{ cm}$$

$$I = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot y_{\text{máx}}} \dots\dots\dots(53.1) \quad E = 2.140,67 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}$$

$$l = 27,7 \text{ cm}$$

$$q = \frac{40 \text{ Ton}}{27,7 \text{ cm}} = 1,44 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}$$

$$I = 51,56 \text{ cm}^4$$

Para satisfacer este valor mínimo del momento de inercia que garantice la rigidez del sistema, se empleará la siguiente combinación de elementos estructurales:

- Láminas de acero ASTM A 36.
- Ángulos de alas iguales de acero ASTM A 36.

Tabla 18 Combinación de elementos estructurales para el frente de compactación. Fuente: Los autores

<i>Número de refuerzos seleccionado</i>	4	
<i>Dimensiones del refuerzo</i>	Área	2.67 cm <sup>2</sup>
	Inercia:	11 cm <sup>4</sup>
	Ci	1.5 cm
	Dimensiones	50x50x5 mm.
<i>Espesor de la lámina</i>	3 mm.	
<b><i>Inercia de la configuración</i></b>	<b>56.1 cm<sup>4</sup></b>	

Comparando el resultado obtenido con el exigido, se puede concluir que se ha encontrado una estupenda combinación de elementos.

Ahora bien, es conveniente mostrar gráficamente un perfil según el cual se muestre la forma como irán dispuestos los ángulos soldados sobre la lámina.

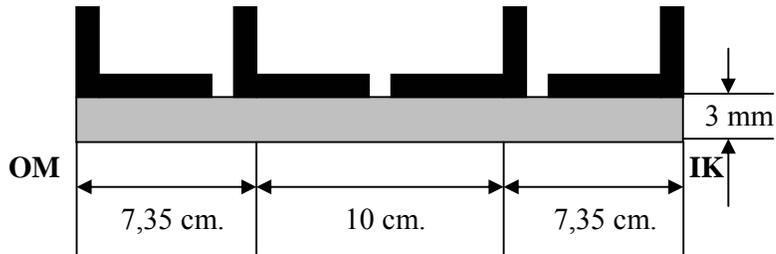


Figura 73 Disposición de ángulos para el frente de compactación. Fuente: Los autores

El frente de compactación irá unido al pistón, por medio de cuatro barras circulares que se dimensionarán más adelante. Dimensionaremos ahora las barras que unen el extremo del pistón con el frente de compactación.

Siguiendo la secuencia de la figura 71 se tiene que la disposición de los elementos implicados en el estudio a realizar es la siguiente.

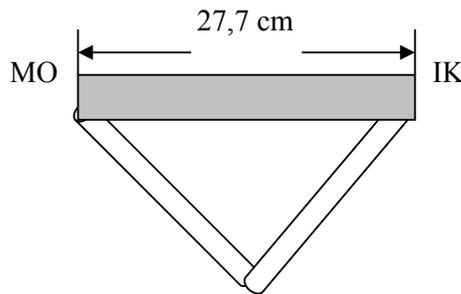


Figura 74 Vista superior del frente de compactación. Fuente: Los autores.

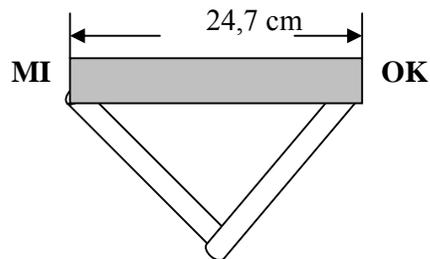


Figura 75 Vista lateral del frente de compactación. Fuente: Los autores

A simple vista, la ubicación de las barras en la disposición presentada es muy difícil, porque existen detalles de ángulos que pueden entorpecer la fabricación, sin embargo para prever este posible inconveniente de diseño, se diseñará más adelante un acople entre el pistón y el frente de compactación, el cual posee dos pletinas en forma de X, las cuales permitirán el auto centrado de las barras, pues cada una tiene su posición definida. Los detalles se muestran en los planos correspondientes al frente de compactación. Ver apéndice 1.

Se debe mencionar que como se desea una estructura liviana (para no ejercer carga innecesaria sobre el cilindro hidráulico) se han seleccionado barras circulares para la construcción del frente de compactación, porque éstas son más livianas que pletinas o retazos de vigas.

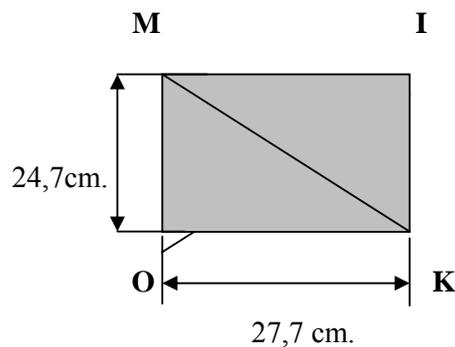


Figura 76 Vista frontal del frente de compactación. Fuente: Los autores.

Una vez que se ha presentado una idea de cómo colocar las barras de soporte del frente de compactación, se hace necesario calcular el diámetro de dichas barras, de manera que estas no sufran pandeo y el frente de compactación sea ligero. A continuación se muestra un diagrama de cuerpo libre sobre una de las barras, con la finalidad de esquematizar los detalles de construcción.

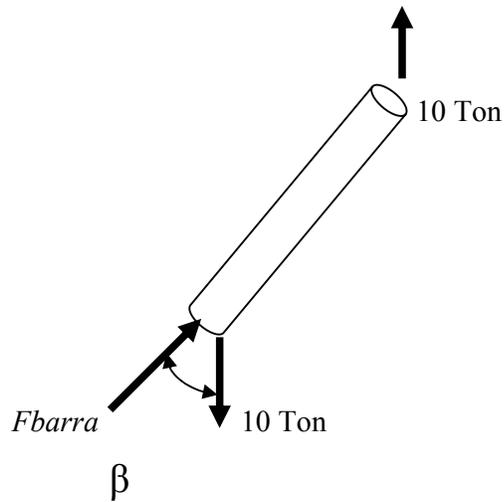


Figura 77 Diagrama de cuerpo libre sobre barra de refuerzo del frente de compactación.

Fuente: Los autores

En la siguiente expresión matemática, se calculan detalles de los ángulos de construcción para las barras circulares. La longitud de dichas barras es  $lb$  y la longitud de la diagonal del rectángulo representado por el frente de compactación es  $ld$ . El ángulo  $\beta$  se forma entre las barras en estudio y el eje del pistón.

$$\begin{aligned} \cos\beta &= \frac{10\text{Ton}}{F_{\text{barra}}} \dots\dots(75) & \text{barra} &= \frac{10\text{Ton}}{\cos\beta} \\ ld &= \sqrt{(27,7)^2 + (24,7)^2} \\ ld &= 37,11\text{cm} \\ \text{Sen}\beta &= \frac{ld}{lb} \end{aligned}$$

Interesa un valor de la fuerza sobre la barra, tan pequeño como sea posible, ello se logra cuando  $\beta$  tiende a cero, es decir cuando  $lb$  es muy grande.

Sin embargo es bien conocido que un valor muy grande de  $lb$  es contraproducente por los efectos del pandeo de las barras.

Por otro lado un factor que se debe considerar es la longitud de toda la máquina, la cual se incrementaría si la separación entre el extremo del pistón y el frente de compactación fuese muy grande. Entonces se tomará como máximo valor de dicha separación 25 cm, el cual será el que se adoptará en los siguientes cálculos, los cuales dicho sea de paso, se realizarán en un plano que contiene la diagonal del frente y la barra soporte en estudio.

Lo que se ha explicado en el párrafo anterior, se visualiza en la siguiente figura, donde el triángulo presentado se forma entre la barra y el eje del cilindro, sobre la cual se ha medido la separación máxima de 25 cm a la cual se ha hecho mención antes.

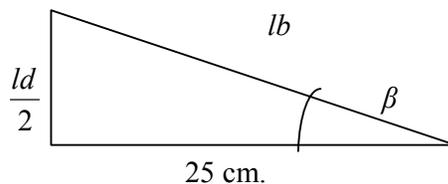


Figura 78 Triángulo de distancias. Fuente: Los autores

$$lb = \sqrt{\left(\frac{ld}{2}\right)^2 + (25)^2} \dots\dots\dots(76)$$

$$lb = 31,13cm$$

$$\beta = \arcsen\left(\frac{18,5cm}{31,13cm}\right) = 36,58^\circ$$

$$\cos \beta = 0,8$$

$$F_{barra} = \frac{10}{0,8} Ton = 12,5Ton$$

Si tomamos en cuenta que sería indeseable que las barras de refuerzo que se están diseñando fallen, porque ocasionarían daño al cilindro (el cual se encontrará con un obstáculo adicional en su movimiento normal de compactación) se tendrá que optar por un factor de seguridad de 1,5. Luego se tiene que la fuerza máxima que podrá soportar cada barra circular será de:

$$F_{cr} = 1,5F_{barra} = \frac{4.\pi^2.E.I}{(lb)^2} \dots\dots(76)$$

$$I = \frac{1,5F_{barra}.(lb)^2}{4.\pi^2.E} \dots\dots(77) \quad I = \frac{1,5(12,5Ton).(31,13cm)^2}{4.\pi^2.\left(2.140,67 \frac{Ton}{cm^2}\right)}$$

$$I = 0,215cm^4 = \frac{\pi.(D_{bar})^4}{64} \dots\dots(37)$$

$$D_{bar} = 1,44cm$$

El diámetro normalizado para la barra es de 16 mm, utilizaremos este valor y recalcularemos la longitud de la barra:

$$D_{bar(normalizado)} = 1,6cm$$

$$lb = 31,1cm.$$

El frente de compactación tal y como se ha mostrado, debe estar acoplado al vástago del pistón de manera tal que dicho acoplamiento sea no permanente, es decir que se pueda remover a la hora de desarmar la máquina para realizar mantenimiento o trasladarla.

La manera de lograr lo anterior, es diseñar una pieza que pueda ser roscada al vástago del cilindro hidráulico y a la vez unida al frente de compactación. Para llevar a cabo esto se presenta el siguiente cálculo.

### 3.2.10.1 Diseño de la pieza de acople entre el frente de compactación y el vástago del pistón.

Analizando las características de los elementos a unir, se puede recurrir a la siguiente pieza, fabricada de acero ASTM A 36, con las siguientes especificaciones. En cuanto a las dimensiones, debe tener las mostradas en el siguiente esquema.

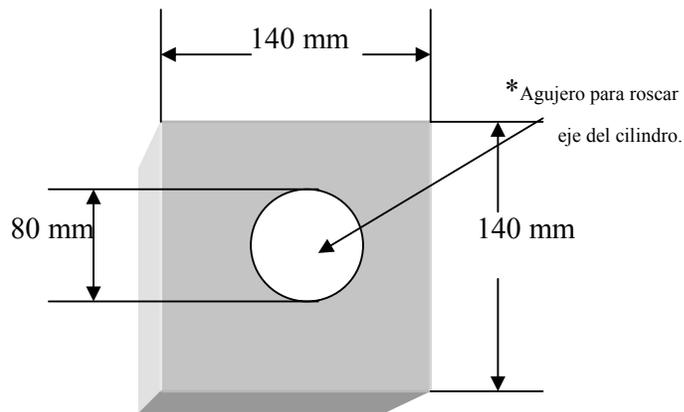


Figura 79 Pieza de acople entre el frente de compactación y el vástago del cilindro Hidráulico.  
Fuente: Los autores.

La profundidad de la pieza mostrada en la figura anterior es de 100 mm. La cuerda o rosca del agujero donde se roscará el vástago del pistón es una del tipo: M65X3, con una profundidad de 65 mm.

