

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE LATAS DE BEBIDAS DE ALUMINIO

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,

que presenta el bachiller:

EDWIN ANTONIO BALTUANO PARRA

**ASESOR: ING. BENJAMÍN BARRIGA
GAMARRA**

Lima, agosto del 2013

RESUMEN

La presente tesis comprende el diseño de una máquina compactadora de latas de bebidas de aluminio, la cual tiene como función principal alcanzar una compactación de por lo menos un quinto del volumen inicial de la lata. La máquina ha sido diseñada para aplastar latas de gaseosas, cervezas y bebidas energizantes previamente drenadas manualmente en caso sea requerido y se considera que podrá ser utilizada en pequeños negocios, centros comerciales o centros de acopios de metales facilitando y colaborando el reciclaje de aluminio.

La lata vacía ingresa a la máquina a través de una rampa que alimenta la cámara de compactado, en dicha cámara se realiza primero el pre-compactado mediante un punzón y luego se compacta con un bloque mediante un mecanismo biela-manivela que garantiza, por la geometría de la misma, que la lata se reduzca a la quinta parte de su volumen inicial. Finalmente la lata compactada cae a través de una ranura hacia un depósito ubicado en la parte baja de la máquina.

La máquina ha sido diseñada lo más compacta posible y ocupa un espacio de 655mm de largo por 260mm de ancho y una altura de 1070mm. Además posee guardas de seguridad para proteger los elementos móviles expuestos que pudieran causar daño alguno al operador.

El accionamiento de la máquina será a través de una manija, la cual será operada de forma rotacional por una persona de forma segura sin causar fatiga o molestia alguna debido a las consideraciones ergonómicas en el diseño. La máquina tiene una capacidad de compactar como mínimo 9 latas por minuto de forma continua.

En la primera parte de la tesis se presenta el estado actual de la tecnología y los ensayos hechos sobre las latas de aluminio en distintas formas de compactado, los cuales fueron realizados en el Laboratorio de Materiales de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Luego se presentan los resultados de dichos ensayos, con los cuales se determina la forma más eficiente de compactado, es decir la forma que requiere la menor fuerza para la compactación.

La metodología propuesta en el presente proyecto está basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI). VDI 2221, con el título de Metodología de Diseño en Ingeniería, es el documento a partir del cual se han extraído las directrices que dan la estructura y coherencia al plan metodológico de diseño del presente proyecto. Posteriormente se determina una alternativa de solución óptima y se realizan todos los cálculos necesarios para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina.

Finalmente se realizó un análisis económico de la fabricación y ensamblaje de la máquina, obteniéndose un costo aproximado del primer prototipo de \$ 430, costo que disminuirá si se considera una producción en serie, por lo que se estaría cumpliendo con lo deseado en la lista de exigencias.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE
LATAS DE BEBIDAS DE ALUMINIO

ÁREA : DISEÑO # 228

PROPUESTO POR : Ing. BENJAMÍN BARRIGA GAMARRA

ASESOR : Ing. BENJAMÍN BARRIGA GAMARRA

TESISTA : EDWIN ANTONIO BALTUANO PARRA

CÓDIGO : 2007.0202

FECHA : 18 de setiembre del 2012



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En los últimos años se ha visto un incremento del consumo de gaseosas y cervezas en latas de aluminio en el país, especialmente en los balnearios de la costa peruana. A pesar de lo antes expuesto; el consumo, y por ende el reciclaje, de aluminio no está muy difundido en la cultura peruana. En otros países, como por ejemplo, Brasil y Estados Unidos el consumo y reciclaje de las latas de bebidas de aluminio ha crecido considerablemente en estos últimos años, y con este crecimiento cada vez se innova en artículos relacionados a esta práctica, como por ejemplo la invención de máquinas destinadas a compactar las latas para reducir el volumen y para así poder ser más transportable.

La presente tesis comprende el diseño y la fabricación de una máquina, cuya función principal es la de compactar latas de bebidas de aluminio, como lo son las latas de refrescos gaseosos, cervezas y rehidratantes. La máquina estará diseñada para usarse en pequeños negocios, centros comerciales y en centros de acopio de metales. La misión de esta máquina es reducir el volumen de las latas como mínimo a la quinta parte para facilitar su posterior transporte hacia los centros de reciclaje, contribuyendo de esta forma al medio ambiente y a su vez generando una conciencia de consumo y reciclaje de bebidas en envases de aluminio; debido a que este material es 100% reciclables y representa un enorme ahorro energético.

jm

Ba



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE LATAS DE
BEBIDAS DE ALUMINIO**

INTRODUCCIÓN

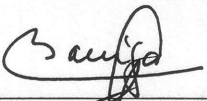
1. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO
2. DISEÑO DE LA MÁQUINA
3. PLANOS
4. COSTOS DE FABRICACION

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

Máximo: 100 páginas


Ing. BENJAMIN BARRIGA
GAMARRA
Asesor





Gracias a Dios.

A mis padres, por su amor y apoyo incondicional.

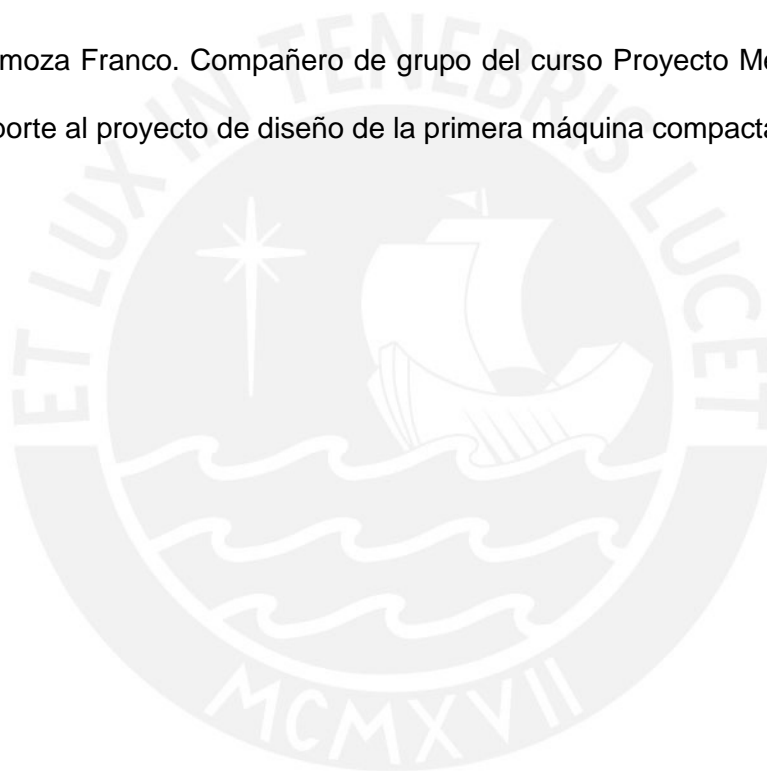
A mi hermano que me cuida y guía desde el cielo.

A todas las personas que confían en mí.

AGRADECIMIENTOS

Ing. Benjamín Barriga. Profesor a tiempo completo de la sección de Ingeniería Mecánica. Por el tiempo dedicado a la asesoría y los conocimientos brindados hacia la presente tesis.

Dante Hermoza Franco. Compañero de grupo del curso Proyecto Mecánico 1. Por su apoyo y aporte al proyecto de diseño de la primera máquina compactadora de latas.



ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	<i>i</i>
APROBACION DEL TEMARIO DE TESIS	<i>ii</i>
DEDICATORIA	<i>iv</i>
AGRADECIMIENTOS	<i>v</i>
INDICE DE TABLAS	<i>viii</i>
INDICE DE FIGURAS	<i>ix</i>
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO	3
1.1 Estado de la tecnología.	3
1.2 Ensayos realizados sobre las lastas de aluminio.	7
1.3 Lista de exigencias.	11
CAPÍTULO 2: DISEÑO DE LA MÁQUINA	15
2.1 Estructura de funciones.	15
2.1.1 Abstracción: Caja negra (Black – box).	16
2.1.2 Secuencia de operaciones.	17
2.1.3 Fijación de los procesos técnicos.	17
2.1.4 Representación de la estructura de funciones.	19
2.2 Matriz morfológica.	20
2.3 Conceptos de solución.	23
2.4 Determinación del concepto de solución óptimo.	26
2.4.1 Descripción del funcionamiento de la solución óptima: Prototipo 2.	29
2.5 Cálculos y selección de componentes.	29
2.5.1 Diseño y cálculo de fuerzas en el resorte.	31
2.5.2 Cálculo del momento torsor requerido por el mecanismo.	34
2.5.3 Selección de la cadena BS/ISO y cálculo de la fuerza ergonómica del operador.	38
2.5.4 Cálculo de árboles.	40

2.5.4.1	Cálculo previo del árbol principal.	40
2.5.4.2	Cálculo definitivo del árbol principal.	46
2.5.4.3	Cálculo previo del árbol secundario.	47
2.5.4.4	Cálculo definitivo del árbol secundario.	51
2.5.5	Cálculo de las uniones por chavetas de caras paralelas.	52
2.5.6	Cálculo de los pasadores.	55
2.5.7	Cálculo de las clavijas.	58
2.5.8	Cálculo y verificación de las bielas.	60
2.5.9	Cálculo y verificación de las manivelas.	62
2.5.10	Selección del tamaño y número de billas para la cámara de compactado.	64
2.5.11	Selección de rodamientos del árbol principal.	68
2.5.12	Cálculo de tornillos.	69
2.5.12.1	Cálculo de la unión atornillada UTT, guías angulares – tapa.	69
2.5.12.2	Cálculo de la unión atornillada UAR, base del resorte – compactador.	70
CAPÍTULO 3: PLANOS		73
CAPÍTULO 4: COSTOS DE FABRICACION		75
4.1	Costos de adquisición de elementos normalizados	76
4.2	Costos de adquisición de elementos estructurales y planchas metálicas	77
4.3	Costos de adquisición de materiales para los elementos de máquina	78
4.4	Costos de maquinado y ensamble	78
4.5	Obtención de costos totales	79
CONCLUSIONES		80
BIBLIOGRAFÍA		82
ANEXOS		

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1. Ensayos sobre latas de aluminio.	8
Tabla 1.2. Lista de exigencias.	11
Tabla 2.1. Matriz morfológica.	20
Tabla 2.2. Evaluación de conceptos de solución – Valor técnico.	26
Tabla 2.3. Evaluación de conceptos de solución – Valor económico.	27
Tabla 2.4. Resultados de la solución del mecanismo.	37
Tabla 2.5. Factor de concentración de esfuerzos.	45
Tabla 2.6. Diámetros de las secciones del árbol principal.	45
Tabla 2.7. Factores de seguridad por secciones del árbol principal.	46
Tabla 2.8. Diámetros de las secciones del árbol secundario.	51
Tabla 2.9. Factores de seguridad por secciones del árbol principal.	51
Tabla 2.10. Selección de chavetas.	55
Tabla 3.1. Listado de planos.	74
Tabla 4.1. Precios parciales de los elementos normalizados.	76
Tabla 4.2. Precios parciales de elementos estructurales y planchas metálicas.	77
Tabla 4.3. Costos de adquisición de materiales para los elementos de máquina.	78
Tabla 4.4. Costos de maquinado y ensamble.	79
Tabla 4.5. Obtención de costos totales.	79

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1. Compactadora de latas manual.	4
Figura 1.2. Compactadora de latas accionada a pedal.	4
Figura 1.3. Compactadora de latas con mecanismo biela-manivela.	5
Figura 1.4. Compactadora de latas hidráulica.	5
Figura 1.5. Compactadora de latas neumática.	6
Figura 1.6. Compactadora de latas con motor eléctrico.	6
Figura 1.7. Resultados de ensayos de latas de cervezas y gaseosas.	9
Figura 1.8. Resultados de ensayos de latas de bebidas energizantes.	9
Figura 1.9. Compactado de latas de bebidas energizantes.	10
Figura 2.1. Diagrama de flujo para el diseño.	15
Figura 2.2. Black – box.	16
Figura 2.3. Estructura de funciones.	19
Figura 2.4. Prototipo de solución N°1.	23
Figura 2.5. Prototipo de solución N°2.	24
Figura 2.6. Prototipo de solución N°3.	25
Figura 2.7. Diagrama de evaluación técnico – económico según VDI 22 25.	28
Figura 2.8. Modelo total de la máquina compactadora.	30
Figura 2.9. Mecanismo total de la máquina compactadora.	31
Figura 2.10. Posiciones del proceso de compactado .	32
Figura 2.11. Sistema compactador.	33
Figura 2.12. Comportamiento del resorte en la operación.	34
Figura 2.13. Mecanismo biela-manivela.	35
Figura 2.14. Elementos del sistema de transmisión.	39
Figura 2.15. Sistema de transmisión por cadena.	39
Figura 2.16. Consideraciones ergonómicas.	40
Figura 2.17. Componentes del árbol principal.	41
Figura 2.18. Diagrama de cuerpo libre – árbol principal.	41
Figura 2.19. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xy – árbol principal.	43
Figura 2.20. Diagrama de momentos flectores en la dirección x – árbol principal.	43

Figura 2.21.	Diagrama de fuerzas cortantes en el plano yz – árbol principal.	43
Figura 2.22.	Diagrama de momentos flectores en la dirección y – árbol principal.	44
Figura 2.23.	Diagrama de momentos torsores en la dirección z – árbol principal.	44
Figura 2.24.	Componentes del árbol secundario.	47
Figura 2.25.	Diagrama de cuerpo libre – árbol secundario.	48
Figura 2.26.	Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xy – árbol secundario.	49
Figura 2.27.	Diagrama de momentos flectores en la dirección x – árbol secundario.	49
Figura 2.28.	Diagrama de fuerzas cortantes en el plano yz – árbol secundario.	49
Figura 2.29.	Diagrama de momentos flectores en la dirección y – árbol secundario.	50
Figura 2.30.	Diagrama de momentos torsores en la dirección z – árbol secundario.	50
Figura 2.31.	Unión mediante chaveta.	53
Figura 2.32.	Unión árbol principal - manivelas.	53
Figura 2.33.	Unión árbol principal – rueda conducida.	54
Figura 2.34.	Unión árbol secundario – piñón motriz.	54
Figura 2.35.	Componentes de la unión por pasadores.	56
Figura 2.36.	Unión articulada por pasadores.	57
Figura 2.37.	DCL's de los elementos a articular.	57
Figura 2.38.	Componentes de la unión por clavijas.	58
Figura 2.39.	Unión articulada por clavijas.	59
Figura 2.40.	Componentes del mecanismo biela – manivela.	60
Figura 2.41.	Esquema de las bielas.	61
Figura 2.42.	Sección crítica a analizar en las verificaciones.	62
Figura 2.43.	Esquema de las manivelas.	63
Figura 2.44.	Sección crítica a analizar en las verificaciones.	64
Figura 2.45.	Billas en el sistema compactador.	65
Figura 2.46.	Vista (superior derecha) en sección de las billas.	65
Figura 2.47.	Resistencia a la fatiga por contacto.	66

Figura 2.48. Tensiones máximas admisibles en función de la tensión de compresión.	67
Figura 2.49. Unión atornillada guías angulares – tapa.	70
Figura 2.50. Unión atornillada base del resorte - compactador.	71



INTRODUCCIÓN

Los envases de aluminio se comenzaron a usar en los años 60's para contener zumos congelados. En 1961, la empresa Reynolds Metals Co. presentó al público un estudio demostrando que la conservación de bebidas en envases de aluminio ofrecían mejores ventajas frente a los contenedores de hojalatas, además la inclusión de aditamentos en los envases para facilitar el consumo de su contenido, como el "abrefácil", aceleró la difusión y comercialización de dichos envases. Un claro ejemplo es que en 1967, las reconocidas empresas como Pepsi y Coca-Cola comenzaron a envasar sus productos en latas de aluminio en grandes cantidades. Hasta la introducción del Polietileno Tereftalato (PET) en 1990, la demanda de latas de aluminio fue intensa.

Debido a la elevada energía que se usa en la obtención de aluminio primario se ve conveniente reciclarlo. Además, el aluminio es un material 100% recuperable y el proceso de refundido tan solo requiere el 5%¹ de la energía necesaria para la obtención del aluminio primario. A nivel mundial, muchos países se preocupan por el reciclaje de aluminio como Estados Unidos, Japón, Brasil y países de Europa.

En el Perú, debido a la poca iniciativa de las autoridades no se promueve el reciclaje de aluminio, nuestro país tiene un sistema de reciclaje de aluminio prácticamente inexistente. En los últimos años el reciclaje de aluminio ha crecido rápidamente en países extranjeros como Brasil, y con este crecimiento cada vez se innova en artículos relacionados a esta práctica, como por ejemplo la invención de máquinas destinadas a compactar las latas para reducir el volumen y poder ser más transportable hacia los centros de reciclaje.

¹ Can Manufacturers Institute. "Environmental Issues: recycling fun facts". Disponible en: [<http://www.cancentral.com/funfacts.cfm>], 2006

Consumir bebidas, como gaseosas y cervezas, en latas de aluminio sería mucho más barato y eco amigable si hubiese la suficiente demanda para que las empresas dediquen su producción a fabricar sus productos en dichos envases en lugar de plásticos y botellas, y de esta forma ofrecer dichos productos a un menor precio.



CAPITULO 1

DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

1.1 Estado de la tecnología.

En la actualidad se encuentra en el mercado internacional aplastadoras de latas de uso casero de varios tipos de accionamiento:

Fuerza Humana: existen máquinas que emplean un simple mecanismo de palanca para aplastar las latas de aluminio como la compactadora manual de la figura 1.1, cuyo precio es de \$12.99; existen además compactadoras accionados por el pie como el de la figura 1.2, cuyo precio es de \$24.56. Además podemos encontrar máquinas que emplean mecanismos más complejos por ejemplo mediante el accionamiento de un mecanismo biela-manivela como el de la figura 1.3.