Las barras de refuerzo del frente de compactación irán soldadas al acople, según se verá en plano 5, de anexos.

Se han ido diseñando progresivamente estructuras y elementos mecánicos que conforman la máquina compactadora de latas de aluminio, sin embargo no se ha dimensionado una estructura que vaya acorde con todo lo que se ha calculado hasta ahora, por ello se procederá en el estudio siguiente al cálculo de la estructura de soporte más adecuada.

### 3.2.11 Diseño de la estructura de soporte de la máquina compactadora de latas de aluminio.

En este punto ya se han dimensionado todos los dispositivos de la máquina, por ello se posee la información necesaria para diseñar cual será la estructura que servirá de soporte a dichos dispositivos.

El primer paso que se dará, será presentar un esquema donde se presenten la geometría y las dimensiones de la estructura que se desea.

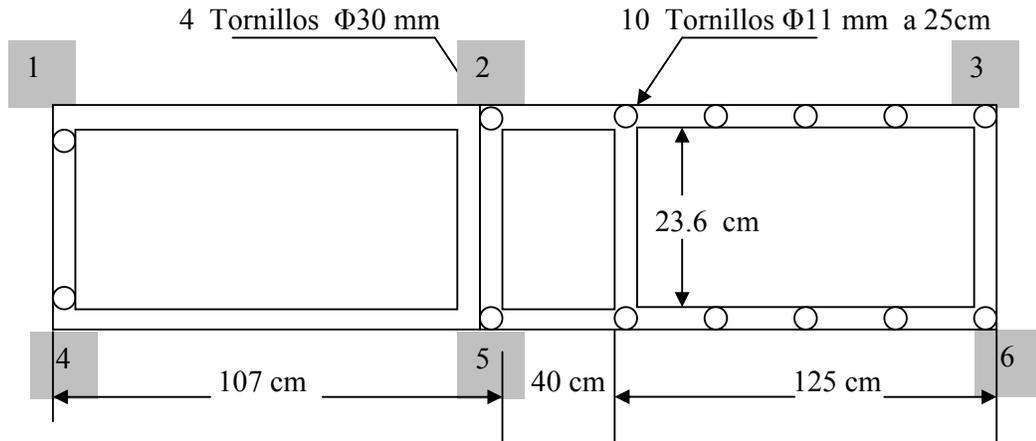
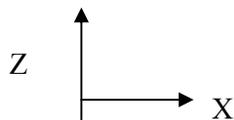


Figura 80 Esquema de la estructura de soporte

Fuente: Los autores



Los números sombreados representan columnas sobre las cuales se apoya la estructura mostrada.

Considerando que se desea una máquina desarmable, que pueda ser ensamblada fácilmente en el lugar de operación, se ha decidido unir las estructuras y componentes (cilindro hidráulico, precámara, cámara) por medio de tornillos.

Partiendo de lo anterior se debe mencionar lo siguiente:

- La precámara y la estructura de soporte irán unidas por 12 tornillos de 11 mm de diámetro, a razón de dos hileras de 6 tornillos por cada lado. La distancia entre dos tornillos próximos es de 31,25 centímetros.
- El cilindro y la estructura soporte irán unidos por 4 tornillos de 30 mm de diámetro, a razón de dos por cada lado del cilindro.

- La precámara y la cámara de compactación irán unidas por medio de 12 tornillos, de 9,5 mm (3/8 “) de diámetro, ubicados según figura 89. El cálculo de estos tornillos se presentará más adelante.

La ubicación del eje del pistón respecto al plano de la base de la estructura soporte es como se ve en la siguiente figura.

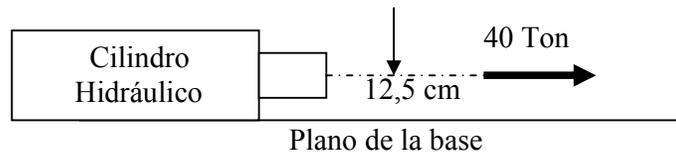


Figura 81 Efecto del cilindro sobre el soporte. Fuente: Los autores

Según la figura anterior se puede ver que el momento flexionante máximo que actúa en la dirección de la longitud más larga es de:

$$M_{\text{máx}_x} = F_{\text{máx}_x} \times 12,5\text{cm} \dots \dots \dots (77)$$

$$M_{\text{máx}_x} = 500\text{Ton.cm}$$

Ahora bien, el peso aproximado de toda la estructura es de aproximadamente 150 Kilogramos (incluyendo el peso del cilindro hidráulico). La estructura estará montada en 6 columnas, ubicadas en los puntos indicados en la figura previa.

La carga distribuida debido al peso de toda la estructura es de:

$$q_{\text{est}} = \frac{0,15\text{Ton}}{L_{\text{perimetro}}} \dots \dots \dots (78)$$

$$L_{\text{perimetro}} = [2(107) + 2(125) + 2(23.6) + 2(35)]\text{cm}$$

$$q_{\text{est}} = \frac{0,15\text{Ton}}{581.2\text{cm}} = 2,58 \times 10^{-4} \frac{\text{Ton}}{\text{cm}}$$

Visto esto nos damos cuenta que, la reacción máxima que se puede llegar a producir en cada columna equivale a:

$$R_{col} = \frac{0,15Ton}{6} = 0,025Ton$$

La carga máxima que soportarán todos los pernos (tanto los de sujeción del cilindro como los de ensamblaje de la estructura) es de 40 ton, a razón de un máximo valor de 10 toneladas de carga para los primeros y 4 toneladas para los segundos.

Esto quiere decir que la carga vertical que soportará la estructura es despreciable respecto a la magnitud del momento que actúa sobre esta.

Igualmente la mayor fuerza que actuará en los miembros de la estructura es la axial, y como estamos dimensionando la estructura en base a los criterios de rigidez, esta carga no es considerada en el siguiente estudio.

Por otro lado se produce en la cámara de compactación, una carga de 13,613 toneladas, que actúa sobre las paredes de dicha cámara. Por estar unidas la precámara y la cámara por pernos, esta fuerza se transmite a la estructura soporte en la dirección Z del sistema de referencia empleado, en ambos sentidos laterales. Esta fuerza actúa también a una distancia de 12,5 centímetros respecto al plano de la base. Así se origina un momento flector actuante sobre las vigas de longitud más corta, observadas en la figura previamente mostrada. La magnitud de éste momento flector es:

$$M_{máx_z} = F \max_z \times 12,5cm = 13,613Ton \times 12,5cm \dots\dots\dots(79)$$

$$M_{máx_z} = 170,16Ton.cm$$

Analizando la estructura tal y como se mostró en la figura correspondiente, se puede ver que hay a lo largo de la longitud más larga dos configuraciones diferentes, una que soporta el cilindro hidráulico y otra que soporta la precámara. Se podrá estudiar cada una por separado haciendo un corte en el punto donde cambia de sentido el momento.

Entonces se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre para toda la estructura que se encuentra a la izquierda del punto donde cambia la configuración.

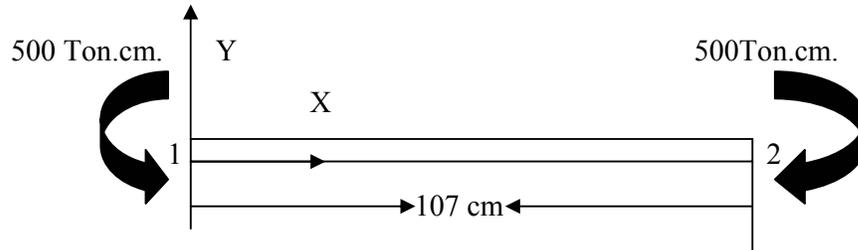


Figura 82 Momento actuante sobre la estructura de soporte. Fuente: Los autores

Visto según una proyección de planta y siguiendo la numeración presentada en la figura 80 tenemos:

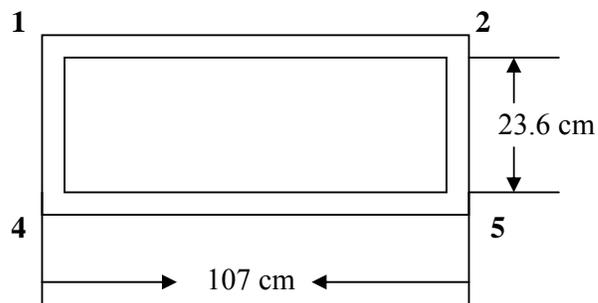


Figura 83 Dimensiones de la estructura de soporte. Fuente: Los autores

Considerando todo lo analizado, se puede aproximar el momento sobre la longitud más larga de la estructura a un valor constante, por ello se tiene de la ecuación 55:

$$v'' = \frac{500 \text{Ton.cm}}{E.I} \quad v' = \frac{500.X + K_1}{E.I} \dots\dots(80)$$

Como en los extremos todas las vigas están empotradas:

$$v' = 0 \text{ en } X = 0, \text{ luego } K_1 = 0., y \max = \frac{500X^2}{2EI} + K_2$$

$$y \max = 0 \text{ en } X = 0, \text{ luego } K_2 = 0., y \max = \frac{500X^2}{2EI} \dots\dots\dots(81)$$

Para que se tenga una buena rigidez en toda la estructura se tomará como valor aceptable de deflexión, 0.003 Pulgadas por cada pulgada de longitud de la viga, es decir, 1.3 mm.

$$I = \frac{500X^2}{2E.y \max} \dots\dots\dots(82)$$

Dada la simetría de la carga, la deflexión máxima ocurrirá en el punto medio de la estructura de dos vigas que forman el tramo.

$$I = \frac{500\left(\frac{107}{2}\right)^2}{2(2.140,67)(0,13)} \text{ cm}^4$$

$$I = 2.571,31 \text{ cm}^4$$

Debe recordarse que este es el valor del momento de inercia correspondiente a las dos vigas que forman el tramo de estructura estudiado, respecto al mismo eje. Por ello la mitad del valor obtenido corresponde a cada viga.

Para cumplir con los requisitos de inercia deseados seleccionaremos dos vigas UPN de acero ASTM A 36 con las siguientes dimensiones: 180 x 70 x 8 mm.

Verificaremos la parte de la estructura calculada antes, para comprobar que no falle por efecto de los esfuerzos.

$$\frac{M.Ci}{I} \leq \frac{S_y}{S} \dots\dots\dots(83)$$

En la ecuación presentada, *Ci* corresponde a la distancia desde el eje muerto de la viga hasta la fibra más alejada. *Sy* es la resistencia del material. *S* es

el factor de seguridad que en éste caso se ha estimado en 1.5, pues la estructura no debe fallar porque ella sirve de soporte al resto de la máquina.

$$\frac{(500\text{Ton.cm})(9\text{cm})}{1.350\text{cm}^4} \leq \frac{5,600 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}}{1,5}$$

$$3,5 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \leq 3,7 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

El resultado obtenido demuestra que las vigas seleccionadas no fallarán por los esfuerzos soportados.

Análisis del lado corto 1-4 de la estructura en estudio.

Se presenta el siguiente Diagrama de Cuerpo libre.

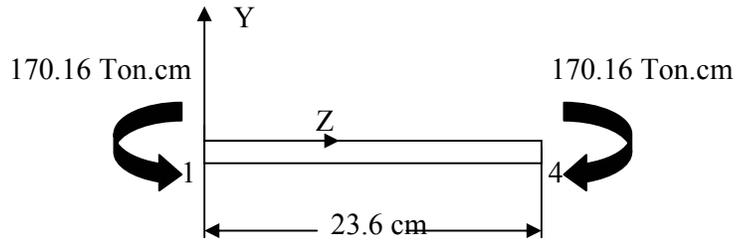


Figura 84 Momento flector sobre los travesaños de la estructura de soporte. Fuente: Los autores

Para simplificar el cálculo, partiremos de un momento constante sobre toda la longitud de los lados cortos de la estructura. Tomando una aproximación del momento actuante en 170,16 Ton.cm.

$$v'' = \frac{M}{E.I} = \frac{170,16\text{Ton.cm}}{E.I}$$

$$v' = \frac{(170,16)X}{E.I} + K_1 \dots \dots \dots (84)$$

Tomando en cuenta que todos los tramos de estructura están empotrados.

$$v' = 0 \text{ en } X = 0., K_1 = 0., y \text{ max} = \frac{(170,16)X^2}{2.E.I} + K_2$$

$$y \text{ max} = 0 \text{ en } X = 0., K_2 = 0$$

$$y \text{ max} = \frac{(170,16)X^2}{2.E.I} \quad (85)$$

La deflexión máxima debe ser de 0.5 mm, según la deflexión máxima permitida sugerida por Robert Mott, en su libro “Diseño de elementos de máquinas”, ver referencia bibliográfica N° 8. Dicha deflexión ocurrirá en el medio de la viga, en vista de la simetría que se presenta.

$$I = \frac{(170,16)X^2}{2.E.y \text{ max}} = \frac{(170,16)(11,8)^2}{2(2.140,67)(0,05)} \text{ cm}^4 = 110,68 \text{ cm}^4$$

Este valor corresponde a los dos travesaños, lo cual implica que para cada uno el momento de inercia mínimo debe ser: 77,89 cm<sup>4</sup>.

Debe considerarse que se unirán a tope estos travesaños con las vigas largas antes dimensionadas, por ello se construirán ambas del mismo material, evitando concentración de esfuerzos derivada de la unión de secciones diferentes.

Entonces se seleccionará aquí también, vigas UPN de acero ASTM A 36 con las siguientes dimensiones: 180 x 70 x 8 mm, contenido dentro del anexo N° 11. Empleando la ecuación 83 y sustituyendo, al igual que en el caso previo, queda:

$$\frac{170,16 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} (9\text{cm})}{1.350 \text{ cm}^4} \leq \frac{5,6 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}}{1.5}$$

$$1,13 \leq 3,7$$

Por lo que se ve en el resultado, la estructura no fallará.

Verificamos si los perfiles seleccionados en el cálculo anterior soportan los esfuerzos.

Ya se ha estudiado un tramo de la estructura, específicamente el que esta al lado izquierdo del punto donde cambia el momento flector. Es decir donde va empotrado el cilindro hidráulico.

Ahora se estudiará el tramo de estructura que soportara la precámara de compactación. Para ello presentamos una figura que muestra las dimensiones del tramo en estudio. Específicamente se ven las vigas largas.

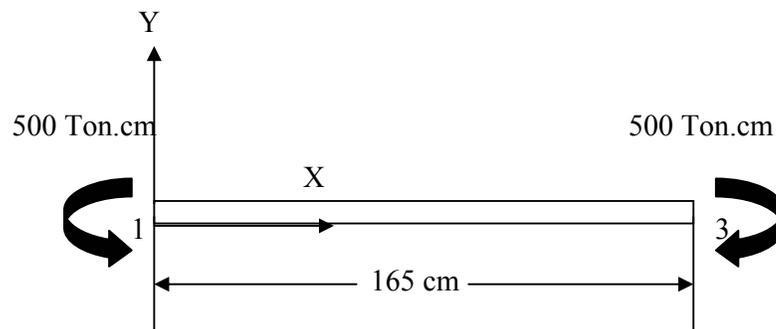


Figura 85 Parte de la estructura sobre la que descansa la precámara. Fuente: Los autores.

Si se observa lo anterior con una vista de planta, se tendrá lo que sigue

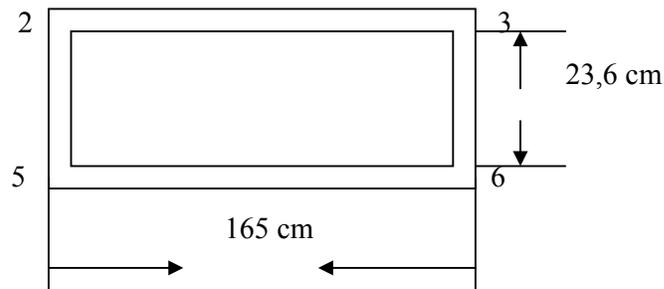


Figura 86 Vista superior de la estructura. Fuente: Los autores

Partiendo de resultados previos, se llega a la ecuación 82 nuevamente. En este caso la deflexión máxima permitida será de 3 mm y debe ocurrir en el centro de la viga, donde  $X=82.5\text{cm}$ .

$$I = \frac{500(82,5)^2}{2(2.140,67)(0.3)} = 2.649,58\text{cm}^4$$

Este último valor corresponde a las dos vigas largas, por ello se seleccionará una viga UPN de acero ASTM A 36, de las siguientes dimensiones: 180 x 70 x 8, la cual se ha venido empleando en las restantes vigas de la estructura.

Por último se deben estudiar los travesaños, es decir, las vigas cortas que se encuentran sometidas a un momento flector de 170,16 Ton\*cm. Se presenta entonces el siguiente Diagrama de Cuerpo Libre.

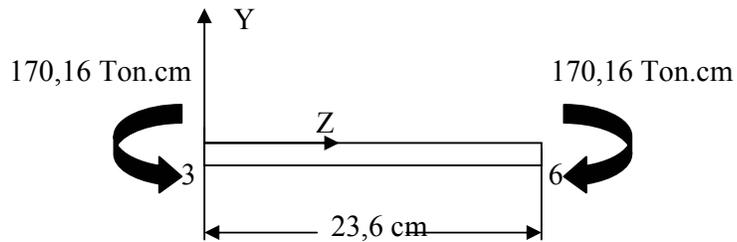


Figura 87 Momento flector en los extremos de las vigas cortas. Fuente: Los autores

Como ya se ha encontrado un resultado para un caso similar, se partirá de ese estudio previo para llegar a la ecuación 85

Continuando con las condiciones de diseño, y partiendo de los límites de deflexión máxima establecidos en el capítulo anterior, se permitirá que la deflexión máxima sea de 1 mm y esta ocurrirá en el punto medio de la viga

$$I = \frac{(170,16)X^2}{2.E.y \max} = \frac{(170,16)(11,8)^2}{2.(2.140,67).(0,1)} = 55,34\text{cm}^4$$

Si se considera que toda la estructura dimensionada hasta ahora esta basada en vigas UPN de acero ASTM A 36, de las siguientes dimensiones: 180 x 70 x 8, se debe seleccionar esta misma especificación para este tramo de estructura, aún cuando se sobredimensione. Se debe recordar que ya se demostró que este perfil no falla en el caso de los esfuerzos soportados.

Se puede ver que toda la estructura de soporte esta dimensionada con vigas ASTM A 36 de 180 x 70 x 8 mm, aún cuando se requiere en algunos casos

menos de la inercia aportada por estas. La justificación de lo anterior radica en que las vigas son vendidas en tramos de 6 metros y vale la pena emplearla para toda la estructura para no desperdiciar material. Debe recordarse también que la viga de mayor inercia que se ha seleccionado de 180 x 70 x 8 mm, lo cual implica que realizar empalmes de soldadura de distintas secciones ocasiona concentración de esfuerzos además de ser estéticamente inadecuado.

Una vez hecho todo el estudio previo se hace necesario dimensionar las columnas que soportarán toda la estructura, partiendo del hecho de que el momento máximo al cual estarán sometidas es de 500 Ton.cm en su extremo superior.

La cantidad de columnas es 6 y su longitud será de 60 cm.

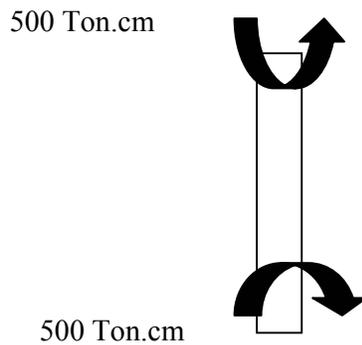


Figura 88 Momento flector actuante sobre las bases del soporte. Fuente: Los autores

La deflexión máxima permitida será de 2 mm en el centro de la columna. Para ver más detalles consultar el libro “Diseño de elementos de máquinas” de Robert Mott. (1.995).

$$I = \frac{(500)X^2}{2.E.y \max} = \frac{(500)(30)^2}{2.(2.140,67).(0,2)} = 525,53cm^4$$

En base a esto, la mejor opción es colocar vigas de acero ASTM A 36, de las siguientes dimensiones: 140 x 60 x 7 mm, que presentan una inercia de 605 cm<sup>4</sup>, lo cual mejora la deflexión máxima a presentarse.

A pesar de que el perfil adecuado es el anterior, se sobredimensionará la estructura con perfiles UPN 180x80x7 mm, de acero ASTM A 36, los cuales son verificados a esfuerzos a continuación.

$$\frac{M.Ci}{I} \leq \frac{S_y}{S} \dots\dots\dots(83)$$

Volviendo a tomar el factor de seguridad de 1,5 y para  $Ci$ : 3.5 (ver anexo 7) se obtiene:

$$\frac{500 \frac{Ton}{cm^2} (3,5cm)}{1.350cm^4} \leq \frac{5,6 \frac{Ton}{cm^2}}{1.5}$$

$$1,3 \leq 3,7$$

Tampoco las columnas fallarán con los perfiles empleados.

Ya se han estudiado la totalidad de las estructuras que van asociadas a la máquina, por ello debe ahora planificarse el ensamblaje de todas ellas.

### 3.2.12 Ensamblaje entre la precámara y la cámara de compactación

Estas dos estructuras estarán unidas por 10 (Diez) tornillos, los cuales soportarán como carga máxima las 40 toneladas del cilindro hidráulico. A continuación se dimensionan dichos tornillos. Se mostrará un esquema de cómo van distribuidos.