Debido a la simplicidad de la primera máquina compactadora, está más difundida en el mercado internacional debido a su bajo precio, pero cabe mencionar que compacta la lata a lo más hasta la tercera parte del volumen inicial, por lo cual no entraría en competencia con el posterior diseño que compactará como mínimo a la quinta parte como se detallará posteriormente en la lista de exigencias.



Figura 1.1. Compactadora de latas manual.²



Figura 1.2. Compactadora de latas accionada a pedal.³

² CVF SUPPLY COMPANY, "Aluminiumcan crusher – 16oz Recycle can crushers". Disponible en: [<http://cvfsupplyco-store.stores.yahoo.net/16ozcancrusher.html>], 2011

³ GUARDIANECOSTORE, "Ecozone Foot Operated Can Crusher". Disponible en: [<http://www.guardianecostore.co.uk/products/ecozone/ecozone-foot-operated-can-crusher/>], 2011



Figura 1.3. Compactadora de latas con mecanismo biela-manivela.⁴

Fuerza Hidráulica: También existen máquinas accionadas por sistemas hidráulicos como la de la figura 1.4. Este tipo de máquina requiere de otros componentes adicionales como una unidad hidráulica, válvulas y mangueras, los cuales aumentan considerablemente su precio. Es por esto que son poco difundidas en el mercado debido a su elevado costo y al espacio que ocuparían.



Figura 1.4. Compactadora de latas hidráulica.⁵

Fuerza Neumática: Adicionalmente podemos encontrar máquinas accionadas por dispositivos neumáticos como el de la figura 1.5, muy parecidas a la compactadora de latas hidráulica antes mencionada. La ventaja de esta máquina es que es muy rápida,

⁴ YOUTUBE, “Mechanical can crusher”. Disponible en: [http://www.youtube.com/watch?v=ZpDtn23SEio], 2008

⁵ YOUTUBE, “Hydraulic Can Crusher”. Disponible en: [http://www.youtube.com/watch?v=cuWV6QO_Fb8], 2007

pero a su vez relativamente cara, \$275 (costo no incluye el sistema de aire comprimido). En la mayoría de los casos esta máquina es fabricada de forma casera; pero encontramos en la página de www.telenovation.com que este dispositivo para reducción volumétrica de latas es comercializada, solo que se necesita de una línea de aire comprimido extra, lo que aumentaría el costo total para la máquina.



Figura 1.5. Compactadora de latas neumática.⁶

Accionadas por un motor eléctrico: Dentro de los componentes de estas máquinas presentan un motor eléctrico y un acople para poder entregar la fuerza necesaria para compactar las latas mediante un mecanismo de biela-manivela. Adicionalmente se le pueden acoplar mecanismos de expulsión y alimentación. Al igual que las anteriores máquinas, esta tampoco está muy difundida en el mercado debido al alto costo y gran tamaño.



Figura 1.6. Compactadora de latas con motor eléctrico.⁷

⁶ TELENOVATION, "Pneumatic Can Crusher". Disponible en: [<http://www.telovation.com/articles/pneumatic-can-crusher.html>], 2009

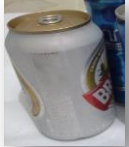
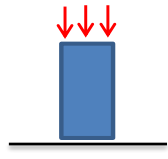

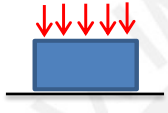

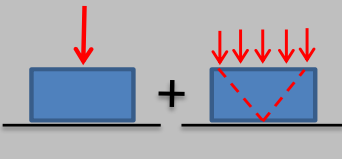

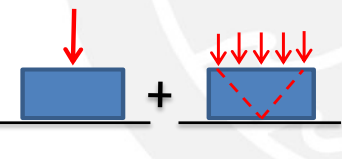


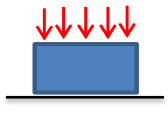

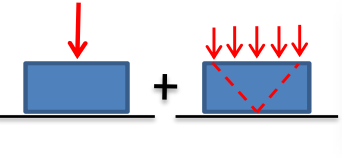

En resumen, podemos encontrar diversos tipos de máquinas compactadoras de latas en el extranjero, en cambio, en el Perú aún el porcentaje de compra o fabricación de estas máquinas es casi inexistente. También es importante resaltar que las máquinas compactadoras manuales, mostradas anteriormente, no alcanzan el objetivo principal de la presente tesis, es decir que no logran compactar a la quinta parte del volumen inicial.

1.2 Ensayos realizados sobre las latas de aluminio.

Para poder determinar las fuerzas reales que se necesitan para poder compactar las latas, fue necesario realizar ensayos en la *Máquina Universal de Tracción y Compresión MFL* ubicada en el Laboratorio de Materiales de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Se ensayaron los dos tipos de latas de aluminio entre cervezas y gaseosas (tipo 1) y bebidas energizantes (tipo 2); sumando un total de 22 pruebas. Las latas fueron sometidas a cargas de compresión en distintas posiciones y condiciones finales según la tabla 1.1. Los resultados de los ensayos son mostrados a continuación en los siguientes cuadros.

⁷ YOUTUBE, “Can Crusher”. Disponible en:
[<http://www.youtube.com/watch?v=75n6afMizRM&feature=related>], 2009

Tabla 1.1. Ensayos sobre latas de aluminio.

ENSAYOS CON LATAS DE CERVEZA Y GASEOSA			
	Dimensiones de la lata (tipo 1)		
	Diámetro:	$\varnothing=66 \text{ mm}$	
	Alto:	$h=122.3 \text{ mm}$	
CONDICIONES INICIALES			
Compactado en dirección axial			
		Altura final:	$h_f=20 \text{ mm}$
		Nº de ensayos:	4
		F1	2100 N
		F2	1100 N
		F3	1600 N
Compactado en dirección radial sin pre-compactado			
		Altura final:	$\varnothing_f=13 \text{ mm}$
		Nº de ensayos:	3
		F1	1450 N
		F2	1500 N
Compactado en dirección radial con pre-compactado			
		Altura final:	$\varnothing_f=13 \text{ mm}$
		Nº de ensayos:	4
		F1	1100 N
		F2	1300 N
		F3	1400 N
Compactado en dirección radial con pre-compactado			
		Altura final:	$\varnothing_f=10 \text{ mm}$
		Nº de ensayos:	4
		F1	2000 N
		F2	1700 N
		F3	2200 N
ENSAYOS CON LATAS DE BEBIDAS ENERGIZANTES			
	Dimensiones de la lata (tipo 2)		
	Diámetro:	$\varnothing=53 \text{ mm}$	
	Alto:	$h=134.5 \text{ mm}$	
CONDICIONES INICIALES			
Compactado en dirección radial sin pre-compactado			
		Altura final:	$\varnothing_f=10 \text{ mm}$
		Nº de ensayos:	3
		F1	1250 N
		F2	1400 N
Compactado en dirección radial con pre-compactado			
		Altura final:	$\varnothing_f=10 \text{ mm}$
		Nº de ensayos:	4
		F1	1300 N
		F2	1200 N
		F3	1150 N
F4	1350 N		

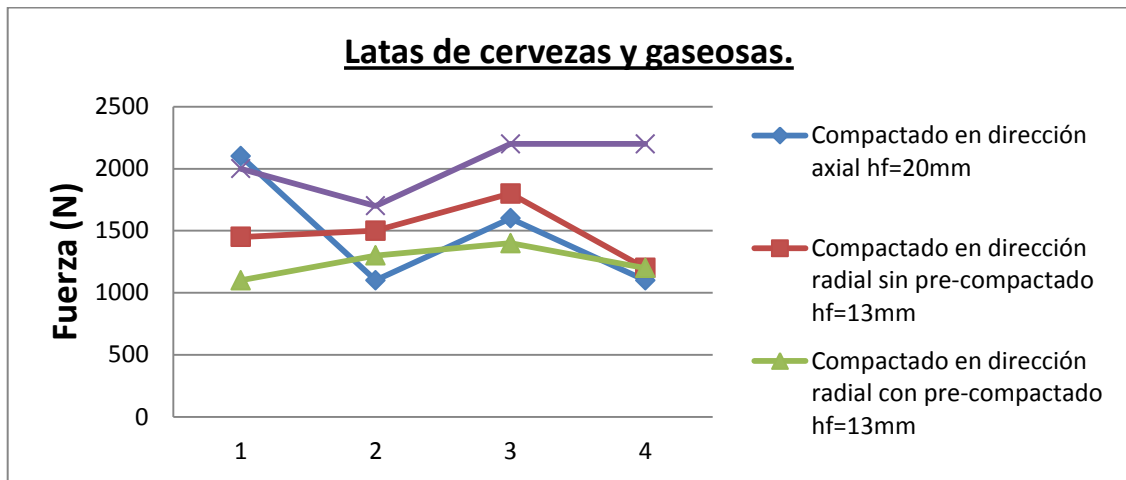


Figura 1.7. Resultados de ensayos de latas de cervezas y gaseosas.

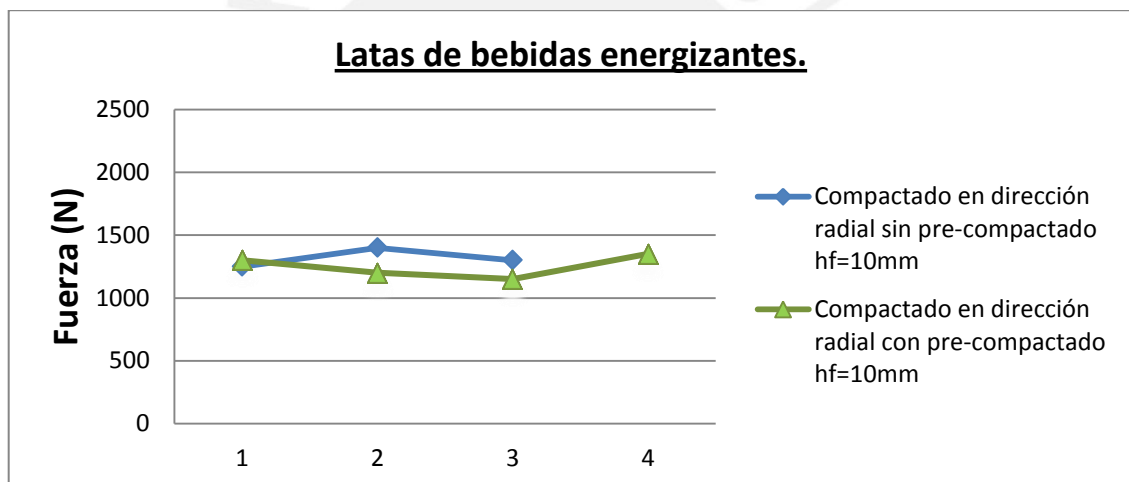


Figura 1.8. Resultados de ensayos de latas de bebidas energizantes.

Los resultados anteriores nos llevan a la conclusión que el método más eficiente para poder reducir las latas a la quinta parte de su volumen inicial, es el método que utiliza el pre compactado para la posterior compresión en dirección radial hasta un espesor final de $hf = 66\text{mm}/5 = 13\text{mm}$ (ver gráfico de tendencias, figuras 1.7 y 1.8). Otros métodos de compactado requieren una fuerza mayor o tienen fluctuaciones de hasta un 42% que hacen que la fuerza de compactado sea muy variable.

Si bien es cierto que para el caso de las latas de bebidas energizantes el espesor final debe llegar a $hf = 53\text{mm}/5 = 11\text{mm}$; cuando se realiza el método de compactación con pre compactado, la pared lateral queda casi totalmente comprimida dejando unos

espacios vacíos en el centro de la lata según la figura 1.9. En consecuencia se garantiza que compactando a un espesor final de 13 mm para ambos tipos de latas se consigue reducir dichas latas a la quinta parte de su volumen inicial.

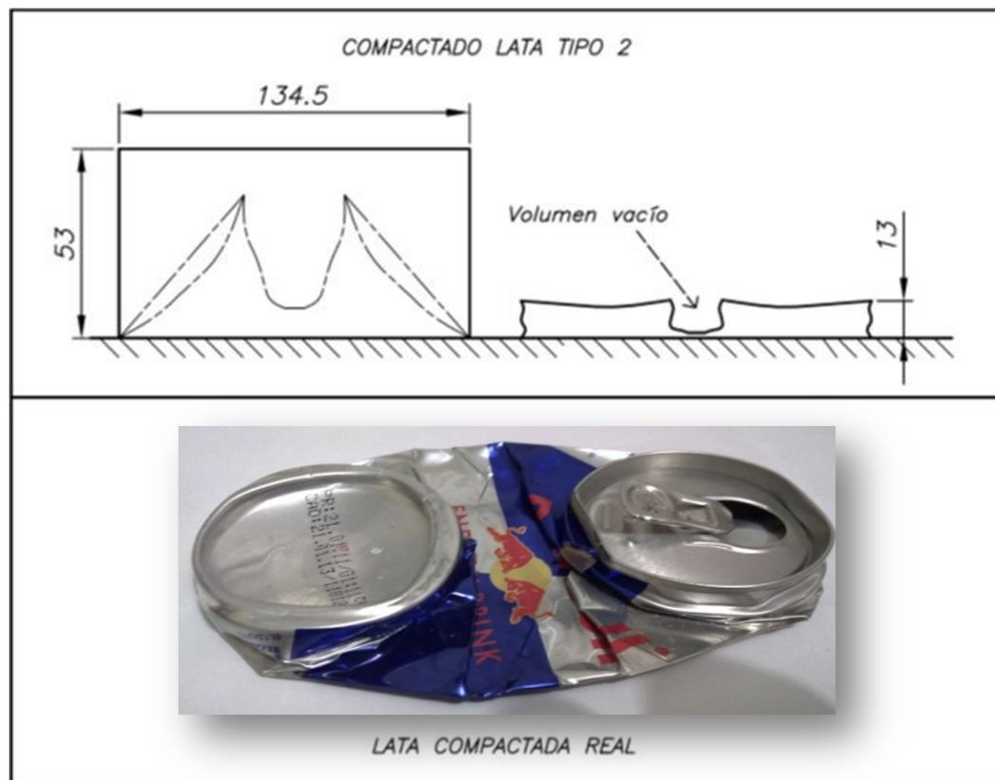


Figura 1.9. Compactado de latas de bebidas energizantes (tipo 2)

Por lo tanto emplearemos una pre-compactación que se dará por medio de un punzón en el centro de la lata, para luego proceder a la compactación principal, la cual será en dirección radial.

1.3 Lista de exigencias.

La siguiente lista de exigencias fue desarrollada analizando los resultados de los ensayos mostrados en los cuadros anteriores y las necesidades planteadas como objetivos de la presente tesis. Esta lista nos permitirá en los capítulos siguientes plantear y definir el diseño de solución óptimo.

Tabla 1.2. Lista de exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Pág. 1 de 4
PROYECTO Compactadora de latas		Facultad de Ciencias e Ingeniería	Fecha: 13/04/2011
		Ingeniería Mecánica	Autor: Edwin Baltuano
		Área de diseño	
Características	Deseo ó Exigencia	Descripción	Responsable
FUNCIÓN	E	Aplastar latas vacías de refrescos gaseosos, cerveza y bebidas energizantes, compactándolas al menos a la quinta parte de su volumen inicial para facilitar su transporte.	E. Baltuano
FUNCIÓN	E	La máquina estará destinada a usarse en pequeños negocios, centros comerciales y en centros de acopio de metales.	E. Baltuano
FUNCIÓN	E	Se buscará en todo el proceso de diseño que la máquina sea lo más simple, funcional y económico posible.	E. Baltuano
FUERZA	E	La fuerza de compactado debe ser la suficiente para reducir la lata vacía por lo menos a la quinta parte de su volumen original. Esta fuerza será hallada empíricamente.	E. Baltuano

LISTA DE EXIGENCIAS		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Pág. 2 de 4
PROYECTO Compactadora de latas		Facultad de Ciencias e Ingeniería	Fecha: 13/04/2011
		Ingeniería Mecánica	Autor: Edwin Baltuano
		Área de diseño	
Características	Deseo ó Exigencia	Descripción	Responsable
ENERGÍA	D	La energía requerida para el proceso será producida por una persona.	E. Baltuano
MATERIA PRIMA	E	Solamente se emplearán latas vacías de aluminio de bebidas como: gaseosas, cervezas y energizantes.	E. Baltuano
PRODUCTIVIDAD	D	La máquina compactará como mínimo 10 latas por minuto, a condiciones normales de operación para un adulto.	E. Baltuano
SEGURIDAD	E	La máquina tendrá un nivel de seguridad suficiente, a fin de preservar por la integridad de las personas y no afectar al medio ambiente.	E. Baltuano
SEGURIDAD	E	Los elementos móviles de la máquina deben ser concebidos, construidos y protegidos de manera que se prevenga cualquier tipo de accidente.	E. Baltuano
GEOMETRÍA	D	El diseño de la máquina debe ser lo más compacto posible para que pueda ser ubicado fácilmente.	E. Baltuano

LISTA DE EXIGENCIAS		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Pág. 3 de 4
PROYECTO Compactadora de latas		Facultad de Ciencias e Ingeniería	Fecha: 13/04/2011
		Ingeniería Mecánica	Autor: Edwin Baltuano
		Área de diseño	
Características	Deseo ó Exigencia	Descripción	Responsable
ERGONOMÍA	E	La transferencia de energía hombre-máquina, no debe causar fatiga en el operador.	E. Baltuano
SEÑALES	D	La máquina contará con señales que permitan su fácil uso además de advertencias sobre cualquier riesgo.	E. Baltuano
USO	E	La máquina será diseñada para que en operación sea lo más silenciosa posible, por lo tanto no perturbará el ambiente en el cual sea ubicada.	E. Baltuano
FABRICACIÓN	E	La máquina podrá ser fabricada en talleres locales y los materiales deben encontrarse disponibles en el mercado nacional.	E. Baltuano
FABRICACIÓN	E	Las piezas que conformen la máquina serán de formas sencillas y de fácil fabricación.	E. Baltuano
TRANSPORTE	D	Esta máquina estará provista de elementos que faciliten su traslado y su peso no debe exceder de 50 kilogramos.	E. Baltuano