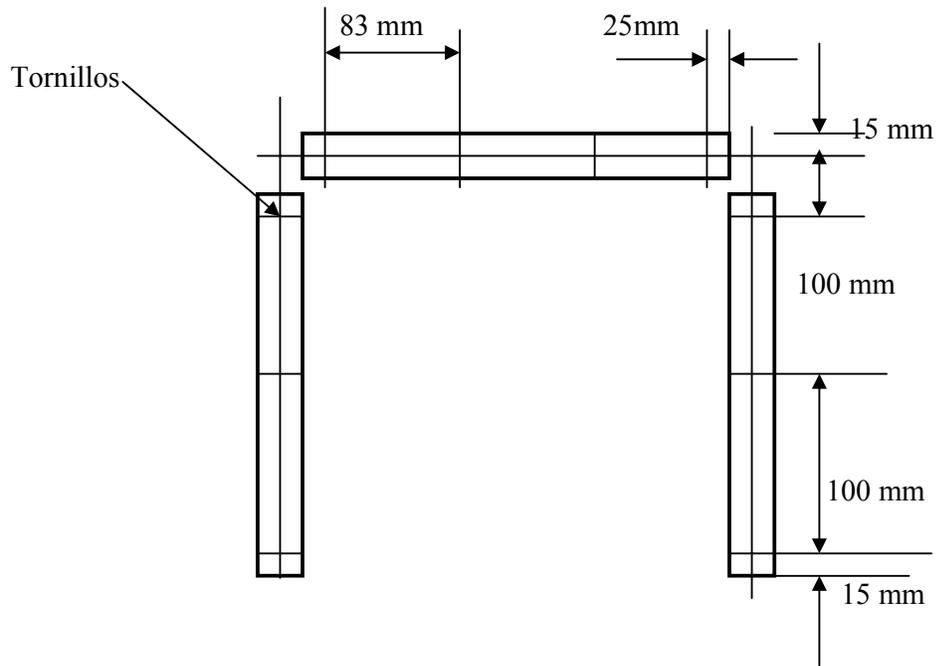


Figura 89 Unión entre la precámara y la cámara Fuente: Los autores

$$N_{\text{tor}} = 10., F_{\text{max}} = 40\text{Ton.}, F_{\text{tor}} = \frac{40\text{Ton}}{10} = 4\text{Ton}$$

Se emplearán tornillos de Acero ASTM A 325, de cuerda gruesa, cuya tensión permisible por esfuerzo de tracción es de 826,8 Mpa. (8,43 Toneladas por centímetro cuadrado). La longitud del tornillo será 50 mm (2 pulgadas). Se tomará un factor de seguridad de 1,5, entonces, apoyado en la ecuación 65 se tienen:

$$A_{\text{tor}} = \frac{F_{\text{tor}}}{\tau_{\text{max}}} \dots\dots(86) \quad \tau_{\text{per}} = 8,43 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$A_{\text{tor}} = \frac{4\text{Ton}}{5,62 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}} = 0,71\text{cm}^2., D_{\text{tor}} = 95\text{mm}$$

$$D_{\text{tor}}(\text{Normalizado}) = \frac{3}{8} \text{ pu lg} = 95\text{mm.}$$

El torque de apriete según la ecuación 87 será de:

$$T_{apr} = K_{lub} \cdot D_{tor} \cdot F_{tor} \dots \dots (87)$$

$$T_{apr} = (0,15)(1,57)(4) \text{Ton.cm} = 0,942 \text{Ton.cm}$$

Se ha tomado para la constante de lubricación  $K_{lub} = 0,15$ ; según: Mott Robert, “*Diseño de elementos de Máquinas*”.

### 3.2.13 Ensamble entre la estructura de soporte y la precámara

Estas dos estructuras irán unidas por 10 tornillos, soportando una fuerza máxima de 40 toneladas. Estarán distribuidos como sigue:

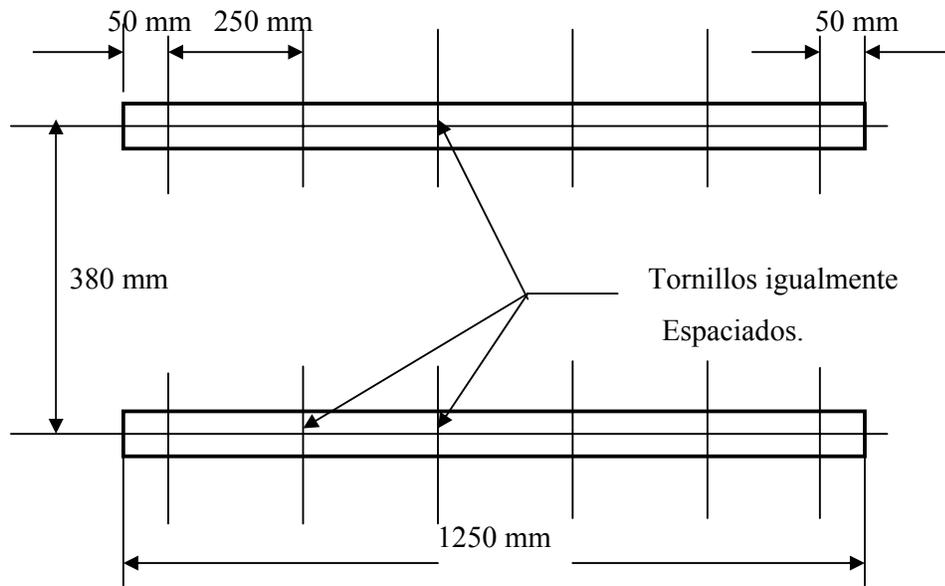


Figura 90 Unión entre la precámara y la base de soporte. Fuente: Los autores

En este cálculo también se empleará la misma nomenclatura de los pernos antes estudiados.

Entonces se tiene:

- Número de pernos: 10
- Fuerza máxima: 40 Ton.

- Fuerza máxima por cada perno: 3,33 Ton.

Especificaremos tornillos de cuerda gruesa del material estandarizado: ASTM A 325, cuya resistencia es de 585,6Mpa (5,97 Toneladas por centímetro cuadrado). La longitud de los tornillos será: 50 mm (2 Pulg). Despejando de la ecuación 86 y 65, empleando un factor de seguridad de 1,5 para los pernos.

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_{\text{per}}}{1,5} = \frac{5,97 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}}{1,5} = 3,98 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2};$$

$$A_{\text{tor}} = \frac{3,33 \text{Ton}}{3,98 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}} = 0,83 \text{cm}^2$$

$$D_{\text{tor}} = 10,3 \text{mm}, D_{\text{tor}}(\text{normalizado}) = \frac{7}{16} \text{Pu lg} = 11 \text{mm}$$

El torque de apriete según la ecuación 87 será:

$$T_{\text{apr}} = K_{\text{lub}} \cdot D_{\text{tor}} \cdot F_{\text{tor}} = (0,15)(2,22)(3,33) \text{Ton.cm.}$$

$$T_{\text{apr}} = 1,11 \text{Ton.cm}$$

Puede notarse que se esta tomando como valor de la constante de lubricación, un valor de 0,15, tomado de: Mott Robert, Diseño de Elementos de Máquinas, cuyas tablas se encartan en el apéndice.

Prosiguiendo con los cálculos, se presenta una tabla con el estudio de la soldadura necesaria para el ensamblaje de piezas y estructuras.

### 3.2.13.1 Soldadura sugerida para las partes unidas en la estructura

La estructura de la máquina que se ha diseñado hasta ahora, es un ensamble soldado, por lo que a continuación se presentan tablas en las cuales se describen las características principales de la soldadura entre las partes estructurales que conforman la máquina compactadora de latas. Se ha hecho hincapié en especificar la mayor cantidad de datos posibles de la soldadura de las

paredes de la cámara de compactación, en vista de que esta es la estructura más importante desde el punto de vista de la rigidez y esfuerzos soportados.

En el análisis que se presenta a continuación se hará hincapié en el dimensionamiento de los cordones de soldadura que unirán a las paredes de la cámara de compactación, pues ésta es la estructura más importante y que soportará la mayor carga durante el proceso de compactación.

Las paredes laterales se unen a la pared superior a tope, a lo largo de la longitud común de las dos paredes, es decir, 20 cm. Las paredes laterales y la de fondo se soldarán a tope, con un cordón de soldadura de 25 cm. La pared superior y la de fondo se soldarán a tope con un cordón de soldadura de 28 cm.

Tabla 19 Soldadura para la cámara de compactación. Fuente: Los autores

<i>Par de placas ensambladas</i>	<i>Tipo de soldadura</i>	<i>Longitud del cordón de soldadura</i>	<i>Tipo de electrodo</i>	<i>Longitud del chaflán</i>	<i>Espesor de la garganta</i>
Superior y laterales	Filete(interno)	20 cm (7,87 pulg)	E 60	0,47 cm (0,1875 pulg)	0,33 cm (0,13 pulg)
Placa superior y placa posterior(fondo)	Filete(interno)	28 cm (11,02 pulg)	E 60	0,47 cm (0,1875 pulg)	0,33 cm (0,13 pulg)
Placas laterales y placa posterior(fondo)	Filete(interno)	25 cm (9,84 pulg)	E 60	0,47 cm (0,1875 pulg)	0,33 cm (0,13 pulg)

Para ilustrar los datos contenidos en la tabla anterior, se presentan las siguientes figuras:

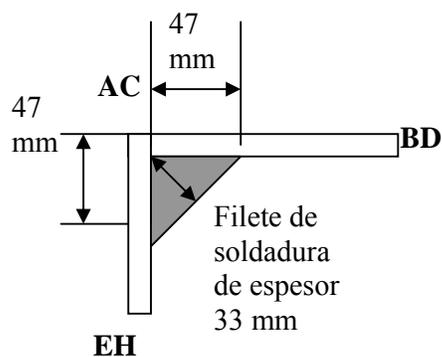


Figura 91 Soldadura de las paredes laterales con la pared superior de la cámara. Fuente: Los autores.

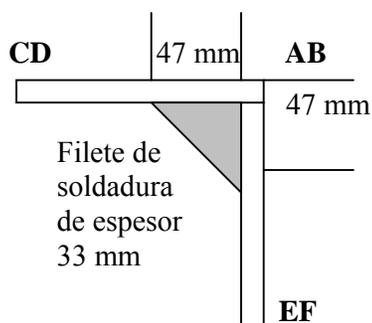


Figura 92 Soldadura de la pared superior con la pared de fondo de la cámara. Fuente: Los autores.

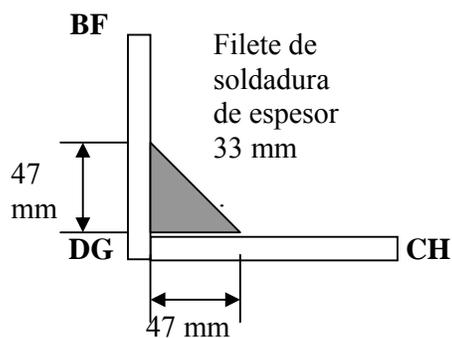


Figura 93 Soldadura de las paredes laterales con la de fondo. Fuente: Los autores.

El valor de la longitud del chaflán se dimensiona de acuerdo con las tablas del anexo 9.

El espesor de la garganta del cordón de soldadura se calcula de acuerdo a la fórmula siguiente.

$$\text{Espesor de la garganta} = 0,707 \text{ longitud del cordón}$$

El tipo de electrodo para la soldadura depende del material a ensamblar. En el anexo 8 se presentan las tablas correspondientes.

### 3.2.13.2 Soldadura de elementos periféricos

Se han llamado periféricos a los restantes elementos de la máquina que requieran ensamblaje por medio de soldadura, debido a su ubicación en su mayoría tendrán por finalidad el sostén y alineamiento. Se sugerirá en cada caso el tipo de electrodo a emplear y la geometría del cordón.

Tabla 20 Soldadura de los elementos periféricos importantes de la máquina compactadora de latas de aluminio. Fuente: Los autores.

<i>Piezas ensambladas</i>	<i>Tipo de electrodo</i>	<i>Tipo de soldadura</i>	<i>Finalidad de la soldadura</i>	<i>Longitud de la soldadura</i>
Bisagras de compuerta de desalojo-placa lateral.	E 60	Filete paralelo y transversal	Soportar cargas	20 cm
Estructura base de soporte.	E 60	Filete, sin preparación de bordes.	Soportar cargas	Todas las piezas
Bisagras de la compuerta de suministro de material-precámara de compactación.	E 60	Filete paralelo y transversal	Soportar carga moderada.	17 cm
Refuerzos – láminas, en el caso de la cámara de compactación y precámara	E 60	Filete y Ranura	Soporte de cargas y sujeción.	Se recomienda soldar al menos 75% de la longitud de los ángulos.

Tabla 210 (Continuación) Soldadura de los elementos periféricos importantes de la máquina compactadora de latas de aluminio. Fuente: Los autores.

<i>Piezas ensambladas</i>	<i>Tipo de electrodo</i>	<i>Tipo de soldadura</i>	<i>Finalidad de la soldadura</i>	<i>Longitud de la soldadura</i>
Entre barras, ángulos, láminas, y acople del frente de compactación.	E 60	Filete, Cuadrada, en V única, a tope.	Soportar cargas.	Todas las piezas
Entre los Dedos de apoyo de la palanca de cierre y la pared lateral.	E 60	A tope	Soportar cargas	Todo el perímetro del dedo.