LISTA DE EXIGENCIAS		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Pág. 4 de 4
PROYECTO Compactadora de latas		Facultad de Ciencias e Ingeniería	Fecha: 13/04/2011
		Ingeniería Mecánica	Autor: Edwin Baltuano
		Área de diseño	
Características	Deseo ó Exigencia	Descripción	Responsable
MONTAJE	E	La máquina será de simple montaje, facilitando las actividades de mantenimiento.	E. Baltuano
MANTENIMIENTO	E	Fácil acceso para la lubricación y debe contar con protección contra la corrosión.	E. Baltuano
COSTOS	D	El costo de diseño no debe sobrepasar los \$3000 y los costos de fabricación \$400.	E. Baltuano
PLAZOS	D	El diseño de la máquina deberá ser entregado como máximo el 15/04/2013.	E. Baltuano

CAPITULO 2

DISEÑO DE LA MÁQUINA

El presente capítulo tiene por objetivo sentar las bases del diseño, mediante el análisis de la estructura de funciones, elaboración de la matriz morfológica y conceptos de solución que permitan obtener una solución óptima, y por último realizar los cálculos y selección de componentes principales e importantes que darán por definido el diseño de la máquina compactadora de lata según el diagrama de flujo presentado a continuación:

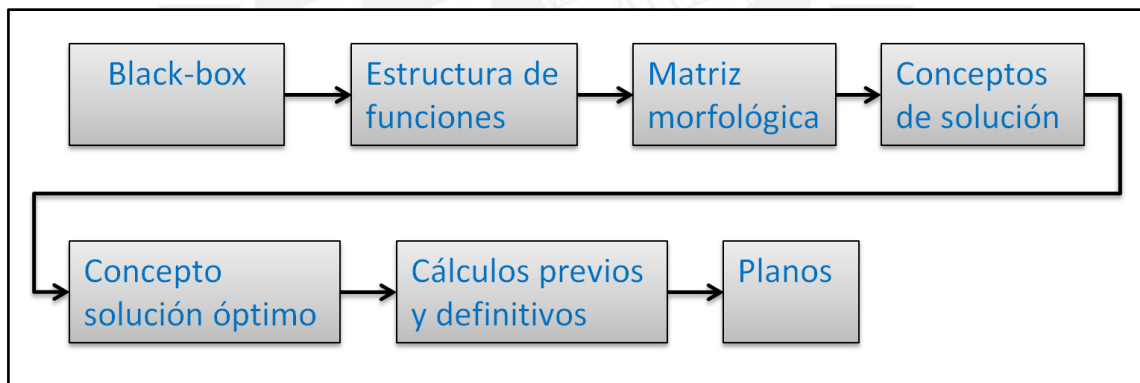


Figura 2.1. Diagrama de flujo para el diseño.

2.1 Estructura de funciones.

A continuación se realizará la abstracción del *Black-Box*, conocido como “Caja negra”, en la cual se define que para unas entradas específicas se obtendrán, a través de procesos aún desconocidos, las salidas esperadas.

Posteriormente se analizará la caja negra desarrollando una estructura de funciones que estará sustentada en los ensayos que se realizaron y en la lista de exigencias desarrollada en el capítulo anterior. En la estructura de funciones se divide la función principal en varias sub funciones que al ejecutarse correctamente aportarán a la realización del objetivo planeado.

2.1.1 Abstracción: Caja Negra (Black – box).

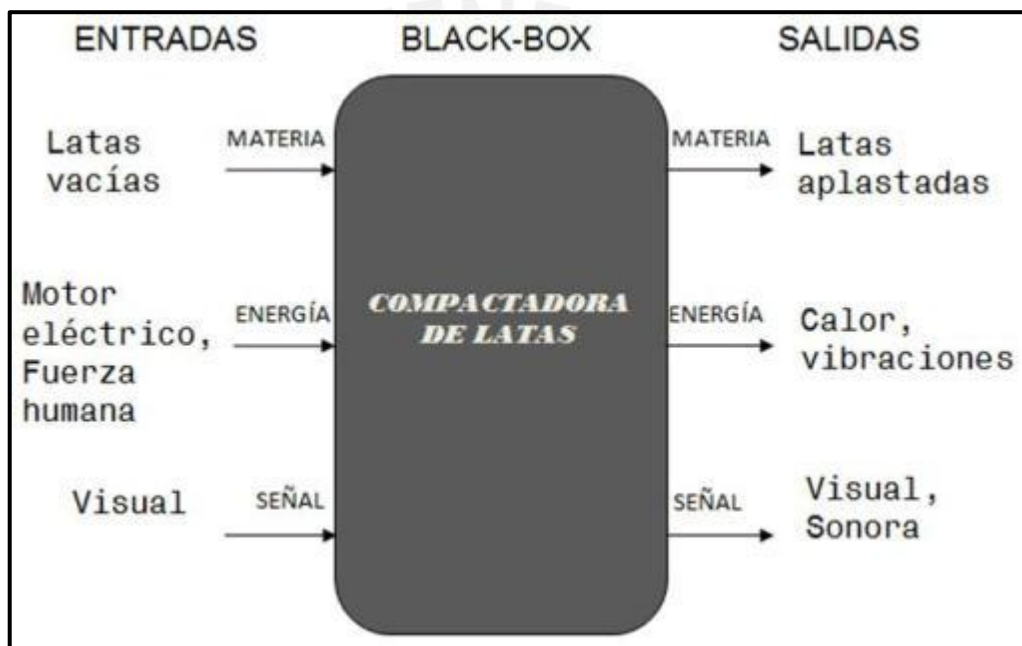


Figura 2.2. Black – box.

ENTRADAS:

Materia:

Entrada de las latas de aluminio vacías.

Energía:

La energía requerida para drenar, alimentar, posicionar y compactar las latas; mediante fuerza humana, eléctrica, neumática o hidráulica.

Señal:

Señales visuales para el ingreso de las latas vacías a la compactadora.

SALIDAS:**Materia:**

Salida de las latas compactadas como mínimo a la quinta parte de su volumen.

Energía:

Energía como ruido, vibraciones, desgaste y calor de fricción.

Señal:

Señales visuales o sonoras que indiquen que la lata fue compactada satisfactoriamente.

2.1.2 Secuencia de operaciones.

Primero se debe verificar que las condiciones de la máquina estén correctas, una vez verificada la operatividad de la misma se procede a drenar de forma manual el líquido residual que pudo haber quedado en la lata y luego se coloca y alinea correctamente en la máquina compactadora.

Seguidamente se proporciona la energía necesaria a la máquina, para que luego la fuerza se transmita mediante el mecanismo conveniente para amplificarla y así poder pre compactar y compactar la lata. Una vez que la lata haya sido compactada a la quinta parte de su volumen inicial, ésta será expulsada, ya sea por gravedad o por otro mecanismo expulsor. Finalmente se procederá a repetir el proceso con cada lata de aluminio.

2.1.3 Fijación de los procesos técnicos.

1) Preparación

- Drenar y posicionar la lata correctamente en la cámara de compactado.
- Colocar la lata vacía en el sistema de alimentación.

2) Ejecución

- Generar la fuerza.
- Amplificar la fuerza.
- Pre-compactar la lata.
- Compactar la lata.

3) Control

- Verificar que la lata sea alimentada correctamente.
- Verificar que no se atasquen las latas vacías.
- Iniciar el mecanismo de generación de la fuerza.
- Controlar el proceso de pre-compactado de la lata.
- Controlar el proceso de compactado de la lata.
- Controlar la expulsión de las latas compactadas.

4) Fase final

- Expulsar la lata compactada.
- Almacenar la lata compactada.
- Reiniciar la secuencia de operaciones.

2.1.4 Representación de la estructura de funciones.

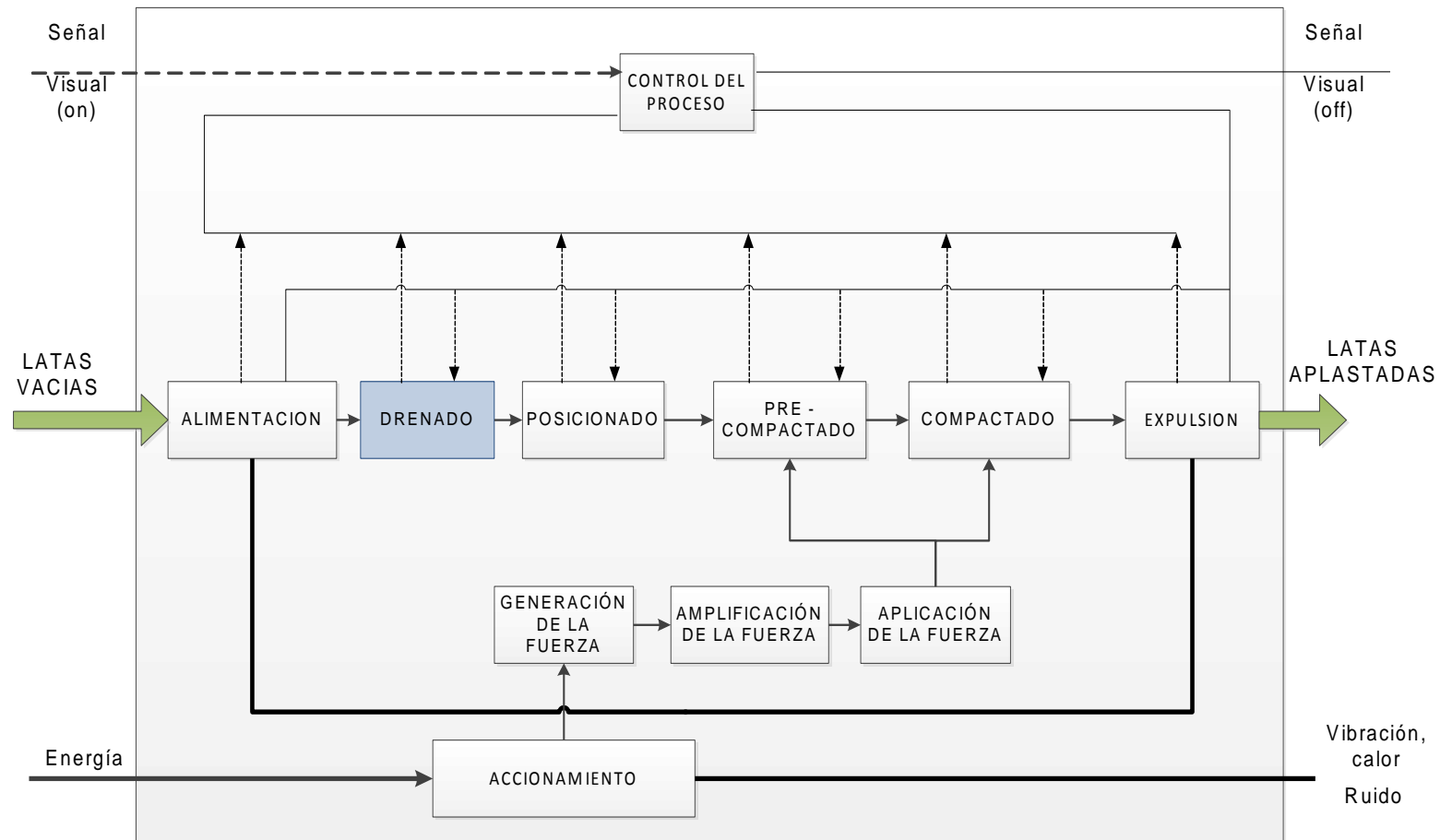

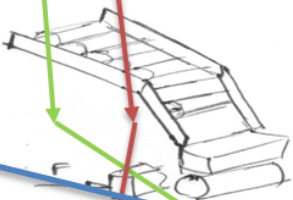
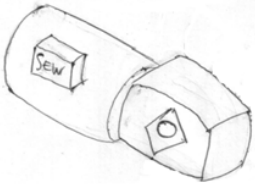
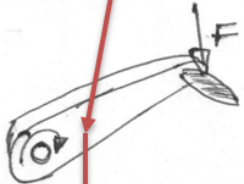
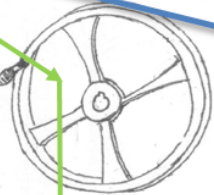
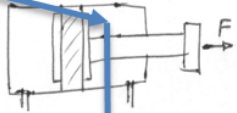
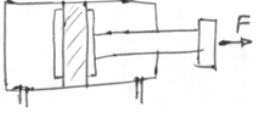
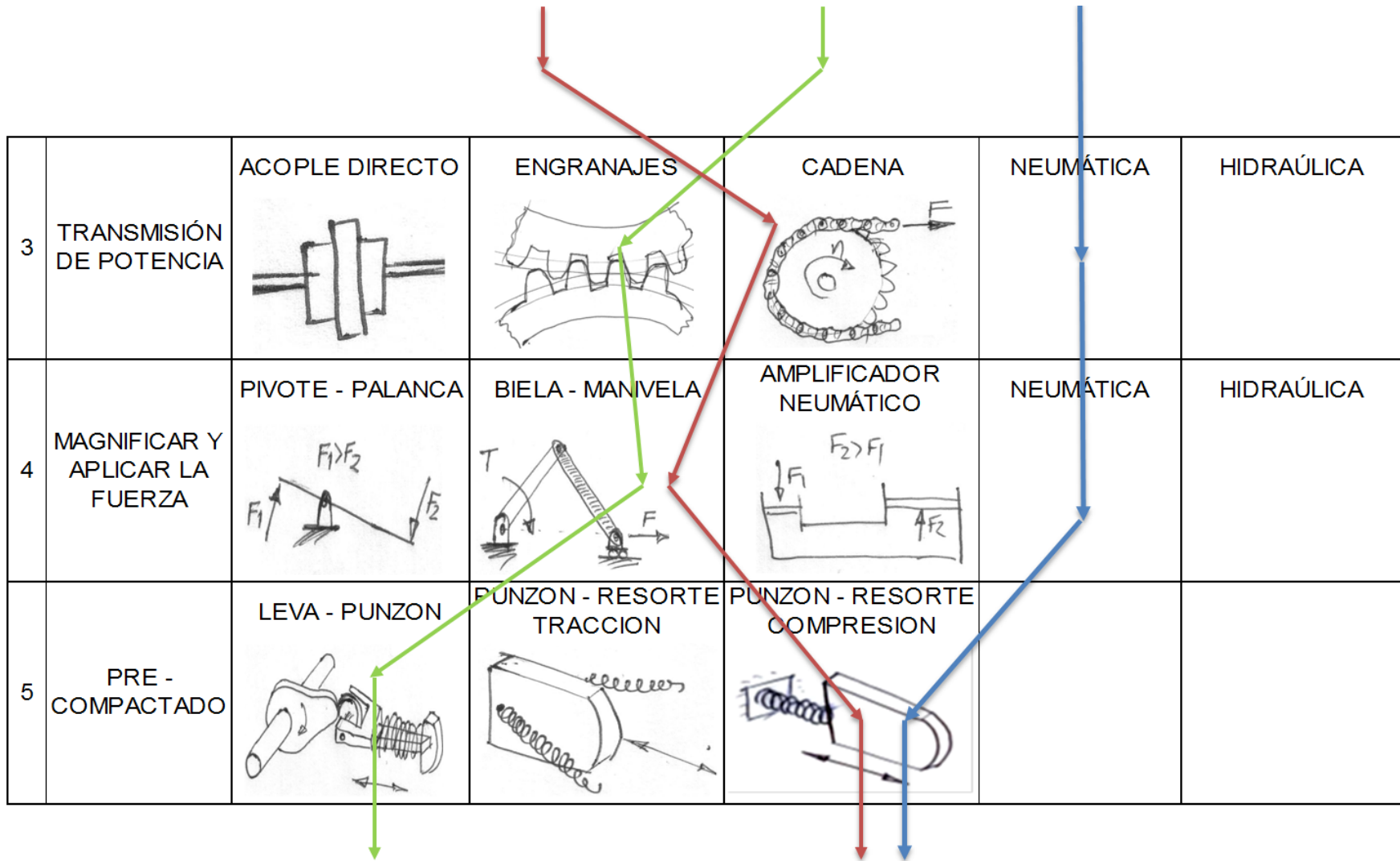


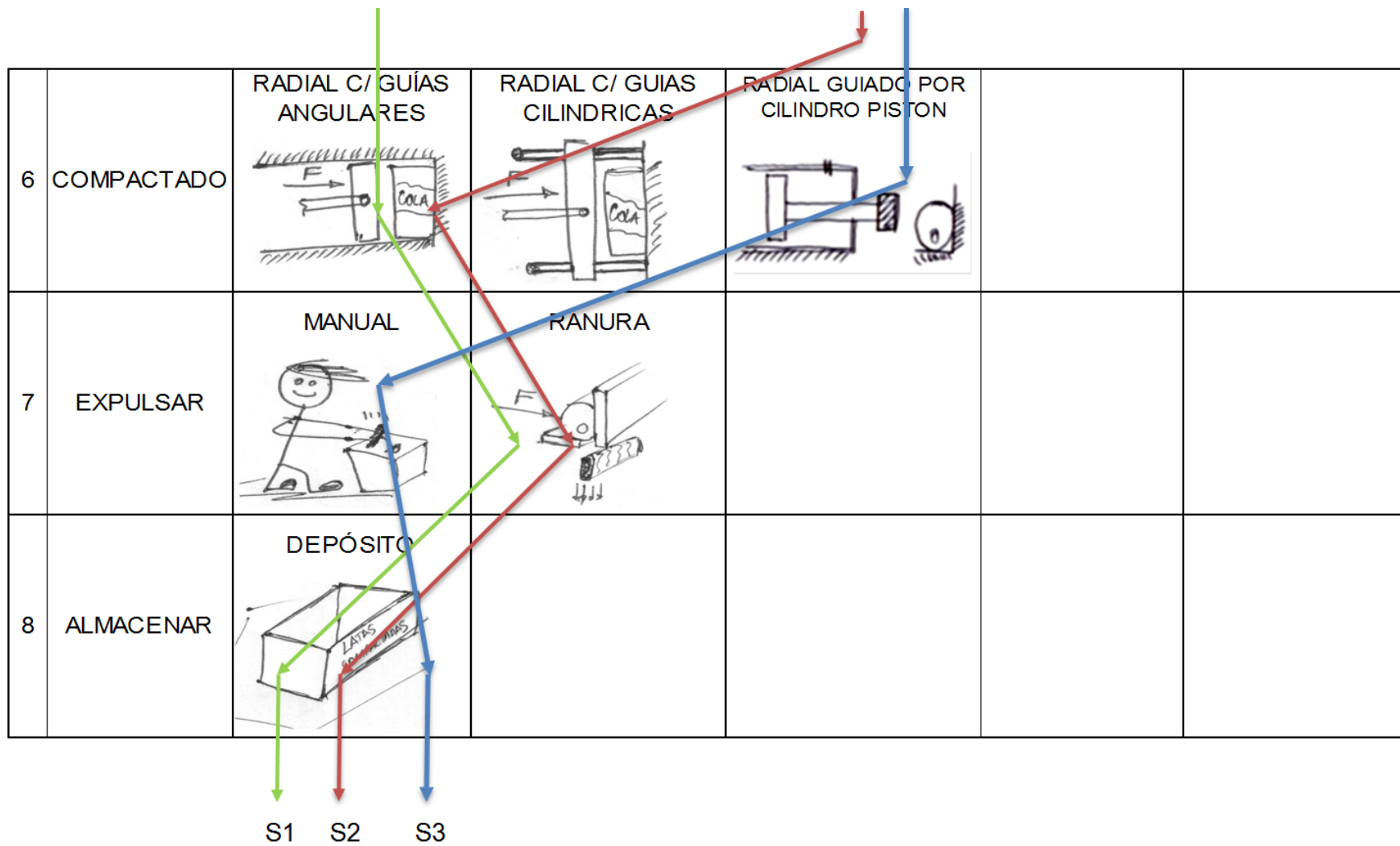
Figura 2.3. Estructura de funciones.

2.2 Matriz morfológica.

Tabla 2.1. Matriz morfológica.

N°	FUNCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4	ALTERNATIVA 5
1	ALIMENTAR Y POSICIONAR	<p>TOLVA</p> 	<p>DESGLIZAMIENTO</p> 			
2	GENERAR LA FUERZA	<p>MOTOREDUCTOR ELÉCTRICO</p> 	<p>MANIJA</p> 	<p>VOLANTE</p> 	<p>NEUMÁTICA</p> 	<p>HIDRAÚLICA</p> 





2.3 Conceptos de solución.

Prototipo N°1

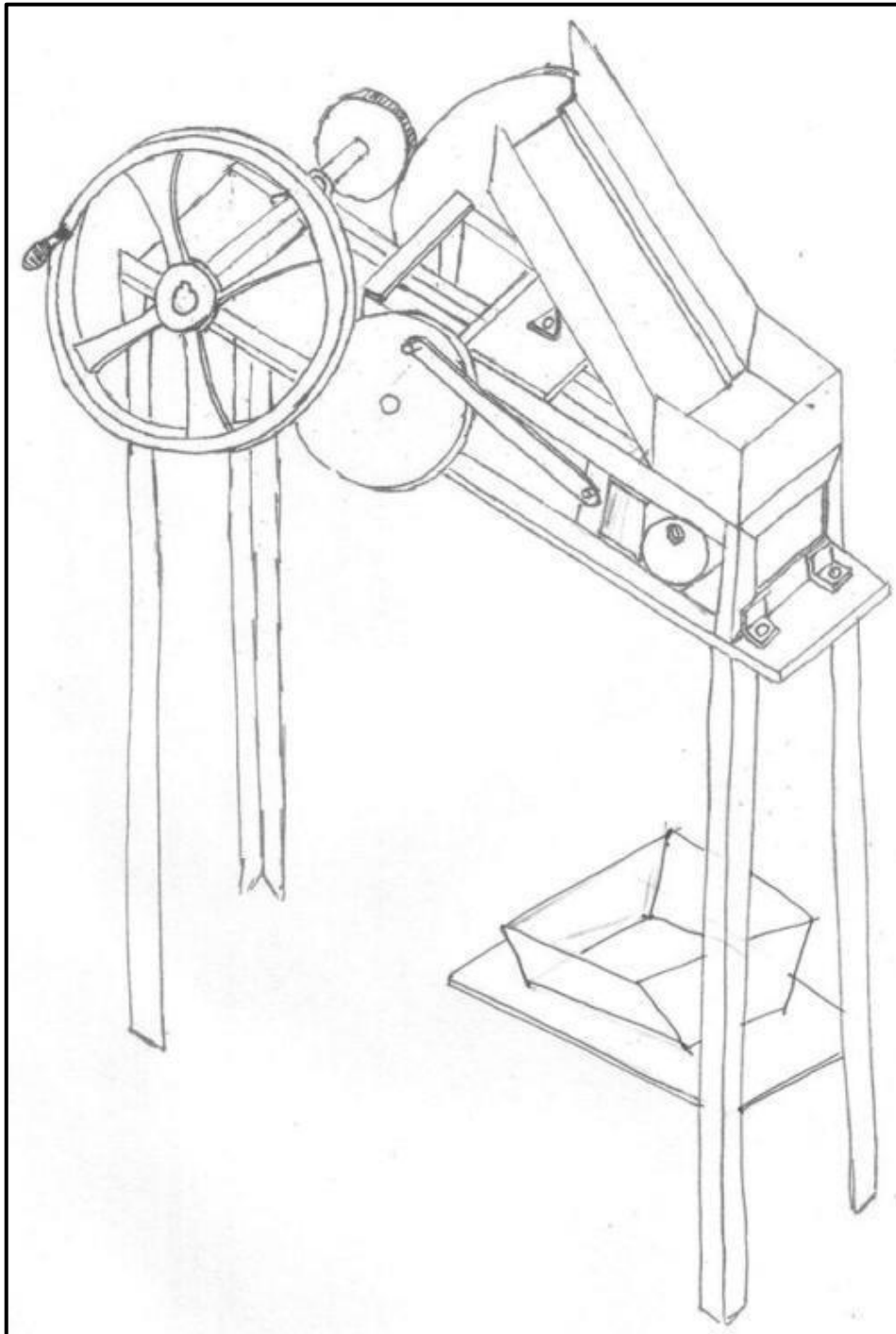


Figura 2.4. Prototipo de solución N°1.

Prototipo N°2

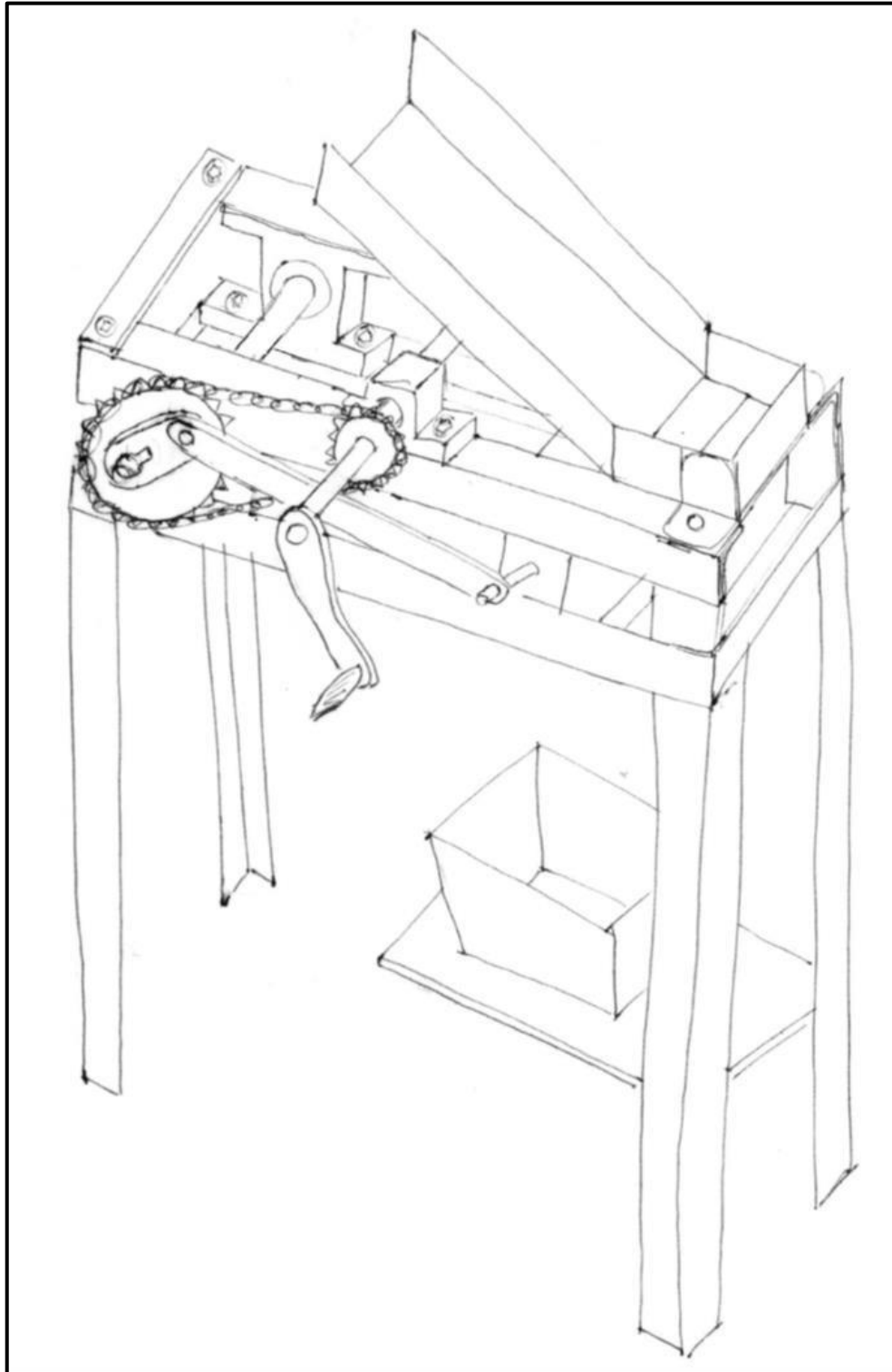


Figura 2.5. Prototipo de solución N°2.

Prototipo N°3

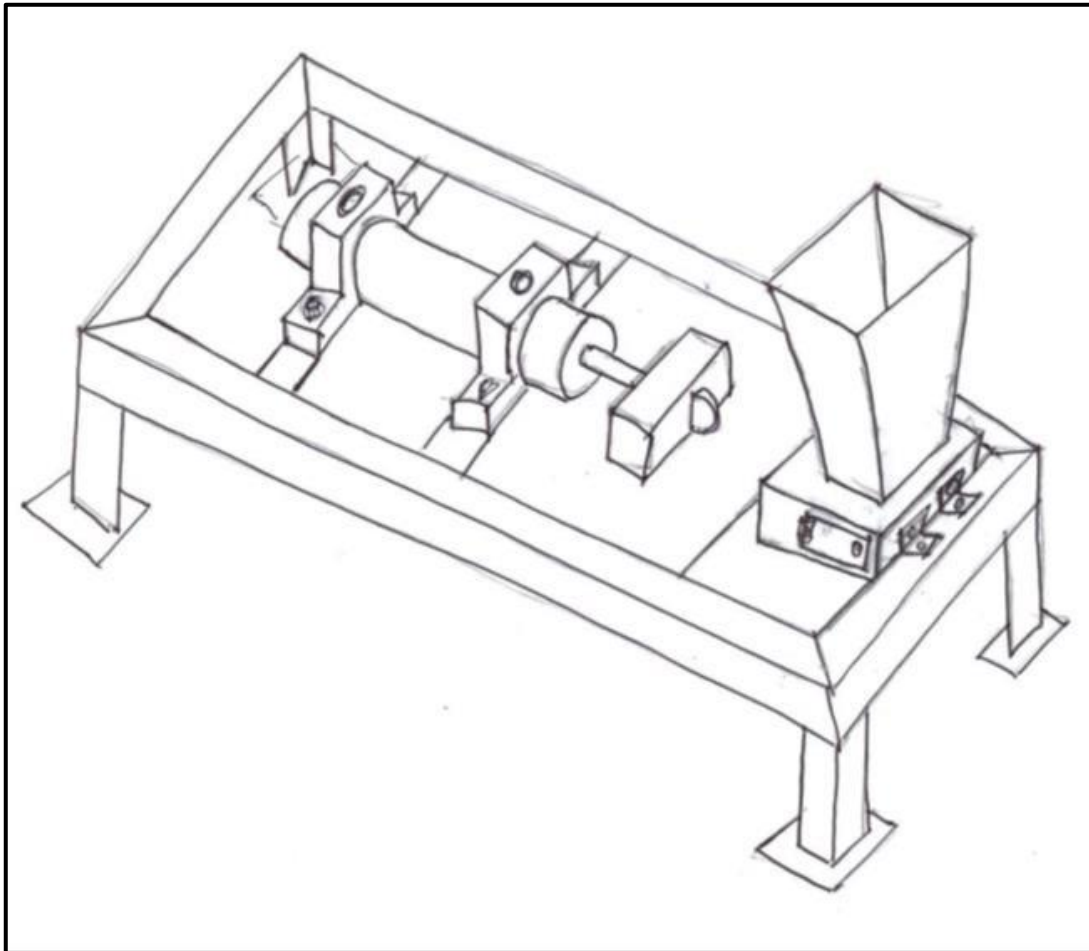


Figura 2.6. Prototipo de solución N°3.

2.4 Determinación del concepto de solución óptimo.

Tabla 2.2. Evaluación de conceptos de solución – Valor técnico.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS Valor técnico (x_i)										Área de Diseño		
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE LATAS DE BEBIDAS DE ALUMINIO												
<p>p : puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal) g : es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación</p>												
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos												
Variantes de Concepto / Proyecto			Solución 1			Solución 2			Solución 3		Sol. Ideal	
			S1			S2			S3		Sideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	8	2	16	3	24	3	24	4	32	4	32
2	Geometría	6	2	12	2	12	2	12	4	24	4	24
3	Eficiencia de compactado	10	2	20	3	30	2	20	4	40	4	40
4	Ergonomía	7	3	21	3	21	3	21	4	28	4	28
5	Rapidez	8	3	24	3	24	3	24	4	32	4	32
6	Fabricación	8	2	16	3	24	2	16	4	32	4	32
7	Montaje	7	2	14	2	14	2	14	4	28	4	28
8	Mantenimiento	8	2	16	3	24	2	16	4	32	4	32
9	Transportabilidad	6	3	18	3	18	3	18	4	24	4	24
10	Seguridad	8	2	16	3	24	3	24	4	32	4	32
11	Estabilidad	7	3	21	3	21	3	21	4	28	4	28
12	Facilidad de manejo	6	3	18	3	18	3	18	4	24	4	24
13	Complejidad	6	2	12	3	18	2	12	4	24	4	24
Puntaje máximo $\sum gp$			224			272			240		380	
Valor técnico x_i			0.59			0.72			0.63		1.00	
$x_i := \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$												

Tabla 2.3. Evaluación de conceptos de solución – Valor económico.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS Valor económico (y_i)										Área de Diseño	
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE LATAS DE BEBIDAS DE ALUMINIO											
<i>p</i> : puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) <i>0</i> = No satisface, <i>1</i> = Aceptable a las justas, <i>2</i> = Suficiente, <i>3</i> = Bien, <i>4</i> = Muy bien (ideal) <i>g</i> : es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación											
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de Concepto / Proyecto			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Sol. Ideal	
			S1		S2		S3		Sideal		
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Número de piezas	6	2	12	2	12	3	18	4	24	
2	Costos de materiales	9	2	18	3	27	1	9	4	36	
3	Facil adquisición materiales	8	3	24	3	24	2	16	4	32	
4	Facilidad de montaje	6	2	12	3	18	3	18	4	24	
5	Facilidad de mantenimiento	6	3	18	3	18	2	12	4	24	
Puntaje máximo $\sum gp$			84		99		73		140		
Valor económico y_i			0.60		0.71		0.52		1.00		
$y_i := \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$											

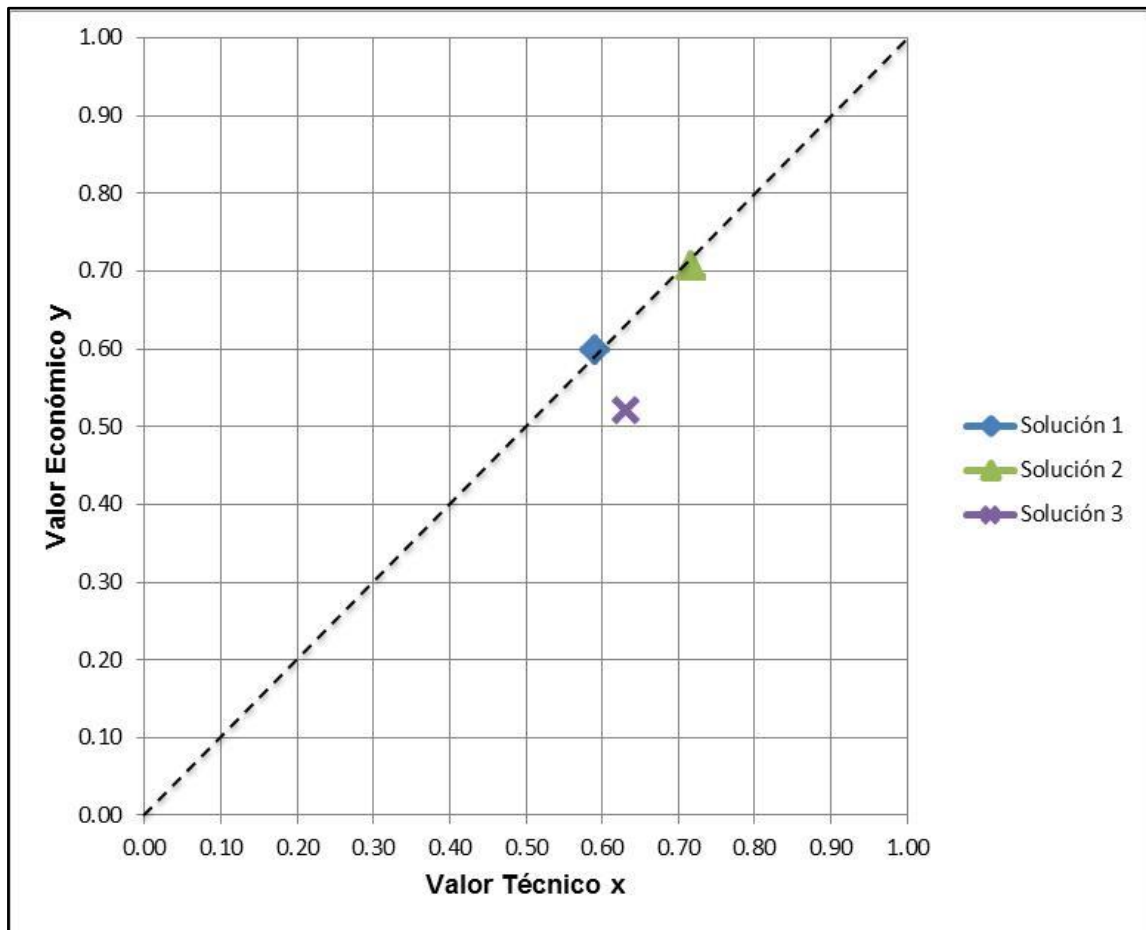


Figura 2.7. Diagrama de evaluación técnico – económico según VDI 22 25.