### 3.2.14 Diseño del mecanismo de extracción

El esquema del mecanismo que se plantea es el siguiente:

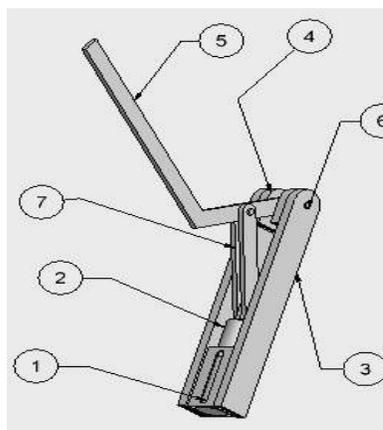


Figura 94 Mecanismo de extracción. Fuente: Los autores

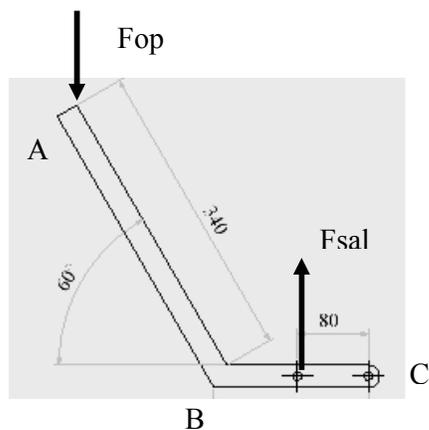


Figura 95 Estudio del miembro 5. Fuente: Los autores

### 3.2.14.1 Pandeo del tramo AB

El miembro ABC estará fabricado con pletinas de 1x1/4 pulg. ASTM 36. Empleando la ecuación 11 nos queda que la inercia sera:

$$I = \frac{2,54 * (0.63\text{cm})^3}{12} = 0,053\text{cm}^4, \text{ según la ecuación 34}$$

$L_k = L \times 0,7 = 34 \times 0,7\text{m} = 23,8\text{cm}$  como se trata de acero ASTM A – 36 E = 2.140,67 Ton/cm. Empleando la ecuación 33, se tiene que:  $k=1,97$ . Luego con un factor de seguridad  $s=2$ ; considerado como aceptable para este mecanismo nos queda  $F_{\text{max}} = 0,985$  Ton, este valor es la maxima fuerza que podra soportar la barra. Este valor es 20 veces mayor a la fuerza que resistira la barra para impulsar la paca, por ello no fallara.

### 3.2.14.2 Flexión del tramo BC

La posición más crítica de este miembro será horizontal, por esta razón sera la que se estudiara a continuación.

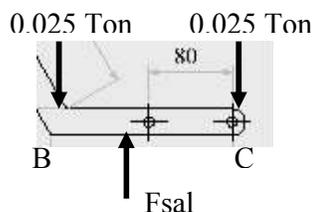


Figura 96 Estudio del tramo BC. Fuente: Los autores.

Según el anexo 5, la deflexión en la pieza vendrá dada por:

$$y_{\max} = \frac{F_{\text{sal}} * l^3}{48 * E.I} \dots\dots(88)$$

Se aceptará solo una deflexión de 1 mm tal que no debe permitirse que la fuerza no sea transmitida en su totalidad por los miembros, verificaremos cuanto será  $y_{\max}$  con las especificaciones dadas:

$$y_{\max} = \frac{0,05\text{Ton} * (17,4\text{cm})^3}{48 * 2.140,67 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}} * 0,053\text{cm}^4} = 0,48\text{mm}$$

### 3.2.14.3 Estudio del miembro 7 ( según plano n° 21 de los apéndices)

Este miembro esta formado por dos pletinas de 25.4x6.35x160mm, de acero ASTM A36. Cada pletina soportará una carga igual a:

$$\frac{F_{\text{sal}}}{2} = \frac{0,05}{2} = 0,025\text{Ton}$$

Según la ecuación 34, se tiene lo siguiente:

$$L_k = 16\text{cm} \times 0,7 = 11,2\text{cm}$$

También aplicando la ecuación 33:

$$k = \frac{\pi^2 (2.140,67 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}})(0,053\text{cm}^4)}{(11,2\text{cm})^2} = 8,92\text{Ton}$$

Tomando un factor de seguridad de 2 para éste mecanismo, se obtiene que la fuerza máxima permitida en esta pieza es de:

$$F = 4.46\text{Ton}$$

Este último valor es mucho mayor al valor de la fuerza necesaria.

#### 3.2.14.4 Cálculo de pasadores

Los pasadores también se elaboraran de acero ASTM A -36 y su diámetro se calculará según la siguiente ecuación:

$$\frac{F_{sal}}{A} \leq \frac{S_y}{2S} \dots\dots(89)$$

$$\text{de donde } A \geq \frac{F * 2S}{S_y}$$

Se tomará un factor de seguridad  $S = 2$ , ya que no se desea que este mecanismo deje de funcionar ya que la máquina tendría que detenerse.

Para el material en estudio  $S_y = 2,5 \text{ Ton/cm}^2$ , la fuerza máxima  $F$  en el mecanismo es igual a  $0,05 \text{ Ton}$  para expulsar la paca, de donde:

$$A \geq \frac{0,05 * 4}{2,5 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}} = 0,08 \text{cm}^2$$

Según ecuación 25 particularizando a nuestro estudio:

$$A = \frac{\pi * D_{pas}^2}{4} \Rightarrow D_{pas} = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = 0,32 \text{cm}$$

$$\Rightarrow D_{pas}(\text{normalizado}) = 4 \text{mm}$$

#### 3.2.15 Control del motor eléctrico y mando de la máquina

Primero que todo es conveniente manejar los datos correspondientes al funcionamiento del motor:

- Potencia (HP): 9 HP
- Tensión (Volt): 220 V
- Velocidad (R.P.M): 1.700 R.P.M.

Los dispositivos de control del motor se seleccionarán partiendo de la corriente nominal, la cual según tablas contenidas en el apéndice, es aproximadamente igual a 22 Amp, para la potencia del motor.

Cálculo y selección de elementos de control.

- Fusibles (protección de cortocircuitos).

Se emplearán fusibles de acción lenta. La selección del fusible depende de la corriente. Según las tablas de secciones y fusibles para motores eléctricos, contenidas en el apéndice, se tiene un fusible de 35 Amp, para protección de cortocircuito.

- Alimentadores.

Se trata de una instalación trifásica, lógicamente provista de tres cables con la siguiente sección. Según las tablas de secciones normalizadas para conductores eléctricos contenida en el apéndice, para una potencia de 8,14 HP es conveniente colocar cables de 8 mm de espesor.

- Contactor.

El contactor se selecciona de las tablas técnicas contenidas en el apéndice, según las siguientes especificaciones.

- Cantidad de maniobras: Un millón de maniobras.
- Categoría de empleo: AC3.

Se obtiene entonces un contactor, LC1-D25.A65, marca Telemecanique:

Número de contactos de control = 2 ( 1 Nc, 1Na)

Tensión de bobina = 220V

- Arranque.

Como la corriente nominal es pequeña, vale la pena un arranque directo para el motor eléctrico. El esquema del circuito de control se muestra a continuación:

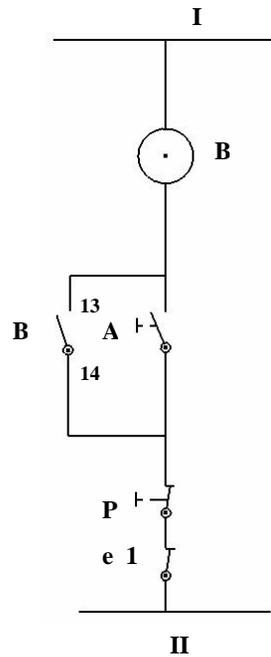


Figura 97 Plano de circuito de control para contactor y pulsadores. Fuente: Los autores.

- Mando del relé por medio de una estación de pulsadores de arranque y parada.
- Para excitar la bobina se pulsa A. Al dejar de pulsar la bobina se sigue alimentando a través de un contacto auxiliar del relé.
- Para desconectar la bobina, bastará con pulsar P, con lo que se interrumpe la alimentación.

En este caso se trata de pulsadores monopolares. A continuación se muestra el esquema del circuito de potencia para la alimentación del motor eléctrico.

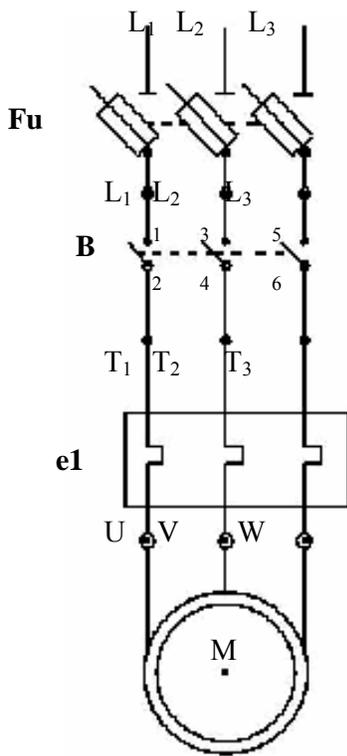


Figura 98 Plano de circuito de potencia para el motor de la máquina compactadora. Fuente: Los autores.

- Los tres conductores, parten de una estación de alimentación. En su trayectoria el primer elemento es un fusible por fase, luego los cables de potencia llegan al contactor, y luego al motor.

### 3.2.16 Simulación asistida por computadora

Basado en la tecnología ofrecida por el programa Inventor, Autodesk, se puede visualizar el funcionamiento de la máquina, no solo la parte cinemática sino también la parte de operación.

Se verá en la simulación, cual debe ser la secuencia recomendable de pasos que se deben seguir durante el accionamiento de la máquina. Ello permitirá al operario adquirir una destreza previa que lo conduzca hacia el máximo aprovechamiento del equipo.

En la simulación se puede ver que lo primero que debe realizarse es pulsar el botón de arranque de manera que el motor eléctrico empiece a actuar, durante este proceso el aceite hidráulico es desviado por la válvula direccional hacia el tanque. Seguido a esto el operario abrirá la compuerta de suministro de material e introducirá la cantidad de latas de aluminio que sea necesaria para llenar la precámara. Se deberá cerrar entonces la compuerta a partir de los pasadores que esta posee.

Estando cerradas las palancas de cierre de la compuerta de desalojo, se podrá iniciar el proceso de compactación, para ello se accionará la palanca de la válvula direccional hacia la izquierda desde la posición frontal del operario. Una vez que el pistón llega al final de su carrera, éste se detendrá, lo cual indica que se ha terminado la compactación.

Para remover la paca de latas, se debe regresar el pistón hacia atrás, hasta el inicio de su carrera. Una vez hecho esto se abrirán las palancas de cierre se abrirá la compuerta de desalojo y se accionará el mecanismo de expulsión, con el cual caerá verticalmente desde la máquina, la paca de latas de aluminio compactadas. Se reinicia el ciclo operativo con el cierre de las palancas que mantienen la compuerta de desalojo en su sitio.

### 3.3 Solución propuesta

Luego de una serie de cálculos, selecciones y diseños, se ha llegado al punto donde la máquina compactadora de latas de aluminio posee sus características propias con rasgos innovadores.

Entre las innovaciones que se pueden mencionar para el caso de la máquina diseñada tenemos: Suministro de material sin tolva ni transportador; desalojo de la paca de latas de aluminio a través de la cara inferior; estructura de la máquina adaptada a futuras automatizaciones con las cuales se podrá mejorar el funcionamiento y el rendimiento del equipo.