A partir del análisis técnico económico podemos concluir que el prototipo de solución óptimo es el número 2 (0.72, 0.71), ya que es el que más se aproxima a la recta y al punto (1, 1).

2.4.1 Descripción del funcionamiento de la solución óptima: Prototipo 2.

La máquina será propulsada por fuerza humana a través de una manija, la cual magnifica y transmite la fuerza a otro eje mediante una cadena. El segundo eje transmite el momento torsor a un mecanismo biela-manivela. Luego, el mecanismo biela manivela transmite movimiento lineal a un émbolo (compactador), el cual desliza sobre unas guías produciendo la compresión de las latas de manera radial.

El elemento que compacta las latas contiene un dispositivo incrustado (indentador) para realizar el pre compactado. Dicho dispositivo funciona con la ayuda de un resorte de compresión, el cual genera la fuerza necesaria para pre compactar la lata.

El método de dosificación será sencillo, ya que debido a las dimensiones de la cámara, solo podrá ingresar una lata por compactado. La máquina también contará con un sistema de alineación constituido por las paredes laterales de la rampa de alimentación.

Después que se haya alcanzado la reducción a la quinta parte de la lata que se garantiza por las dimensiones de la cámara de compactado, el elemento compactador (pistón) retorna a su posición inicial y la lata cae mediante una ranura en la parte inferior de la máquina.

2.5 Cálculos y selección de componentes.

En esta sección se desarrollarán los cálculos, verificaciones y selección de los componentes más importantes de la máquina para que ésta, al momento de ser fabricada y puesta en operación trabaje confiablemente sin riesgos de alguna posible falla. En la figura 2.8 se muestra una vista isométrica de la máquina terminada y en la figura 2.9 se muestra el mecanismo aislado.

Como se explicó anteriormente, el procedimiento de compactado será mediante el mecanismo de biela-manivela, por lo tanto para efectos de cálculo del mecanismo se considerará la aplicación de una fuerza crítica constante. Esta fuerza crítica o máxima será la suma de la fuerza necesaria del compactado principal radial y la fuerza del pre-compactado, que es ejercido por el indentador a través del resorte. En la figura 2.10 se esquematiza las posiciones del compactador y del indentador en el proceso de compactado.

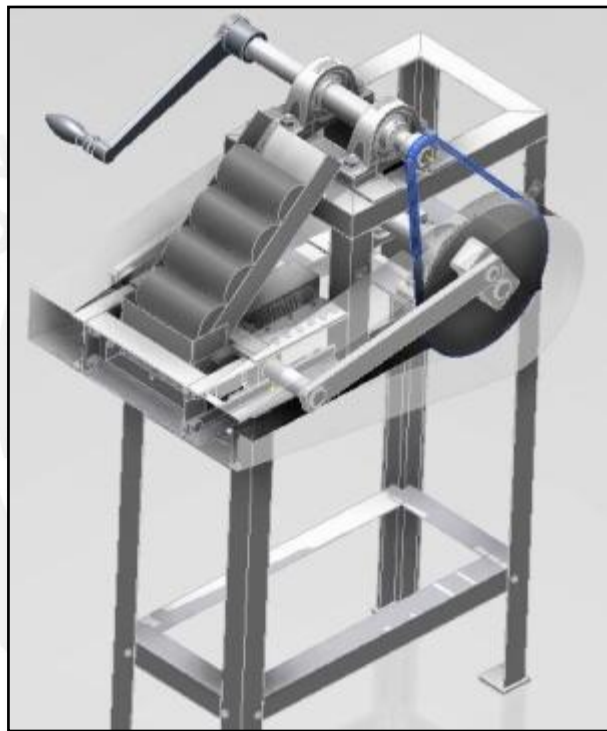


Figura 2.8. Modelo total de la máquina compactadora.

Según los resultados de los ensayos experimentales, capítulo 1.2, realizados en el Laboratorio de Materiales de la PUCP, se decidió que las latas de aluminio serán aplastadas hasta llegar a los 13 mm de espesor (espesor final); por lo tanto, la fuerza necesaria para poder realizar el compactado será de 1400 N. Además, debido a las posibles fluctuaciones de dicha fuerza se considerará un factor de 1.2, el cual incrementa la fuerza de compactado a 1680 N.

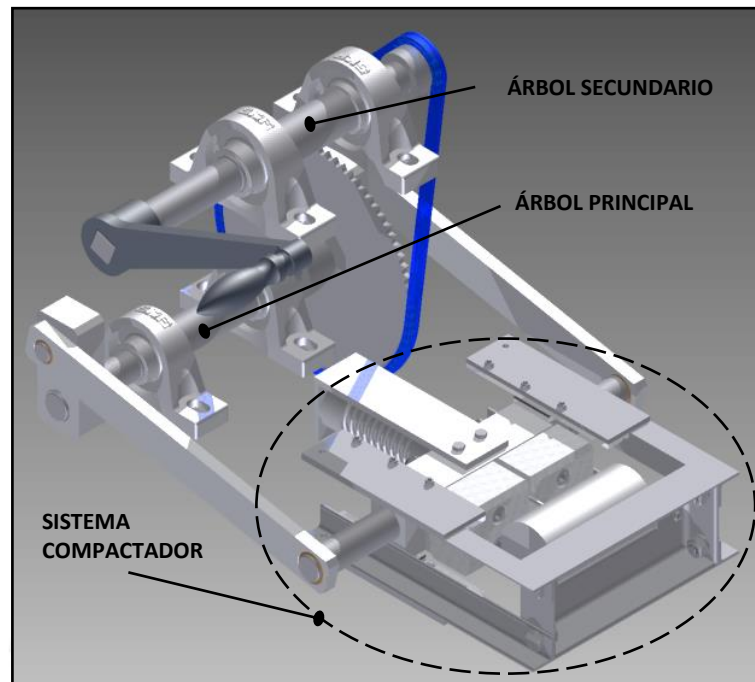


Figura 2.9. Mecanismo total de la máquina compactadora.

2.5.1 Diseño y cálculo de fuerzas del resorte.

Para el sistema de pre-compactado, como se aprecia en la figura 2.11, se utilizará un resorte de compresión y se procederá a diseñarlo según la norma DIN 2089. Se denomina *INDENTADOR* al componente de la máquina el cual por medio de la fuerza del resorte realizará el pre-compactado. Dicho Indentador tendrá que ejercer una fuerza de 50 N como mínimo para poder garantizar el pre compactado y deberá recorrer una distancia equivalente al diámetro menos el espesor final, como se muestra en la figura 2.10. Por lo tanto se consideran los siguientes parámetros iniciales:

- Distancia recorrida sobre la lata por el indentador: $\Delta x = 53 \text{ mm}$
- Fuerza para garantizar el pre-compactado: $F_1 = 50 \text{ N}$
- Fuerza máxima deseable al final del compactado: $F_2 = 200 \text{ N}$
- Deformación final del resorte: $f_2 = f_1 + \Delta x$

Además, se considerará para el diseño que el diámetro exterior del resorte no deberá exceder los 50 mm debido a limitaciones geométricas.

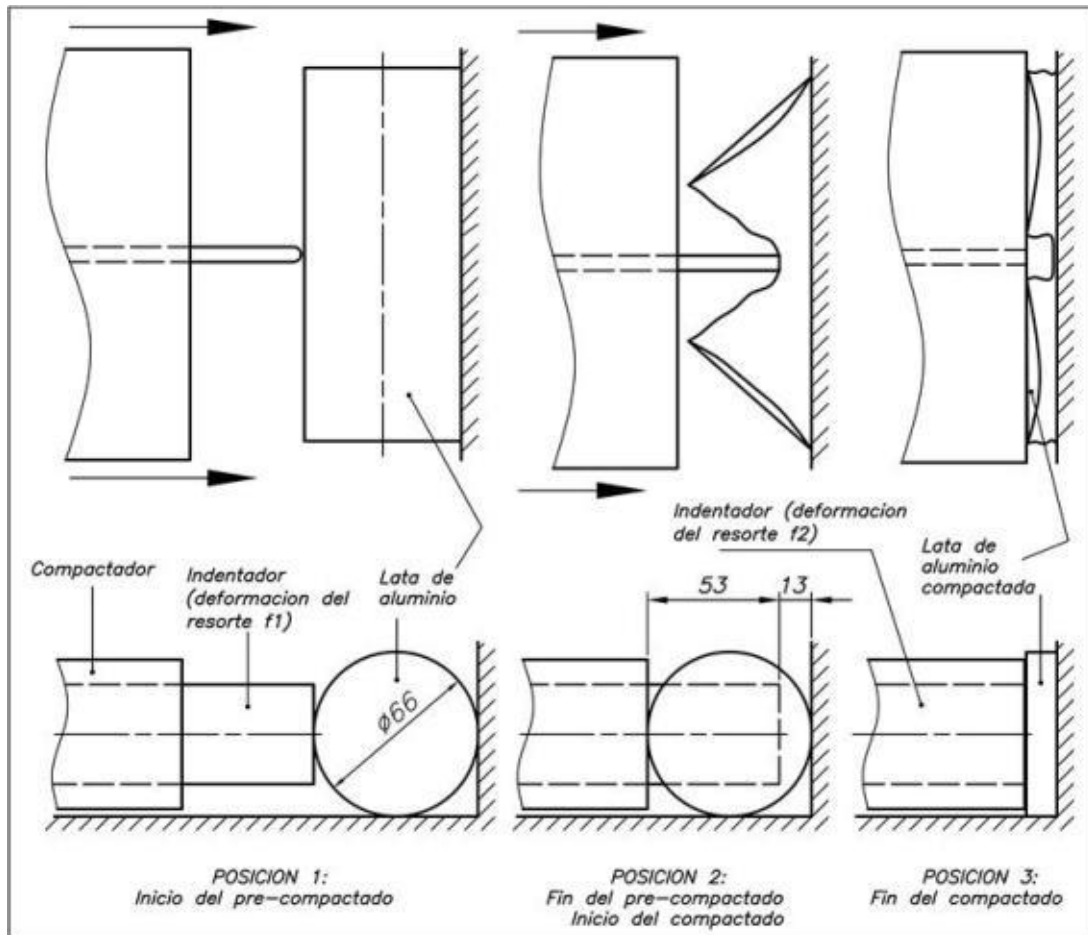


Figura 2.10. Posiciones del proceso de compactado.

Debido a que el resorte estará sometido a cargas variables, será formado en frío de alambre de acero para muelles patentado y estirado de la clase C según DIN 17223 sin tratamiento de granallado y rectificado por ambos lados.

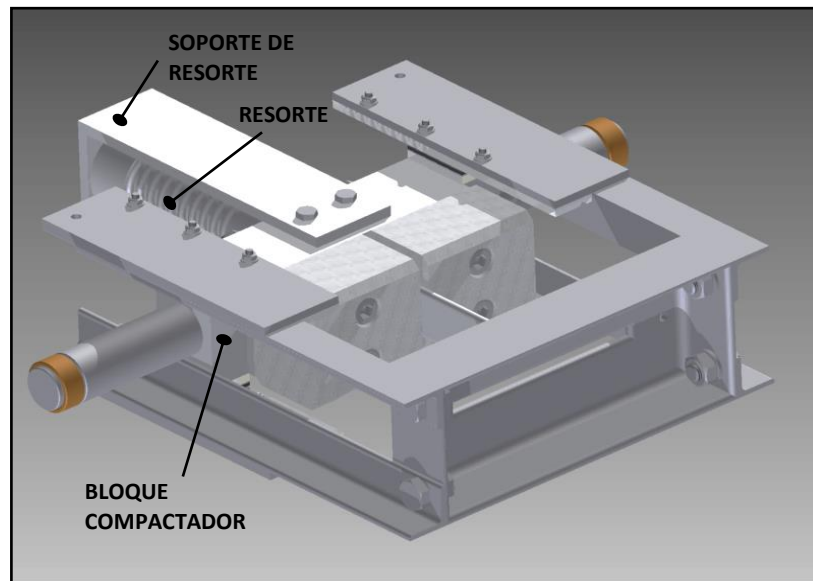


Figura 2.11. Sistema compactador.

Luego de realizar los cálculos correspondientes para el diseño, los cuales se desarrollan de forma detallada en el anexo 1, se obtiene el diseño del resorte, el cual, según la figura 2.12 posee las siguientes características:

- | | |
|-------------------------------------|---------------------------|
| ✓ Deformación inicial del resorte: | $f_1 = 17.7 \text{ mm}$ |
| ✓ Deformación final del resorte: | $f_2 = 70.7 \text{ mm}$ |
| ✓ Diámetro del alambre: | $d = 4 \text{ mm}$ |
| ✓ Diámetro medio: | $D_m = 40 \text{ mm}$ |
| ✓ Diámetro interior: | $D_i = 36 \text{ mm}$ |
| ✓ Diámetro exterior: | $D_e = 44 \text{ mm}$ |
| ✓ Diámetro exterior aumentado: | $D_a = 44.102 \text{ mm}$ |
| ✓ Número de espiras efectivas: | $i_f = 14$ |
| ✓ Número de espiras reales: | $i_g = 16$ |
| ✓ Longitud del resorte sin carga: | $L_0 = 150 \text{ mm}$ |
| ✓ Longitud de ensamble del resorte: | $L_1 = 132.3 \text{ mm}$ |
| ✓ Longitud al final del compactado: | $L_2 = 79.3 \text{ mm}$ |
| ✓ Constante de elasticidad: | $c = 2.83 \text{ N/mm}$ |

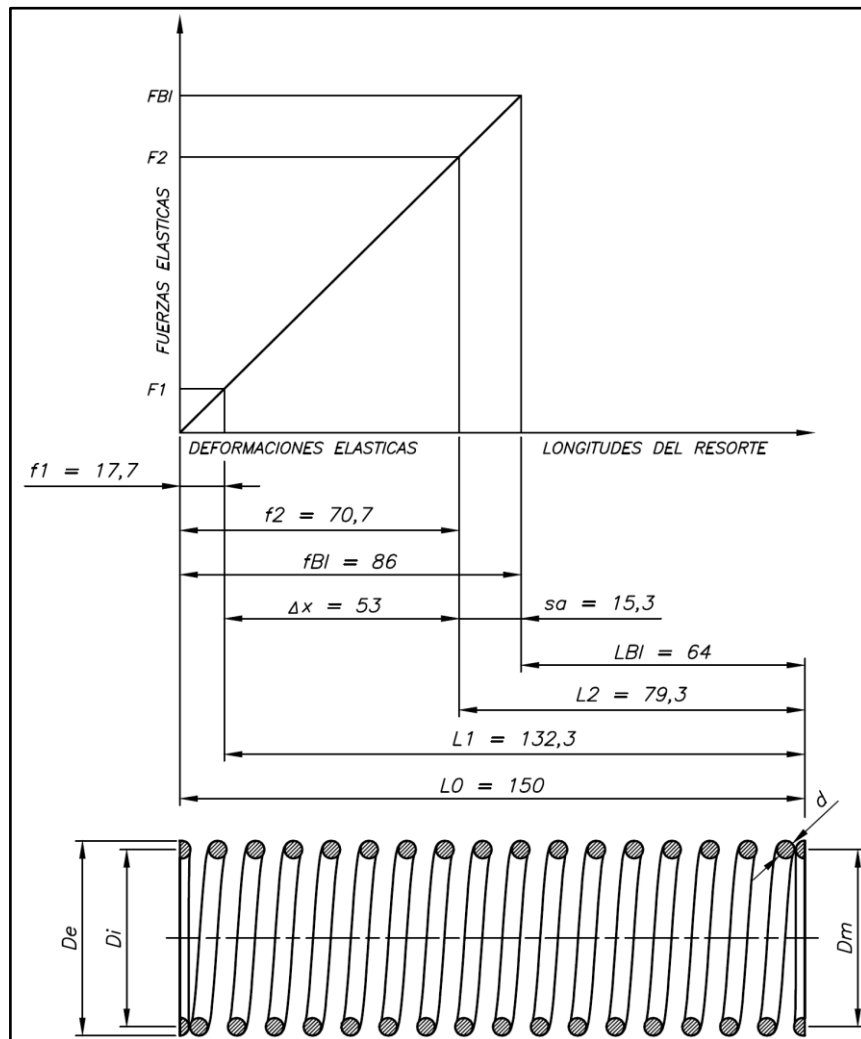


Figura 2.12. Comportamiento del resorte en la operación.

2.5.2 Cálculo del momento torsor requerido por el mecanismo.

Una vez obtenida la fuerza del pre compactado máxima, se procederá a hallar la fuerza final, la cual es la suma de F_2 (fuerza máxima del resorte) y F_c (fuerza para el compactado), con lo cual se obtiene una fuerza total de 1880 N (P).

Para obtener el momento torsor requerido, las fuerzas en las bielas y la fuerza normal sobre el compactador se emplea como base el libro de Joseph E. Shigley, denominado *“Theory of Machines and Mechanisms”*. En el capítulo 16 del mismo, el autor desarrolla una serie de ecuaciones que derivan a la obtención de los parámetros

necesarios para el cálculo del mecanismo biela-manivela, siendo el bosquejo básico del mecanismo esquematizado en la figura 2.13.

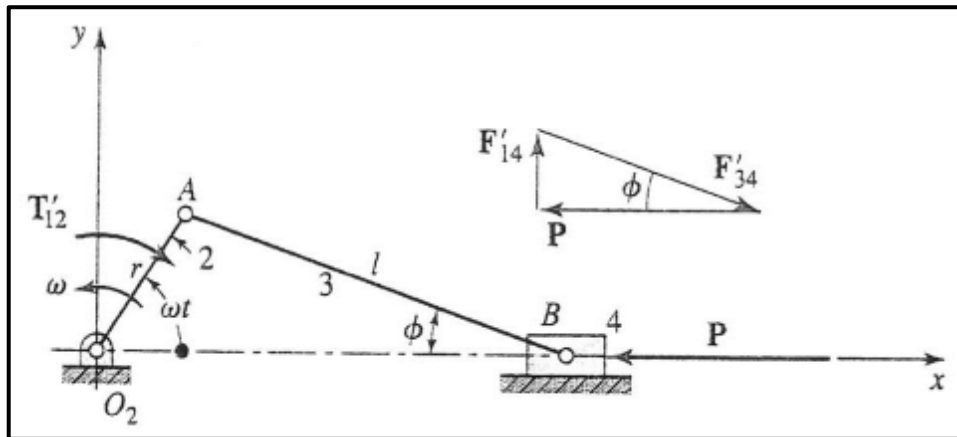


Figura 2.13. Mecanismo biela-manivela.⁸

Para el cálculo del torque total requerido, se considerará como la suma de dos componentes que se detallan a continuación:

- Torque generado por la cinemática del mecanismo, según la ec. 16.15 del libro de Shigley.

$$T'_{12} = Pr \sin wt \left(1 + \frac{r}{l} \cos wt \right) \dots \dots \dots (2.1)$$

Dónde:

T'12: torque generado por la cinética del mecanismo (N.m)

P: fuerza total para el compactado (F2 + Fc) (N)

r: radio, longitud de la manivela (m)

l: longitud de la biela (m)

w: velocidad angular (rad/s)

t: tiempo (s)

wt: ángulo de rotación de la manivela respecto la horizontal (rad)

⁸SHIGLEY, Jhosep. "Theory of Machines and Mechanisms". Oxford: Oxford University Press, 2011. Fourth Edition.

- Torque generado por las inercias de los elementos del mecanismo, según la ec. 16.30 del libro de Shigley.

$$T''_{12} = \frac{m_B}{2} r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2l} \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3r}{2l} \sin 3\omega t \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

Dónde:

T''_{12} : torque generado por las inercias de los elementos del mecanismo (N.m)

m_B : masa del elemento compactador (kg)

Por lo tanto el torque total requerido para el compactado de las latas es la suma de T'_{12} y T''_{12} . A continuación se muestran los parámetros iniciales del diseño:

- Fuerza máxima del resorte: $F_2 = 200 \text{ N}$
- Fuerza para realizar el compactado: $F_c = 1400 \cdot 1.2 = 1680 \text{ N}$
- Fuerza total requerida: $P = F_2 + F_c = 1880 \text{ N}$
- Radio de la manivela: $r = 65 \text{ mm}$
- Longitud de la biela: $l = 330 \text{ mm}$
- Velocidad de giro del árbol: $n = 9 \text{ rpm}$
 $\omega = 0.94 \text{ rad/s}$
- Masa del compactador (para efectos de cálculo): $m_B = 10 \text{ kg}$

Estos parámetros iniciales para el cálculo, son obtenidos luego de varias iteraciones para tener resultados adecuados ya que se tienen limitaciones geométricas y de fuerza humana.

A continuación en la tabla 2.4 se presentan los resultados obtenidos de torque total (T), fuerzas en las bielas (Fb) y fuerzas normales sobre el compactador (Fn). Estos parámetros han sido evaluados para cada ángulo (ωt) desarrollado por el movimiento rotacional del mecanismo.

Tabla 2.4. Resultados de la solución del mecanismo.

wt (deg)	wt (rad)	T'_{12} (N.m)	T''_{12} (N.m)	$T = T'_{12} + \text{abs}(T''_{12})$ (N.m)	$F'^{34} = F_b$ (N)	$F'^{14} = F_n$ (N)
0	0	0	0	0	1880	0
5	0.0873	12.74	0.00	12.74	1880.3	32.3
10	0.1745	25.34	-0.01	25.34	1881.1	64.3
15	0.2618	37.65	-0.01	37.66	1882.4	96.0
20	0.3491	49.53	-0.02	49.55	1884.3	126.9
25	0.4363	60.86	-0.02	60.88	1886.5	157.0
30	0.5236	71.52	-0.02	71.54	1889.1	186.0
35	0.6109	81.40	-0.02	81.42	1892.0	213.8
40	0.6981	90.40	-0.02	90.42	1895.1	239.9
45	0.7854	98.44	-0.02	98.46	1898.2	264.4
50	0.8727	105.46	-0.02	105.48	1901.4	286.9
55	0.9599	111.41	-0.02	111.43	1904.5	307.3
60	1.0472	116.25	-0.01	116.27	1907.4	325.4
61	1.0647	117.08	-0.01	117.10	1907.9	328.7
62	1.0821	117.87	-0.01	117.89	1908.4	331.9
63	1.0996	118.62	-0.01	118.63	1909.0	335.0
64	1.1170	119.32	-0.01	119.33	1909.5	338.0
65	1.1345	119.97	-0.01	119.98	1910.0	341.0
66	1.1519	120.58	-0.01	120.59	1910.4	343.8
67	1.1694	121.14	-0.01	121.15	1910.9	346.5
68	1.1868	121.66	-0.01	121.67	1911.4	349.1
69	1.2043	122.14	-0.01	122.14	1911.8	351.6
70	1.2217	122.57	-0.01	122.57	1912.2	353.9
75	1.3090	124.05	0.00	124.06	1914.0	364.2
80	1.3963	124.46	0.00	124.46	1915.4	371.5
85	1.4835	123.82	0.00	123.83	1916.2	376.0
90	1.5708	122.20	0.01	122.21	1916.5	377.5

A partir de los resultados anteriores determinamos que la posición crítica se encuentra cuando $wt=80^\circ$ y presenta los valores máximos de $M_{t2}=124.46$ N. y $F_b=1915.4$. Para simplificar los cálculos posteriores se procederá a tomar los valores mayores aproximados de $M_t=126$ N.m y $F_b=2000$ N. Cabe resaltar que posteriormente se calcularán los árboles con las condiciones reales una vez determinados las dimensiones de los mismos en base a cálculos borrador.

2.5.3 Selección de la cadena BS/ISO y cálculo de la fuerza ergonómica del operador.

Para la selección del sistema de transmisión por cadena, emplearemos la norma BS/ISO, la cual es la más usada en el mercado local. Del cálculo anterior se considera que el torque requerido (M_{t2}) es 126 N.m, con una velocidad angular de aproximadamente 9 rpm, lo que nos produce una potencia de 118 Watts. Para determinar las características del sistema de transmisión, ver figura 2.14 y 2.15, se toma en cuenta consideraciones ergonómicas según Francesco Provenza autor de “*Projetista de máquinas*”, donde indica que la fuerza sobre una manija que puede ejercer una persona es aproximadamente 10 kgf a una velocidad de 33 rpm, además se consideraron factores geométricos que se muestran en la figura 2.16, como la altura del centro de giro de la manija respecto al piso y el radio de la misma.

El cálculo completo de la cadena se encuentra en el anexo 2, y se obtiene lo siguiente:

✓ Paso de la cadena:	$P = 3/8$ “
✓ Número de dientes del piñón motriz:	$Z1 = 17$
✓ Número de dientes de la rueda conducida:	$Z2 = 76$
✓ Relación de transmisión:	$i = 4.471$
✓ Distancia entre centros:	$C = 288.6$ mm
✓ Número de eslabones:	$Ne = 110$
✓ Radio de la manija que acciona al piñón:	$R = 250$ mm
✓ Velocidad de giro de la manija:	$n1 = 40$ rpm
✓ Fuerza del operador sobre la manija:	$Fo = 11.5$ kgf

La fuerza máxima recomendada para un operador, quien ejerce la misma fuerza constante por largos intervalos de tiempo, es de 10 kgf produciendo un movimiento rotacional continuo. El presente requiere de una fuerza de 11.5 kgf, la cual es aplicada en breves intervalos de tiempo del movimiento rotacional, el cual según la tabla 2.4 estaría comprendido entre los ángulos ωt $65^\circ - 90^\circ$, y además considerando las inercias de los elementos, esta fuerza podría considerarse adecuada dentro de los

límites ergonómicos debido a que además el uso de la máquina no será por largos periodos de tiempo.

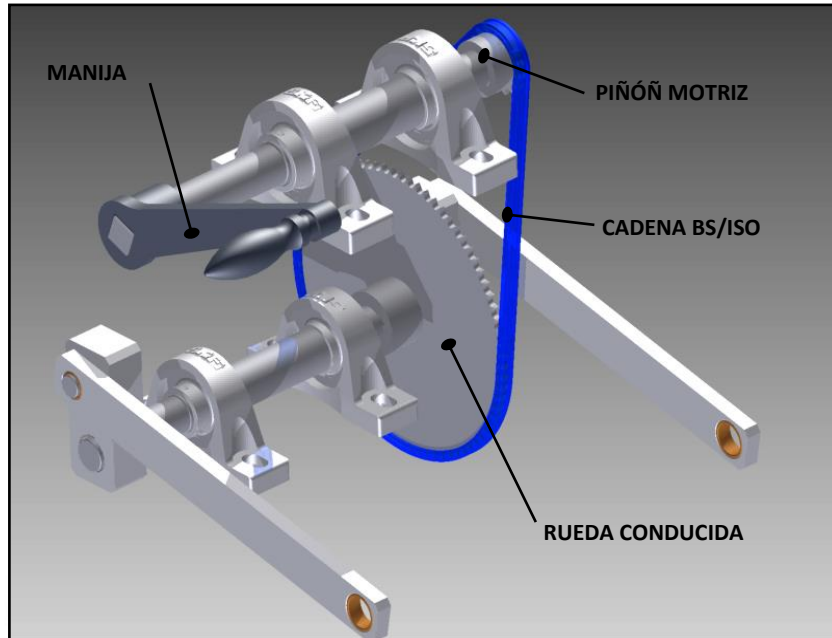


Figura 2.14. Elementos del sistema de transmisión.

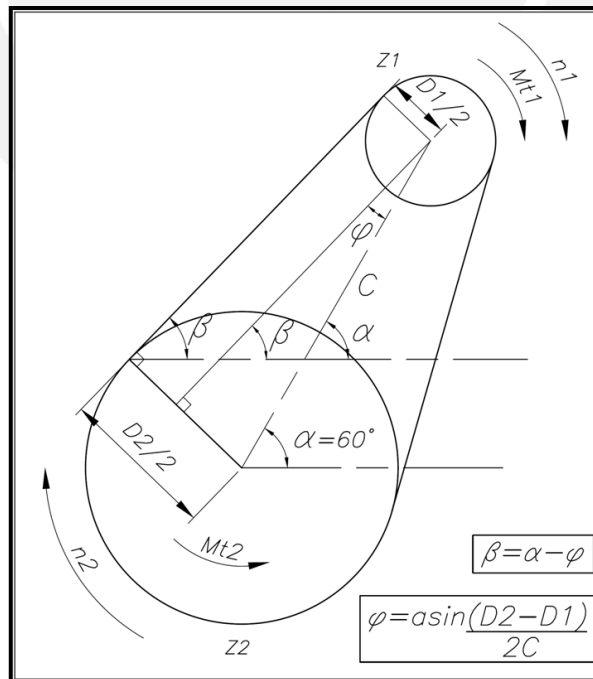


Figura 2.15. Sistema de transmisión por cadena.

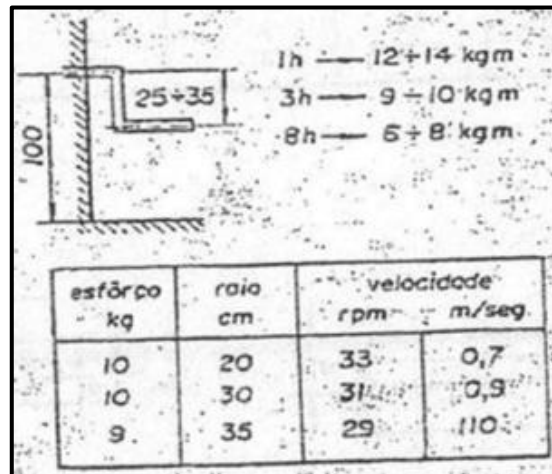


Figura 2.16. Consideraciones ergonómicas.⁹

2.5.4 Cálculo de árboles.

2.5.4.1 Cálculo previo del árbol principal.

El árbol principal es el encargado de transmitir la potencia generada por el movimiento rotacional de la manija, a través del sistema de transmisión, hacia las 2 manivelas del mecanismo de compactado. En la figura 2.17 se muestran los elementos que componen el árbol principal.

Para dar inicio al cálculo del árbol principal, se bosqueja el diagrama de cuerpo libre DCL (ver figura 2.18) y a partir del cual se plantean las ecuaciones de equilibrio que permitan determinar las reacciones en los apoyos R_b y R_c . Estas ecuaciones son desarrolladas a continuación:

$$\sum F_x = 0 : F_b = R_{Bx} + R_{Cx} + F_c * \cos \beta$$

$$\sum F_y = 0 : R_{By} + R_{Cy} = -F_c * \sin \beta$$

$$\sum M_{Cx} = 0 : R_{Cy} * L_2 + F_c * \sin \beta * (L_2 + L_3) = 0$$

⁹PROVENZA, Francesco. *Projetista de maquinas*. Sao Paulo: F. Provenza. 1960

$$\sum M_{Cy} = 0 : \frac{F_b}{2} * (L_2 + L_3 + L_4) - R_{Cx} * L_2 = \frac{F_b}{2} * L_1 + F_c * \cos \beta * (L_2 + L_3)$$

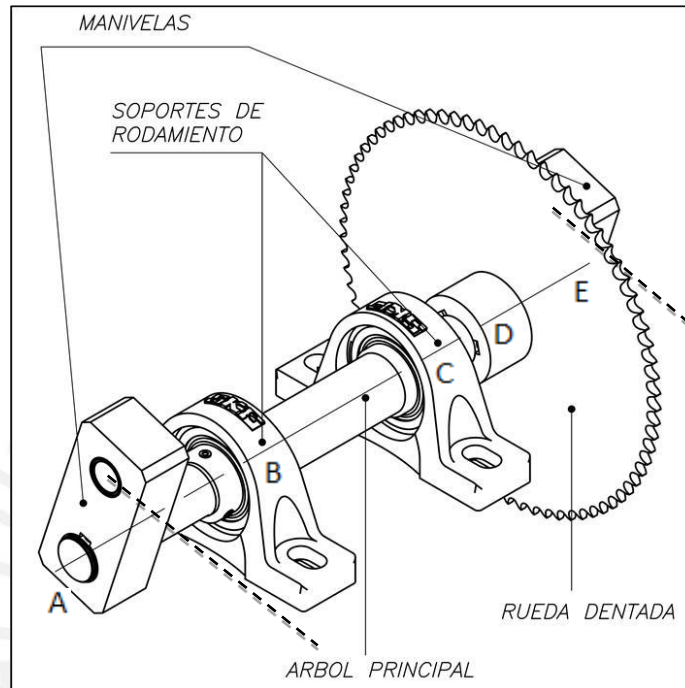


Figura 2.17. Componentes del árbol principal.