Un detalle importante que se debe tomar en cuenta, es el hecho de que la máquina presentada ha sido concebida con un criterio altamente eficiente, gracias al cual se ha tratado de disminuir al mínimo el desperdicio de materiales. Al mismo tiempo, se han diseñado sistemas manuales de expulsión de la paca y de cierre de la compuerta de desalojo, lo cual evita los gastos relativos a equipos auxiliares de accionamiento.

Partiendo de lo que se menciona en líneas anteriores se pueden presentar los siguientes resultados:

- Equipos Hidráulicos.
  - Cilindro Hidráulico.
    - Marca: Rexroth.
    - Tipo: CDH1 MS2. Serie: 1X.
    - Presión Nominal: 250 bar.

Descripción: El cilindro hidráulico seleccionado posee 2 bridas a lo largo del eje del cilindro, para su anclaje en la estructura. Puede operar a una presión máxima de 250 bar, lo cual lo hace un equipo potente. Se trata de un cilindro de doble efecto, gracias al cual el retorno se realiza rápidamente, con la

posibilidad de vencer las fuerzas de fricción presentadas entre las partes móviles de compactación. Se colocan en el apéndice 1, presupuestos y detalle del equipo.

- Bomba Hidráulica
  - Marca: Rexroth.
  - Tipo: De engranajes. G2.
  - Sujeción: Por brida.
  - Presión nominal: 250 bar.
  - Caudal máximo: 22,4 cm<sup>3</sup>/rev.

Descripción: Se trata de una bomba de engranajes, anclada en el sistema de fuerza compacto (motor, bomba, tanque). Opera a 1.450 revoluciones por minuto, por lo cual esta deberá ser la velocidad de rotación del motor. La conexión a la bomba es roscada designada para ½ pulgada.

- Válvula direccional de flujo
  - Marca: Rexroth.
  - Tipo WMM 10. De corredera acción directa. Accionamiento por palanca.
  - Número de conexiones: 4.
  - Número de posiciones: 3.
  - Presión máxima: 315 bar.

Válvula accionada por palanca, ordenada en un soporte central completamente estanco protegido contra la entrada de humedad y suciedad. La palanca actúa apoyada en una rótula sobre un empujador que acciona la corredera. El accionamiento puede girarse 90 °. La masa aproximada es de 4 kg, lo cual beneficia la ligereza de la máquina. Son parte del equipo: el filtro de succión, el indicador de nivel de aceite, tapa de llenado, el acople motor bomba, conexiones de salida y llegada de ½ pulgada.

- Válvula de alivio.
  - Tipo DBD
  - Caudal máximo: 120 l/min.

- Presión máxima : 630 bar.

La válvula de alivio es de asiento y de acción directa. SE conecta en línea con el circuito hidráulico. Puede soportar una presión de hasta 630 bar lo cual es deseable cuando los sistemas de control no son muy modernos. Puede manejar hasta 120 litros por minuto. Se encarga de limitar la presión de aceite que es enviado al cilindro, de manera que regresa el aceite al depósito cuando la presión en el sistema es mayor que la que se ha estipulado.

- Sistema compacto Motor- Tanque.
  - Tipo DR
  - Potencia: 9 HP
  - Capacidad tanque: 33 litros.

Descripción: El motor eléctrico puede operar a 1.700 RPM. El tanque del equipo tiene capacidad máxima de 10 galones. El motor eléctrico tiene una potencia de 8 HP, con una tensión de 220 Voltios. La conexión del motor es para un arranque directo.

- Filtro de retorno con elemento de papel. Indicación óptica.
  - Marca: Rexroth.
  - Tipo: DF
  - Presión máxima: 420 bar.
  - Caudal de servicio: 660 l/min.

Filtro con buena capacidad de absorción. Pérdida de presión mínima. Filtra partículas de hasta 600  $\mu\text{m}$ .

- Elementos de control.
  - Contactor.
    - Marca: Telemecanique.
    - Tipo: LC1-D25.A65
    - Para: 220v 9 hp.

Cantidad de maniobras: Un millón de maniobras. Categoría de empleo: AC3.

- Pulsadores.
  - Marca: Siemens.
  - Tipo:3SB3603-AA21.
- Caja
  - De dos huecos, (22 mm) plástica. Atornillada. Para los pulsadores.
- Interruptor termomagnético
  - Modelo: 5SX2206-7.
  - Corriente: 6 a.
  - Voltaje: 110, 220, 440.
  - Característica: Disparo simultáneo.

A continuación se presenta una tabla con los resultados referidos a la estructura de la máquina. Se han considerado los elementos estructurales empleados, entre ellos tenemos: ángulos, láminas, barras, pletinas y perfiles, los cuales una vez dimensionados han sido generalizado hasta el elemento de mayor inercia, de forma tal que se ha sobredimensionado la estructura, pero se ha ahorrado material que se desperdiciaría con tantas dimensiones diferentes. El resultado obtenido de lo anterior es una estructura más rígida y robusta, además de un ahorro en materiales.

El ahorro en materiales que se menciona en el párrafo anterior tiene su justificación en el hecho de que todos los materiales son comercializados en dimensiones estándar que son mucho mayores a las requeridas por el estudio realizado, por lo cual adquirir materiales de diferente dimensión y calibre hace crecer el costo de la máquina. Mucho de este material no se emplea.

La estructura soporte ha sido generalizada a perfiles UPN 180x80x7 mm de acero ASTM A 36. Los ángulos de refuerzo de alas iguales fabricados de acero ASTM A 36 se han llevado hasta una dimensión estándar de 40x40x6 mm,

para toda la estructura. Las láminas de acero ASTM A 36, se han dimensionado de manera tal que las paredes en su mayoría estén constituidas de láminas del mismo espesor, de manera tal que haya un criterio de construcción uniforme.

Tabla 21 Materiales y desperdicios.

Fuente: Los autores

<b>Material.</b>	<b>Parte construida.</b>	<b>Cantidad adquirida.</b>	<b>Cantidad empleada.</b>	<b>Porcentaje de desperdicios.</b>
Láminas de espesor: 2mm	Precámara y Cámara de compactación.	1,8 m <sup>2</sup>	2 m <sup>2</sup>	10 %.
Láminas de espesor: 3 mm	Precámara de compactación	1 m <sup>2</sup>	2 m <sup>2</sup>	50%.
Láminas de espesor: 12 mm	Palanca de cierre.	0,2 m <sup>2</sup>	2 m <sup>2</sup>	90%.
Ángulos 40X40X6mm.	Toda la estructura.	5,8m	6 m	8 %.
Barras circulares de diámetro: 25 mm	Frente de compactación. Pasadores.	2 m	6 m	67%.
Vigas IPN. 180X80X7	Estructura de soporte.	12 m	10 m	16 %.
Tubería circular Diámetro 1 pulg.	Bisagras	1 m	2.5 m	60 %.
Pletinas 1 <sup>1/8</sup> X1/4 pulg	Frente de compactación.	1,2 m	6 m	80%.
Índice total de desperdicio:				45 %

La tabla anterior muestra el porcentaje aproximado de material que se desperdicia en la construcción de la estructura de la máquina compactadora de latas de aluminio, si esta es fabricada de acuerdo a los parámetros de materiales

presentados. Nótese que este factor es importante, sin embargo existen elementos en los cuales es imposible ahorrar material.

En el caso de la palanca de cierre se ve que se desperdicia hasta un 80% de material, sin embargo este efecto es menor que el que se tendría si la palanca se fabricara de láminas más delgadas, pues el costo de maquinado se elevaría demasiado.

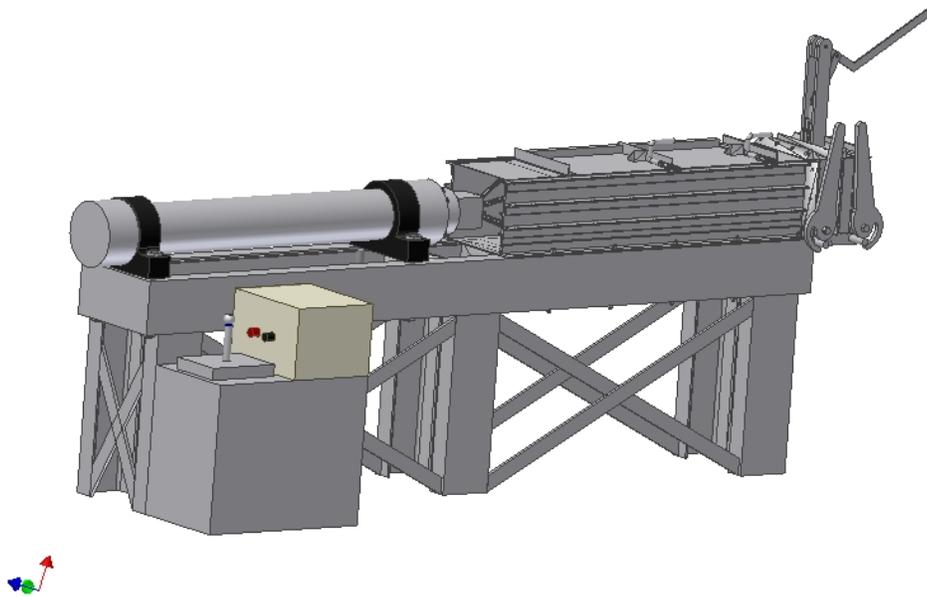


Figura 99 Máquina propuesta. Fuente: Los autores.

## **CAPITULO IV OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**

En éste capítulo se presenta una serie de instrucciones y recomendaciones, cuyo conocimiento es de vital importancia a la hora de poner en marcha la máquina compactadora, así como también para el mantenimiento y ubicación de fallas en el equipo.

Para mejorar el desempeño del operario a la hora de accionar el equipo así como prepararlo a la hora de realizar algún tipo de mantenimiento en la máquina se presenta el siguiente conjunto de recomendaciones que seguramente influirán en el desempeño de la máquina.

También se han incluido algunos detalles que ayudan a encontrar las fallas ocasionales, para poder corregirlas a tiempo y evitar que causen mayor daño en el equipo.

### **4.1 Instalación**

Limpiar y distribuir ordenadamente en el lugar de trabajo todos los elementos, herramientas y dispositivos a instalar.

Antes del montaje de las piezas es conveniente limpiarlas bien y protegerlas con aceite o pintura. Las superficies sometidas a movimiento relativo prolongado deberán ser bien aceitadas y engrasadas. Se comprobará el ajuste y funcionamiento de los elementos instalados.

Tener muy en cuenta las instrucciones del montaje dadas por el fabricante, pues pudieran existir algunas muy especiales.

En el caso de la bomba hidráulica, los ejes deben estar muy bien alineados.

Debe prestarse mucha atención al trazado de las tuberías. Estas deben estar bien sujetas para evitar vibraciones y movimiento. Es importante asegurarse que estén bien limpias.

En el caso de las válvulas debe chequearse bien la dirección de flujo, y la posición correcta, según lo que indique el fabricante.

Tomar en cuenta durante el montaje que los elementos se sitúen de forma tal que sean accesibles a la hora de realizar mantenimiento o reemplazar alguna pieza.

#### 4.2 Puesta en marcha

Se recomienda para la puesta en marcha o arranque de la máquina, seguir un procedimiento metodológico de todos los procedimientos que deben ser tomados en cuenta.

Verificar que el voltaje y la corriente aplicada corresponden a las especificaciones de los componentes electro hidráulicos y al motor eléctrico.

Limpiar el depósito y llenarlo con el aceite especificado, vertiéndolo a través del filtro de llenado. Se debe controlar el nivel de aceite a medida que se va llenando el sistema. Abrir completamente la válvula limitadora de presión.

Comprobar el correcto sentido de rotación del motor y la bomba. Dejar que la instalación vaya llenándose con presión muy reducida, haciendo funcionar las válvulas direccionales. Purgar el aire abriendo y cerrando continuamente los grifos de purga. Se sabe que el aire tiende a acumularse en estos grifos. No se debe utilizar el sistema hidráulico hasta que el aceite fluya sin burbujas, pues de lo contrario se corre el riesgo de que la falta de lubricación dañe algunas piezas.

Una puesta en marcha incorrecta puede ocasionar una destrucción muy rápida de la bomba. Por esto es importante que cuando la bomba arranque por primera vez, no tenga contrapresión y pueda expulsar el aire. Si al arrancar el motor eléctrico la bomba no aspira aceite, parar el motor inmediatamente. El anterior procedimiento debe repetirse continuamente hasta que la bomba alcance el cebado. No restringir la entrada de la bomba en ningún punto, ya que esta debe

ser capaz de mantener la velocidad del fluido en la línea de succión por debajo de 1.4 metros por segundo.

El purgado debe efectuarse operando el cilindro en toda su carrera, con pausas de dos a tres segundos, aplicando máxima presión en los extremos de la carrera.

A partir de este momento debe irse subiendo la presión progresivamente hasta alcanzar la requerida. Durante este proceso debe revisarse el sistema de tuberías para ver si existen fugas. No deben reapretarse nunca las uniones que presenten fugas, mientras el sistema este sometido a presión.

Se deberá realizar una regulación de las válvulas. La presión se ajusta mediante la válvula de seguridad, y ésta no debe sobrepasar nunca la presión de diseño.

Los filtros deberán tener la capacidad necesaria para el volumen de aceite que circulará a través de ellos. Es conveniente revisar el grado de suciedad que presentan los filtros después de un corto periodo de funcionamiento.

Comprobar que no se produzca recalentamiento en el aceite, motor eléctrico, solenoides, etc, ya que a pesar de que las pérdidas de rendimiento se transforman en calor, la temperatura en el tanque no debe sobrepasar los 65 °C.

#### 4.3 Operación y accionamiento

Para la operación y accionamiento por parte del operario, se recomienda la siguiente secuencia de pasos para la máquina compactadora de latas de aluminio.

1. En el panel de control se pulsa el botón de arranque (color negro).
2. Se abren los pasadores de la compuerta de suministro de material y se levanta ésta.

3. Se suministra la cantidad de latas de aluminio necesarias para llenar la precámara de compactación. La mayor parte de las veces las latas vienen en sacos o bolsas.
4. Se cierran los pasadores de la compuerta de suministro.
5. Se verifica que la compuerta de desalojo este bien cerrada.
6. Se inicia la carrera de compactación por parte del pistón. Al llegar al final de dicha carrera éste se detendrá sólo.
7. Se regresa el pistón a suposición inicial gracias al accionamiento de la válvula direccional de flujo bicada en el panel de control.
8. Se abren las palancas de cierre ubicadas en la cámara de compactación. La compuerta de desalojo caerá por si misma.
9. Se activa el mecanismo de expulsión, que ayudado por la fuerza de la gravedad permite la caída de la paca de latas de aluminio.
10. Se regresa la compuerta de desalojo a su posición original y se cierran las palancas.

#### 4.4 Mantenimiento

Después de algún tiempo de operación, todos los componentes hidráulicos deberán ser revisados exhaustivamente.

A continuación se presenta una relación de puntos para los cuales debe realizarse un control periódico:

*Controles Normales:* En este caso nos referimos a los filtros, nivel de aceite en el tanque, temperatura, presión, estanqueidad de los elementos y conducciones, presión de regulación de las válvulas limitadoras, engrase, etc.

*Controles especiales:* Envejecimiento del aceite (en casos donde es necesario). Un aceite turbio y oscuro con sedimentos debe ser cambiado totalmente. El aceite viejo no debe mezclarse nunca con el nuevo, puesto que uno no mejora al otro sino que por el contrario deteriora la capacidad de lubricación.

SE debe engrasar el motor según las normas del constructor. Verificar el desgaste mecánico de las piezas en movimiento, ya que todas las piezas desgastadas deberán ser reemplazadas inmediatamente.

Se debe prestar particular cuidado a la hora de realizar las inspecciones, puesto que debe evitarse que entre sucio en el sistema.

El mantenimiento preventivo es muy importante. Cuando están apenas empezando los problemas, los sentidos son útiles para determinar los síntomas. Por ejemplo un ruido inusual puede ser indicativo de que hay problemas en el funcionamiento de las válvulas, bombas o cilindro.

En resumen, cuatro pequeños procedimientos de mantenimiento, tienen grandes efectos en la operación de los sistemas hidráulicos, en su eficiencia y en su duración.

- A) Cambio periódico de filtros y coladores.
- B) Mantener una suficiente cantidad de líquido hidráulico limpio, con las características de viscosidad apropiadas.
- C) Mantener todas las conexiones apretadas, para evitar que entre aire en el sistema. Nunca el grado de apriete debe llegar a la distorsión.
- D) Siempre deben ser ajustados los niveles y presiones correctas de operación.

Es indispensable realizar por escrito informes, donde se reporten datos importantes del mantenimiento que se realiza a la máquina. Algunos de estos datos son: Explicación de la acción tomada, piezas requeridas, fecha de la reparación, duración del proceso, síntomas presentados por la máquina, data de cambio de fluido y filtros previos, etc.

#### 4.5 Localización de averías

Estando bien ensamblado el equipo y bien instalado, las averías que en pleno funcionamiento pudieran presentarse son: aceite sucio, condiciones de trabajo desfavorables, volumen de aceite insuficiente, mal funcionamiento de

elementos como bomba, cilindro, motor, etc. Las posibles causas de las anomalías son:

A) *Cavitación*: esta se presenta cuando la presión a la salida de la bomba es menor que la presión de vapor del fluido. Este fenómeno origina la destrucción del material por erosión y corrosión química, lo cual trae consigo disminución del rendimiento y presencia de ruido y vibraciones. Las posibles causas de este fenómeno son:

- Filtro de aspiración tapado total o parcialmente.
- Cuerpos extraños en la tubería de aspiración.
- Viscosidad del aceite muy elevada a la temperatura de funcionamiento.
- Temperatura de funcionamiento demasiado baja (produciendo exceso de viscosidad).
- Nivel de aceite demasiado bajo, tubería de aspiración demasiado estrecha o larga.

B) *La Bomba aspira aire*: En este caso el aceite que ingresa al sistema también ha dejado colar aire, lo cual se debe entre otras cosas a:

- Nivel de aceite demasiado bajo, no cubriendo suficientemente la boca de aspiración.
- Emulsión de aceite (formación de espuma), ya que las líneas de retorno desembocan por encima del nivel del líquido.
- Tubería de aspiración estropeada.

C) *Ruido excesivo o vibraciones en la válvula de seguridad*: el cual se hace evidente en pleno funcionamiento. Las posibles causas son:

- Válvula demasiado pequeña para el caudal que elimina.
- Presión excesiva en la línea de retorno.

- Asiento dañado, por ello se hace necesario repararlo o cambiarlo.
- Ajuste de la válvula demasiado próximo al de la otra válvula del circuito (La diferencia no debe ser menor que 10 kilogramos por centímetro cuadrado).

D) *Débil presión, insuficiente o irregular*: La cual pudiera estar ocasionada por:

- Mal funcionamiento de la válvula de seguridad, o de otra válvula del sistema.
- Impurezas del fluido que tiende a mantener la válvula de seguridad parcialmente abierta. Cambiar los filtros sucios y el fluido del sistema.
- Aire presente en la tubería de aceite. Esto se solventa apretando bien las uniones luego purgando el sistema.
- Cuando la presión es excesiva, pudiera presentarse un problema con la válvula reductora, por ello es conveniente revisarla.
- Si no hay presión, se debe revisar el nivel del aceite porque pudiera ser bajo. También pudiera haber un problema con el eje de la bomba, con la ceba de ésta o con el acoplamiento a motor.

E) *El cilindro no se mueve*: lo cual se evidencia en la no compactación de la máquina. Esto se debe a:

- Mal funcionamiento de la bomba.
- Falla eléctrica que no permite al sistema trabajar a pleno potencial.
- Presión de servicio demasiado baja.
- Cilindro o motor dañado o averiado.

F) *El cilindro no se mantiene en su posición de parada*: Lo cual no permite proseguir el proceso de compactación llevado a cabo por la máquina. Las posibles causas son:

- La carrera del cilindro está siendo obstruida por algún objeto.
- Existen fugas en el cilindro.
- Problemas con la línea que lleva el aceite hasta el cilindro.

F) *Calor excesivo*: Lo cual se percibirá rápidamente por el operario. Entre otras cosas este fenómeno se debe a:

- Presión del sistema demasiado alta.
- Carga excesiva. Podría ser que el material que se está compactando en la máquina es mucho para la capacidad.
- Válvula de alivio o descarga con ajuste demasiado alto en presión.
- Fluido con viscosidad incorrecta.
- Algún componente como el cilindro, la bomba o el motor pudiera estar dañado, lo cual implica que hay que cambiarlo rápidamente.
- Válvula reguladora de caudal mal ajustada.

E) *Otros casos*:

- Cuerpo de la bomba desgastado o dañado.
- Mal alineamiento del eje.
- Rodamiento desgastado o defectuoso.
- Falta de lubricación.
- Débil presión, insuficiente o irregular

## CAPITULO V ESTUDIO DE FACTIBILIDAD

Una vez que se han dimensionado todos los elementos constitutivos de la máquina. Es conveniente realizar una evaluación de costos que permita verificar la pertinencia del proyecto que se ha desarrollado. Para cumplir con este objetivo se cuenta con las cotizaciones correspondientes a los equipos necesarios, y por supuesto con la cotización de una máquina de características similares a la desarrollada.

A continuación se presenta una tabla que contiene los equipos requeridos y el costo aproximado. En los anexos 1, 2, 3, 4 se puede verificar la información contenida en las tablas.

Tabla 22 Costo aproximado de la construcción de una máquina compactadora de latas de aluminio.  
Fuente: Los autores

	<b>Equipo o accesorio</b>	<b>Precio (Moneda Nacional)</b>	<b>Tipo de cambio</b>	<b>Precio (US \$)</b>
1	Equipos Hidráulicos y accesorios	18.520.000	Bs. 1.920 por dólar.	9.646
2	Láminas, Ángulos, Barras y vigas de acero.	850.000	Bs. 1.920 por dólar	443
3	Elementos eléctricos de control.	1.140.092,41	Bs. 1.920 por dólar	593,79
4	Costos de mano de obra para maquinado y manufactura	1.500.000	Bs. 1.920 por dólar	781,25
5	Manómetro y sensor de temperatura para el tanque(opcional)	950.000	Bs. 1.920 por dólar	494,79
	<b>COSTO TOTAL</b>	<b>22.960.092,41</b>	<b>Bs. 1.920 por dólar</b>	<b>11.958,83</b>

Descripción de los equipos o accesorios:

1. Equipos Hidráulicos y accesorios: En el monto reflejado en la tabla anterior se incluyen: Cilindro Hidráulico, Bomba Hidráulica, Motor eléctrico, Depósito de aceite, Filtros de admisión y retorno, válvula de alivio, válvula direccional de flujo, conexiones bomba- tanque, acople motor-bomba, estructura compacta motor bomba, Nivel de aceite, Tapa de llenado, fijación de motor y bomba. Bridas de fijación para el cilindro. 10 galones de aceite hidráulico. Para los detalles ver anexo 1.
2. Láminas, ángulos, barras y vigas de acero: Este precio incluye la totalidad de los ángulos, vigas, láminas y barras a emplear. Ver anexo 2.
3. Elementos eléctricos de control. Se incluyen en el monto indicado en la tabla de arriba los siguientes elementos: Guarda motor bimetálico contra cortocircuitos, contactor principal, pulsador de arranque, pulsador de parada, bloque de contacto, cableado para alimentación del motor, interruptor termo magnético, caja de pulsadores, servicio de instalación y puesta en marcha. Ver anexo 3.
4. Mano de obra para maquinado y manufactura. El monto correspondiente a este apartado refleja la mano de obra para mecanizado, soldadura, corte, torno. Ver anexo 2.
5. Manómetro y sensor de temperatura. En este caso, se incluyen: Manómetro con glicerina de 400 bar, sensor de temperatura de bulbo. Ver anexo 1.