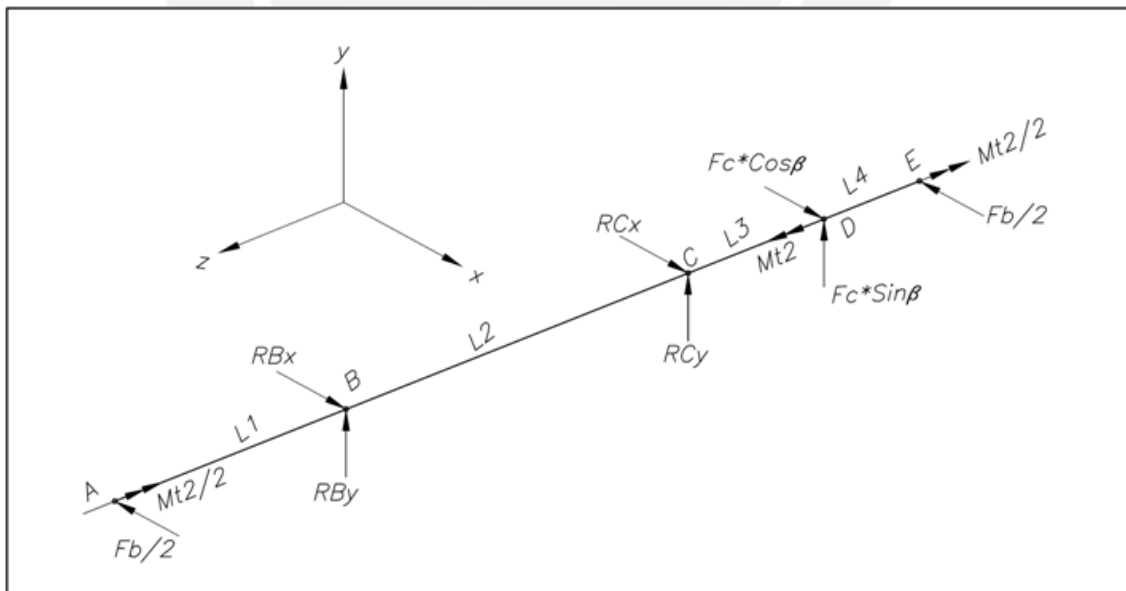


Figura 2.18. Diagrama de cuerpo libre – árbol principal.

Para el diseño se presentan los siguientes parámetros iniciales:

- Momento torsor a transmitir por el árbol principal: $Mt_2 = 126 \text{ N.m}$
- Fuerza en las bielas: $F_b = 2000 \text{ N}$
- Diámetro primitivo de la rueda dentada: $D_2 = 230.5 \text{ mm}$
- Fuerza de la cadena: $F_c = 2 * Mt_2 / D_2 = 1093.3 \text{ N}$
- Ángulo de posicionamiento rueda-piñón: $\alpha = 60 \text{ deg}$
- Ángulo formado entre F_c y eje x : $\beta = 42 \text{ deg}$
- Longitud del tramo "AB": $L_1 = 92.1 \text{ mm}$
- Longitud del tramo "BC": $L_2 = 136.2 \text{ mm}$
- Longitud del tramo "CD": $L_3 = 54.1 \text{ mm}$
- Longitud del tramo "DE": $L_4 = 38 \text{ mm}$

Luego de resolver las ecuaciones de equilibrio presentadas anteriormente (ver anexo 3) se obtienen las reacciones en los apoyos R_b y R_c , las cuales son cruciales para desarrollar los diagramas de fuerzas cortantes (DFC) y los diagramas de momentos (DMF y DMT), ver figuras del 2.19 al 2.23.

- ✓ Reacción en el apoyo "B", en dirección x : $R_{bx} = 1322.9 \text{ N}$
- ✓ Reacción en el apoyo "B", en dirección y : $R_{by} = 290.4 \text{ N}$
- ✓ Reacción en el apoyo "C", en dirección x : $R_{cx} = -135.8 \text{ N}$
- ✓ Reacción en el apoyo "C", en dirección y : $R_{cy} = -1021.5 \text{ N}$

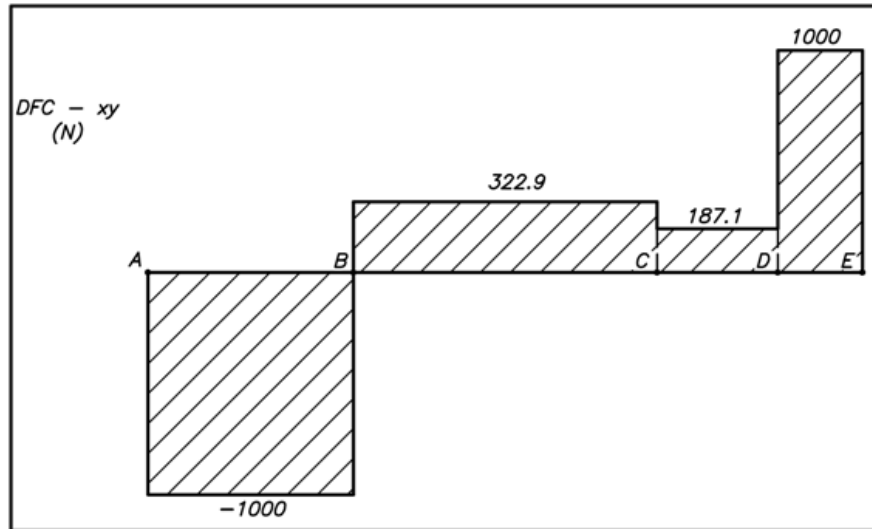


Figura 2.19. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xy – árbol principal.

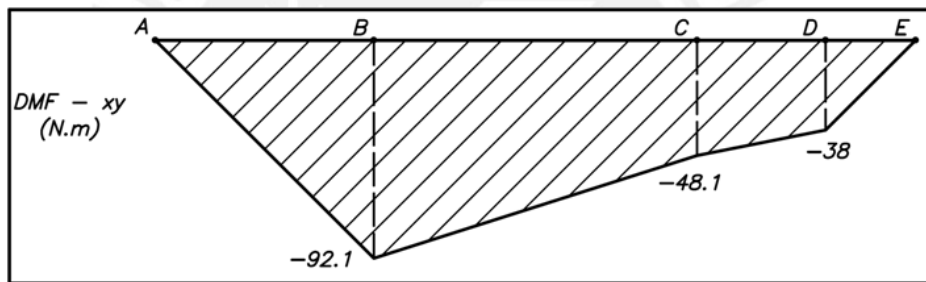


Figura 2.20. Diagrama de momentos flectores en la dirección x – árbol principal.

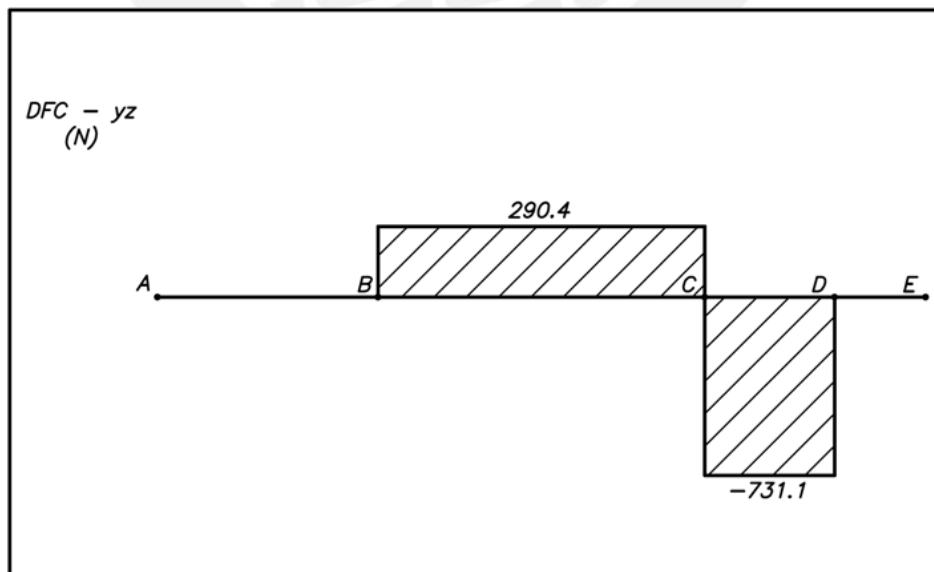


Figura 2.21. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano yz – árbol principal.

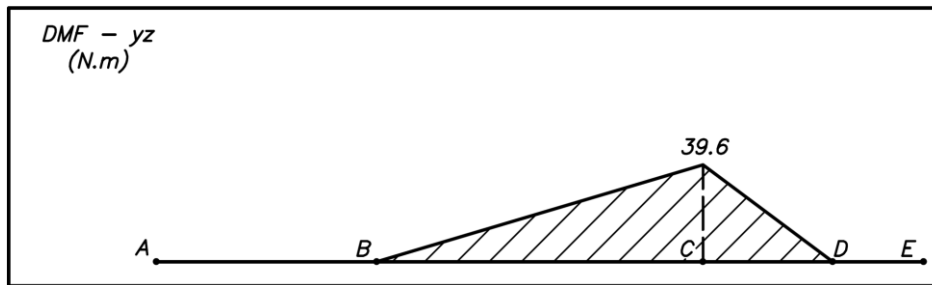


Figura 2.22. Diagrama de momentos flectores en la dirección y – árbol principal.

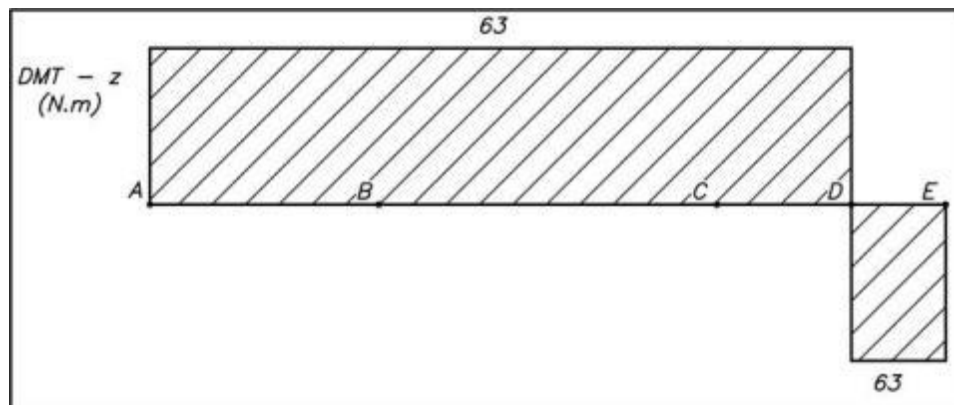


Figura 2.23. Diagrama de momentos torsores en la dirección z – árbol principal.

A continuación se procede a determinar el diámetro mínimo requerido de cada sección mediante un análisis de resistencia a la fatiga según la expresión de C. Bach. Para poder encontrar dichos diámetros se considera lo siguiente:

- Material del árbol principal: Ck 45 (ver propiedades mecánicas en el anexo 3)
- Factor de seguridad recomendado (según Bach): FSR = 1.8
- Factor de corrección de superficie: Cs = 0.8
- Factor de corrección de tamaño: Ct = 0.77
- Factor de corrección de temperatura: Ctemp = 1

Se considera que los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura son valores promedios para facilitar el proceso de cálculo previo del árbol, ya que dichos valores no influyen significativamente en los resultados.

Por otro lado, los factores efectivos por la concentración de esfuerzos son tomados de la bibliografía “*Konstruktionselemente de Maschinenbaues*” del autor Tochtermann, y son presentados en la tabla 2.5.

Tabla 2.5. Factor de concentración de esfuerzos.

<i>Tipo del concentrador de esfuerzos</i>	<i>Factor efectivo de concentración de esfuerzos β</i>	
	<i>Flexión β_f</i>	<i>Torsión β_t</i>
Unión mediante chaveta	2.2	1.6
Cambio de sección con redondeo agudo	2.5	2.5
Cambio de sección con redondeo suave	1.5	1.5
Canal rectangular para anillo de seguridad	3	3

El cálculo completo del árbol principal se encuentra detallado en el anexo 3, en el cual para determinar los diámetros mínimos requeridos se emplean los momentos flectores y torsores hallados anteriormente, estos resultados son mostrados en la tabla 2.6.

Los criterios para la asignación de los diámetros mínimos para las secciones donde se alojan rodamientos, es que estas deben ser múltiplos de 5 y a partir de dichas secciones se va disminuyendo el diámetro de tal forma que no sea un cambio de sección crítico en el árbol.

Tabla 2.6. Diámetros de las secciones del árbol principal

<i>Sección</i>	<i>Elemento ubicado en la sección</i>	<i>Diámetro mínimo requerido (mm)</i>	<i>Diámetro asignado (mm)</i>	<i>Longitud del cubo (1 a 1,3)*d (mm)</i>
A	Manivela	20.2	26	32
B	Soporte de rodamiento	27.0	30	
C	Soporte de rodamiento	24.4	30	
D	Rueda dentada	25.4	28	36
E	Manivela	20.2	26	32

Es importante mencionar que los puntos críticos del árbol se encuentran en las secciones B y C, donde se ubican los rodamientos, es por esto que a dichas secciones se les asigna un diámetro de 30 mm. Además se dimensionan las longitudes de los

cubos de los elementos que presentan uniones con chavetas (las manivelas y la rueda dentada) con la recomendación de que esta longitud debe estar en el rango de entre 1 y 1.3 veces el diámetro de la sección.

2.5.4.2 Cálculo definitivo del árbol principal.

A continuación se procede a verificar por secciones el factor de seguridad mediante la expresión de C. Bach con la geometría real del árbol principal según el plano de despiece D5-A3. Para esto, dicho factor de seguridad recomendado (STEINHILPER-ROPER/Konstruktioselemente 3-Springer 1996) debe estar en el rango [1,2...1,8].

Cuando el punto crítico de la sección es un cambio de sección, se aplicará el concepto de factor efectivo de concentración de esfuerzos β_k según el “Manual de Resistencia de Materiales 2” del ingeniero Jorge Rodríguez. En cambio para el caso de canales chaveteros y anillos de retención se aplicará según la tabla 2.5.

Para los factores de corrección superficie, tamaño y temperatura se consideran las condiciones reales; es decir, se consideran los acabados superficiales, diámetros reales y temperatura ambiental. El cálculo definitivo se encuentra en el anexo 3 y los resultados son mostrados a continuación.

Tabla 2.7. Factores de seguridad por secciones del árbol principal.

Sección	Elemento ubicado en la sección	Punto de concentración de esfuerzos crítico	Factor de Seguridad (FS)
A	Manivela	Ranura para anillo retención	4.4
B	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	4.6
C	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	6.5
D	Rueda dentada	02 canales chaveteros	2.7
E	Manivela	Ranura para anillo retención	4.4

Por lo tanto se verifica que el árbol principal no fallará a la fatiga, debido a que los factores de seguridad son mayores a los permisibles.

2.5.4.3 Cálculo previo del árbol secundario.

El árbol secundario es el encargado de transformar la fuerza que ejerce el operador, a través de una manija, en un momento torsor (M_{t1}) para que éste pueda dar giro y fuerza al árbol principal a través del sistema de transmisión por cadena. En la figura 2.24 se muestran los componentes del árbol secundario.

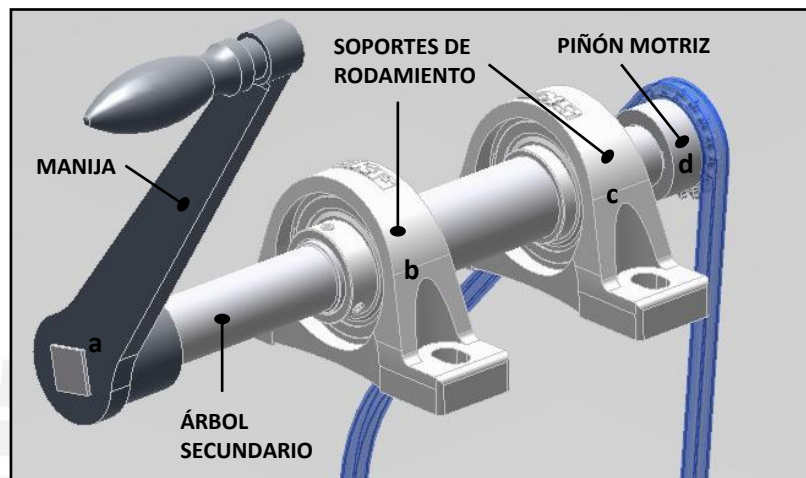


Figura 2.24. Componentes del árbol secundario.

Para dar inicio al cálculo del árbol secundario, se bosqueja el diagrama de cuerpo libre DCL (ver figura 2.25) y a partir del cual se plantean las ecuaciones de equilibrio que permitan determinar las reacciones en los apoyos R_b y R_c . Estas ecuaciones son desarrolladas a continuación:

$$\sum F_x = 0 : F_o + R_{bx} + R_{cx} = F_c * \cos \beta$$

$$\sum F_y = 0 : R_{by} + R_{cy} = F_c * \sin \beta$$

$$\sum M_{bx} = 0 : R_{cy} * (l_2) = F_c * \sin \beta * (l_2 + l_3)$$

$$\sum M_{by} = 0 : F_o * (l_1) + F_c * \cos \beta * (l_2 + l_3) = R_{cx} * (l_2)$$

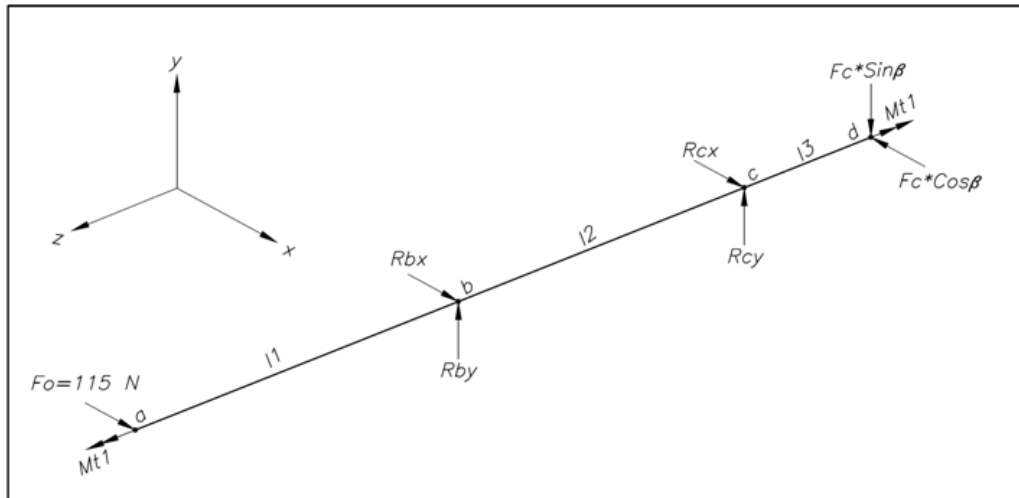


Figura 2.25. Diagrama de cuerpo libre – árbol secundario.