Ahora se deben comparar dos opciones. La primera es el motivo de todo este estudio, y se refiere al desarrollo en el país de una máquina compactadote de latas de aluminio. La segunda opción corresponde con la alternativa que hasta ahora ha sido empleada por la industria, y no es otra que la importación de un equipo, con características parecidas al que se propone en el presente.

La siguiente tabla muestra una comparación entre las opciones.

Tabla 23 Comparación de costos entre una máquina importada y una construida según el presente estudio. Fuente: Los autores.

<b>N°</b>	<b>Tipo de máquina</b>	<b>Precio ( Moneda Nacional)</b>	<b>Tipo de cambio</b>	<b>Precio (US \$)</b>
<b>1</b>	<b>Máquina de fabricación nacional</b>	22.960.092	1.920 Bolívares por dólar.	11.958,83
<b>2</b>	<b>Máquina importada</b>	44.280.000	1.920 Bolívares por dólar.	23.062,50

NOTA: Los presupuestos y cotizaciones que apoyan la información presentada se encartan en los anexos del 1 al 4.

Descripción de precios para cada máquina:

1. Máquina de fabricación nacional. Son parte de este precio los siguientes aspectos: Máquina compactadora de latas de aluminio con capacidad máxima de 40 toneladas, planos de la máquina, manuales de operación y mantenimiento, instalación en el sitio de trabajo, simulación de funcionamiento por computadora, asistencia técnica. Ver anexos 1, 2 y 3. Ver también tabla 24.
2. Máquina importada por la empresa Fluidica S.A. En el precio incluido en la tabla 25 se han considerado los siguientes aspectos: Máquina compactadora de latas de aluminio con capacidad de 40 toneladas, manuales de usuario, traslado y hospedaje de personal para la instalación, planos, manuales de uso, traslado de la máquina hasta el sitio de trabajo. Para mayores detalles ver tabla del anexo 4.

Si se realiza un análisis de las cifras contenidas en la tabla anterior nos damos cuenta que el precio de la máquina importada, es cercano a dos veces mayor que el de la máquina que se desea construir. Aunada a esta diferencia de precios hay dos ventajas de la máquina construida según el presente proyecto, sobre la máquina importada.

En primer lugar el tiempo de entrega de la máquina importada es aproximadamente el doble que el de la máquina de fabricación nacional, muestra de ello son los tiempos de entrega estipulados por el fabricante (en el caso de la máquina importada) y por el suplidor de equipos y mano de obra (en el caso de la fabricación de la máquina). Ver anexos del 1 al 4.

En segundo lugar, el mantenimiento de la máquina traída al país deberá ser realizado periódicamente por personal designado por el suplidor, con el riesgo en caso contrario, de perder la garantía. En el presupuesto presentado en el anexo 4, se observa que la instalación y mantenimiento del equipo una vez adquirido, debe ser realizado por el personal de la empresa vendedora. En este punto es bueno mencionar que se deben cubrir gastos de transporte y hospedaje para dos personas por un par de días, solamente para la instalación del equipo. Esto representa un gasto por el orden de los 4 millones de Bolívares, aproximadamente. Si añadimos a esto un costo parecido para realizar el mantenimiento del equipo, encontramos una elevación considerable de los gastos que afectaría en gran medida las empresas pequeñas, como lo es el caso de Inversiones C.

En definitiva, luego del análisis hecho, la construcción de una máquina compactadora de latas de aluminio según el presente diseño, es una alternativa altamente viable y factible, pues el tiempo de entrega y la inversión necesaria son mucho menores que una máquina importada.

Se pueden obtener ahorros de hasta 50 % en la adquisición del equipo, lo cual repercute directamente en la industria nacional. Se brinda una alternativa

sencilla e innovadora para las empresas que al igual que Inversiones C, deseen incursionar en el negocio del reciclaje.

De igual manera el desarrollo de la máquina compactadora representa la generación de nuevas tecnologías propias, las cuales vendrían a crear un precedente en la industria nacional, a la vez de representar un incentivo para el surgimiento de iniciativas parecidas a la de la empresa Inversiones C, con la cual se ha fomentado el presente trabajo.

## CONCLUSIONES

Para encontrar la solución más adecuada al problema presentado inicialmente, se procedió a realizar una selección del sistema de compactación que reuniera las mejores características, empleándose para ello una matriz de selección que condujo el estudio de un sistema hidráulico.

Basado en un criterio de rigidez para la estructura y en el aprovechamiento máximo de los materiales disponibles, se diseñó una estructura de soporte para toda la máquina compactadora de latas. Dicha estructura se dimensionó de manera tal que ocupará el menor espacio posible y presentara buenas características de resistencia para cumplir con las exigencias del equipo requerido. Una vez obtenidas las dimensiones específicas de la máquina se procedió a estandarizar el material a emplear, partiendo del más favorable, lo cual ocasiona un sobredimensionamiento que va acompañado de una importante disminución del desperdicio de material.

Buscando la mayor simplicidad y comodidad de operación, se seleccionó un sistema de mando basado en un arranque por pulsadores, y un control permanente de la acción compactadora por medio de una válvula direccional, ubicados de manera que se mantuvieran inalterados los parámetros de rapidez de operación.

Atendiendo a la necesidad de un recinto resistente y robusto para confinar la paca de latas en proceso de compactación, se presentó una estructura llamada cámara de compactación, construida de láminas y refuerzos de acero y ubicada de manera tal que se correspondiera con las exigencias de espacio. Dicha cámara presenta innovadoras características, entre las cuales se puede mencionar el desalajo del material compactado por la parte inferior, con mecanismos enteramente manuales, diseñados con la finalidad de disminuir costos.

Se logró obtener soluciones sencillas y viables para la salida y recepción de las pacas de aluminio compactadas. En primer lugar se colocó la

máquina a una altura tal que se permitiera la automatización del proceso del retiro de las pacas , al mismo tiempo se seleccionó la forma de desalojo del material de forma vertical y por la cara inferior de la cámara de compactación, lo cual es adecuado a lo exigido inicialmente.

En la búsqueda de dar vida a la máquina y verificar el buen funcionamiento virtual de ésta, se simuló el proceso de compactación. Dicha simulación proporciona una idea del funcionamiento en conjunto de una serie de partes ensambladas y accionadas debidamente proporciona una secuencia de utilización de la máquina compactadora. De esta manera se debe visualizar cuales podrían ser las necesidades de personal calificado y de espacio físico.

Para tratar de conservar en buenas condiciones la máquina compactadora de latas de aluminio, se presentó un plan de mantenimiento sugerido, con la finalidad de que tanto el operario como el encargado de la máquina puedan tener ideas claras de cómo proceder a realizar el mantenimiento preventivo y cómo corregir averías. Al mismo tiempo se presentó un manual de instrucciones que incluye la secuencia según la cual se debe accionar la máquina compactadora.

Finalmente es necesario comentar la importancia de la solución presentada. Primero porque se convierte en una forma innovadora de desarrollar nuevas tecnologías y luego porque beneficia a la industria aportando una nueva idea para la tendencia actual de la recolección y reciclaje de desechos, entre los cuales se encuentran las latas de aluminio.

## RECOMENDACIONES

Seria apropiado tomar las siguientes acciones tendientes a mejorar y optimizar el diseño.

- Automatizar el mecanismo compactador de la máquina, de manera que éste se lleve a cabo de manera sistemática y no sea necesaria la válvula direccionadora manual.
- Colocar un dispositivo de parada de emergencia, pues la máquina será la que ejecute el proceso de compactación, a fin de resguardar la seguridad del operario.
- Introducir una derivación del sistema hidráulico la cual se utilice para expulsar la paca de latas de aluminio al exterior de la máquina. Esto implicará la adquisición de un cilindro adicional de baja potencia.
- Automatizar el proceso de suministro de material por medio de la colocación de una banda transportadora y una tolva de recepción de material.
- Adaptación de un mecanismo de bandas transportadoras que permita llevar la paca de latas de aluminio compactadas una vez que sale de la máquina hasta una zona de almacenaje y/o carga.
- Implementar un arranque a tensión reducida (estrella triángulo) para el motor, disminuyendo el consumo de energía eléctrica de éste.
- Colocar un sistema de cierre automático para las compuertas de suministro y desalojo, con lo cual se reduce el tiempo de operación.

## BIBLIOGRAFÍA

1. ARIAS, Fidas. (2.003). *“El proyecto de investigación”*. Caracas. Ediciones Oriol.
2. ARTOBOLEVSKI, I. (1.977). *“Mecanismos de Palancas”*. Moscú. Editorial Mir.
3. BACHMAN, A y Forberg R. (1.982). *“Dibujo Técnico”*. 14ª edición España. Editorial Labor, SA.
4. CASILLAS, A. *“Máquinas y cálculos de taller”*. 23ª edición. España. Ediciones Hispanoamericana.
5. KIENERT, Georges. (1.972). *“Construcciones metálicas soldadas y remachadas”*. España. Ediciones Urmo.
6. KOCH, Helmont. (1.965). *“Manual de la soldadura eléctrica por arco”*. España. Editorial Reverté.
7. MARCKS. (1.999). *“Manual del ingeniero mecánico”*. 9ª edición. México. Editorial Mc Graw Hill.
8. MOTT, Robert. (1.992). *“Diseño de elementos de máquinas”*. Segunda edición. México. Editorial Prentice hall.
9. OTAZO, Maria. (1.992). *“Diseño de prensas hidráulicas de montaje (40 y 22 Toneladas) y la construcción de un prototipo”*. Caracas. Tesis. U.C.V. Facultad de ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica.
10. RIVAS, Julián. (1.999). *“Técnicas de Documentación e investigación”*. Caracas. Universidad Nacional Abierta.

11. ROARK, Raymond. (1.976). "*Formulas for Stress and strain*". Quinta edición. Tokio. Editorial Mc Graw Hill.
12. SHIGLEY, Joseph. (2.002). "*Diseño en ingeniería mecánica*". Sexta edición. México. Editorial Mc Graw Hill.
13. REXROTH GMBH. "*Training Hidráulico*". Rexroth GmbH.
14. TIMOSHENKO, S. (1.978). "*Resistencia de materiales*". Segunda edición. Madrid. Editorial Espasa Calpe.
15. TIMOSHENKO, S. (1.998). "*Mecánica de materiales*". Cuarta edición. Mexico. Internacional Thompson editores.
16. VICKERS. (1.984). "*Manual de oleohidráulica industrial*". 2ª edición España. Editorial Blume.
17. SERWAY, R. A. (1.992). "*Física*". Cuarta edición. México. Editorial Mc Graw Hill.

## APENDICE

## ANEXOS