Para el diseño se presentan los siguientes parámetros iniciales:

- Momento torsor a transmitir por el árbol sec.: $Mt1 = 28.18 \text{ N.m}$
- Fuerza del operador sobre la manija: $Fo = 115 \text{ N}$
- Diámetro primitivo del piñón motriz: $D1 = 51.8 \text{ mm}$
- Fuerza de la cadena: $Fc = 2 * Mt2 / D2 = 1093.3 \text{ N}$
- Ángulo de posicionamiento rueda-piñón: $\alpha = 60 \text{ deg}$
- Ángulo formado entre Fc y eje x: $\beta = 42 \text{ deg}$
- Longitud del tramo “ab”: $l1 = 152.5 \text{ mm}$
- Longitud del tramo “bc”: $l2 = 134.9 \text{ mm}$
- Longitud del tramo “cd”: $l3 = 59.8 \text{ mm}$

Luego de resolver las ecuaciones de equilibrio presentadas anteriormente (ver anexo 3) se obtienen las reacciones en los apoyos R_b y R_c , las cuales son cruciales para desarrollar los diagramas de fuerzas cortantes (DFC) y los diagramas de momentos (DMF y DMT), ver figuras del 2.26 al 2.30.

- ✓ Reacción en el apoyo “b”, en dirección x: $R_{bx} = -605.4 \text{ N}$
- ✓ Reacción en el apoyo “b”, en dirección y: $R_{by} = -324.1 \text{ N}$
- ✓ Reacción en el apoyo “c”, en dirección x: $R_{cx} = 1303.3 \text{ N}$
- ✓ Reacción en el apoyo “c”, en dirección y: $R_{cy} = 1055.2 \text{ N}$

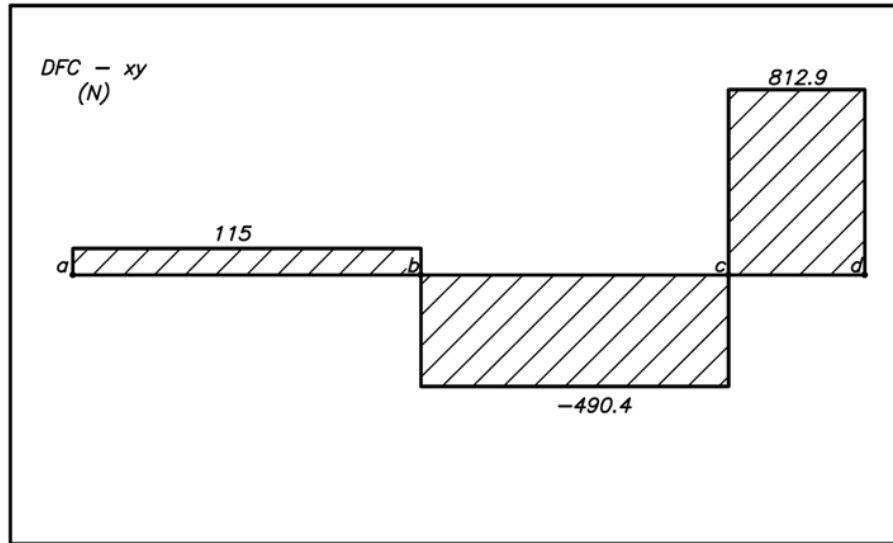


Figura 2.26. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xy – secundario.

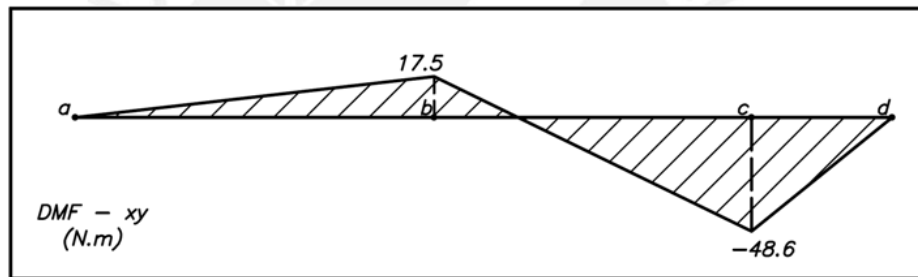


Figura 2.27. Diagrama de momentos flectores en la dirección x – secundario.

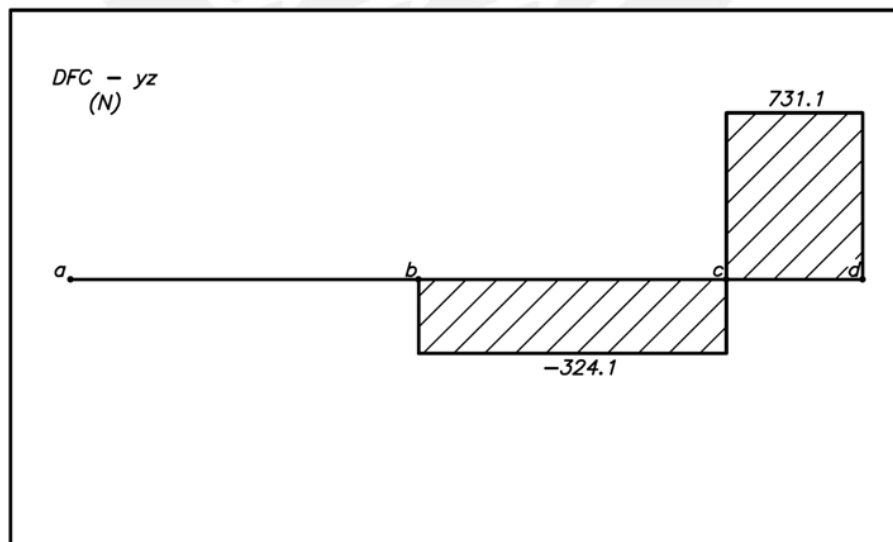


Figura 2.28. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano yz – árbol secundario.

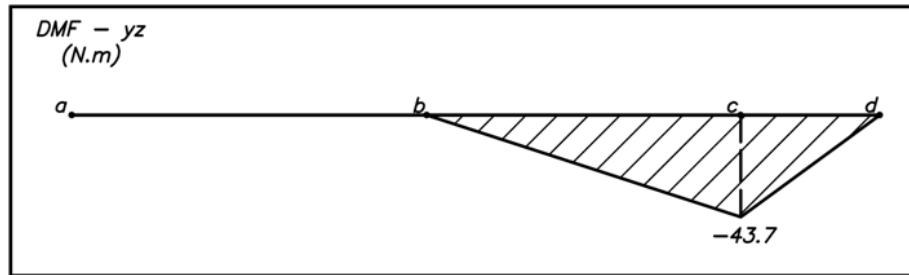


Figura 2.29. Diagrama de momentos flectores en la dirección y – árbol secundario.

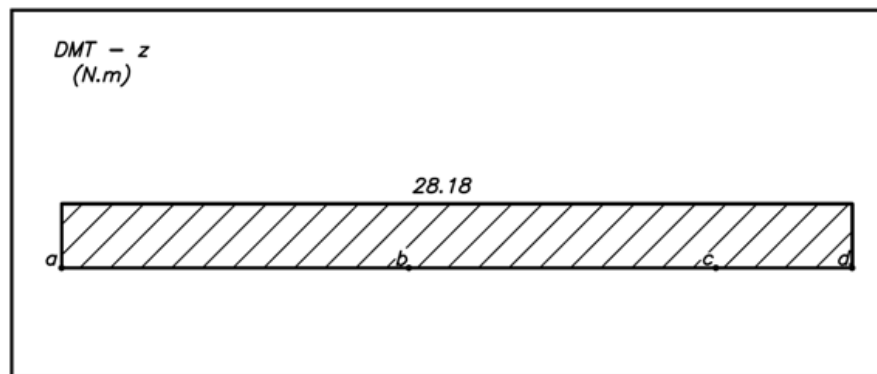


Figura 2.30. Diagrama de momentos torsores en la dirección z – árbol secundario.

A continuación se procede a encontrar el diámetro mínimo requerido de cada sección por un análisis de resistencia a la fatiga según la expresión de C. Bach. Para poder encontrar dichos diámetros se considera lo siguiente:

- Material del árbol secundario: Ck 45 (ver propiedades mecánicas en el anexo 3)
- Factor de seguridad recomendado (según Bach): FSR = 1.8
- Factor de corrección de superficie: Cs = 0.8
- Factor de corrección de tamaño: Ct = 0.77
- Factor de corrección de temperatura: Ctemp = 1

Se considera que los valores promedios los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura, al igual que para el árbol principal, son valores promedios para facilitar el previo cálculo del árbol, ya que dichos valores no influyen significativamente en los resultados.

El cálculo completo del árbol secundario se encuentra detallado en el anexo 3, en el cual para determinar los diámetros mínimos requeridos se emplean los momentos flectores y torsores hallados anteriormente, estos resultados son mostrados en la tabla 2.8.

Tabla 2.8. Diámetros de las secciones del árbol secundario.

Sección	Elemento ubicado en la sección	Diámetro mínimo requerido (mm)	Diámetro asignado (mm)	Longitud del cubo (1 a 1,3)*d (mm)
a	Manija	□ 22 (31.1) *	□ 22 *	50 *
b	Soporte de rodamiento	16.7	35	
c	Soporte de rodamiento	23.8	35	
d	Piñón motriz	12.5	25	26

La manija seleccionada, DIN469-250-V22 de material GG-20, posee un cubo de sección cuadrada (*) de lado 22 mm (aproximadamente 31.1 mm de diámetro), debido a esto los diámetros para los rodamiento ubicados en las secciones b y c serán de 35 mm debido a que estos deben ser múltiplos de 5. Además se dimensiona la longitud del cubo del piñón motriz con la recomendación de que esta longitud debe estar en el rango de entre 1 y 1.3 veces el diámetro de la sección.

2.5.4.4 Cálculo definitivo del árbol secundario.

Para el cálculo definitivo del árbol secundario (despiece D7-A3) se toman las mismas consideraciones al igual que el árbol principal y los resultados son mostrados a continuación en la tabla 2.9.

Tabla 2.9. Factores de seguridad por secciones del árbol secundario.

Sección	Elemento ubicado en la sección	Punto de concentración de esfuerzos crítico	Factor de Seguridad (FS)
a	Manija	No aplica	ok
b	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	30.3
c	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	9.9
d	Piñón motriz	Redondeo agudo	18.9

De los cálculos anteriores se obtienen factores de seguridad altos, debido a que la restricción del tamaño del cubo cuadrado $L=22\text{mm}$ de la manija $R=250\text{ mm}$ obligó a aumentar los diámetros de las secciones del árbol secundario.

Por lo tanto se verifica que el árbol secundario no fallará a la fatiga, debido a que los factores de seguridad son mayores a los permisibles.

2.5.5 Cálculo de las uniones por chavetas de caras paralelas

Las chavetas son los elementos encargados de transmitir la potencia entre elementos dispuestos en sentido axial. Para el diseño, se emplean chavetas según la norma DIN 6885 A (ver figura 2.31) entre los siguientes elementos: árbol principal – manivelas (figura 2.32), árbol principal – rueda conducida (figura 2.33) y árbol secundario – piñón motriz (figura 2.34). Siendo los parámetros iniciales los siguientes:

- Presión admisible del cubo: $p_{adm} = 95\text{ N} / \text{mm}^2$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol principal y las manivelas: $M_{t2} / 2 = 63\text{ N}\cdot\text{mm}$
- Diámetro de la sección: $d = 26\text{ mm}$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol principal y la rueda dentada: $M_{t2} = 126000\text{ N}\cdot\text{mm}$
- Diámetro de la sección: $d = 28\text{ mm}$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol secundario y el piñón dentado: $M_{t1} = 28\,181\text{ N}\cdot\text{mm}$
- Diámetro de la sección: $d = 25\text{ mm}$

El cálculo de las chavetas se basa en hallar la longitud mínima efectiva que debe poseer dicha chaveta para que no fallen los elementos unidos por un exceso de presión de aplastamiento, el cual se presenta mayormente en el cubo. Esta longitud mínima se determina con la siguiente expresión:

$$L_{ef} \geq \frac{2 * Mt}{d * padm * t}$$

Donde “t” es la profundidad que penetra la chaveta en el cubo.

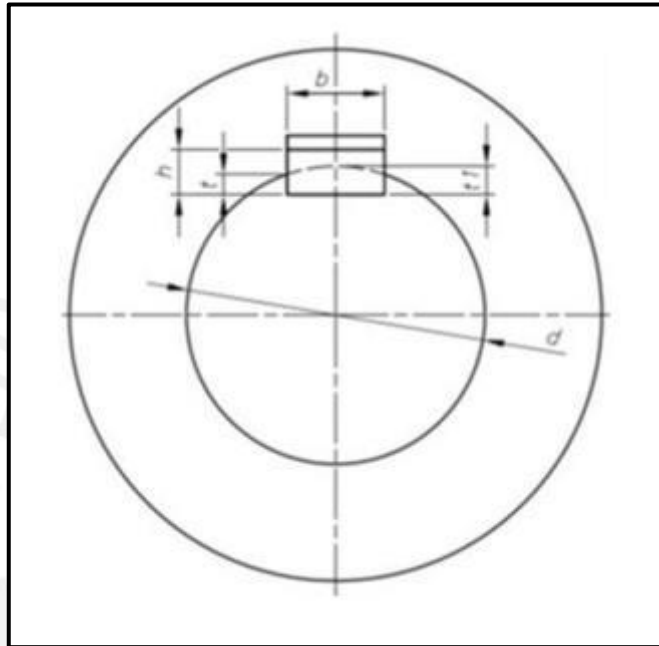


Figura 2.31. Unión mediante chaveta.

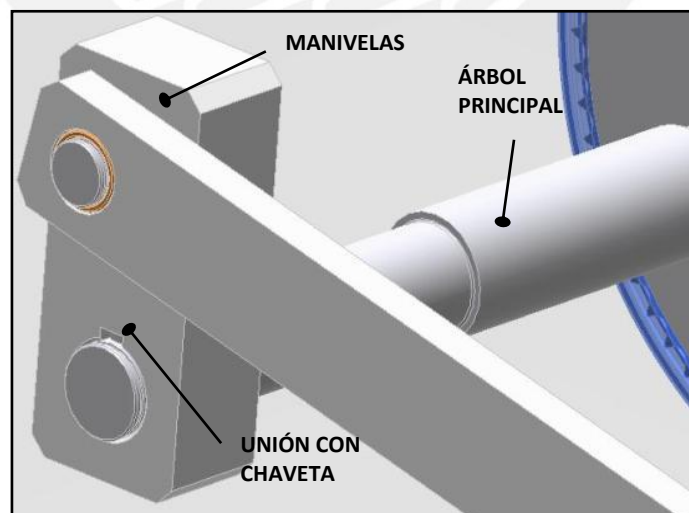


Figura 2.32. Unión árbol principal - manivelas.

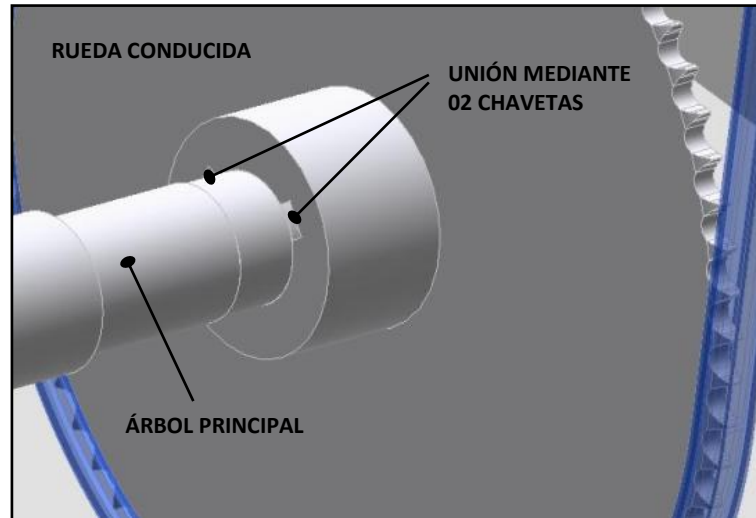


Figura 2.33. Unión árbol principal – rueda conducida.

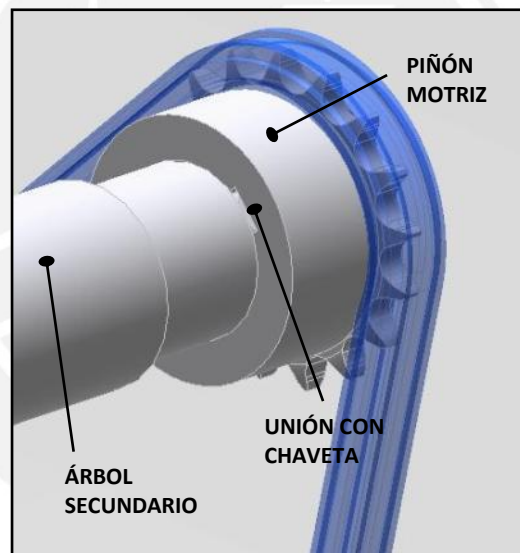


Figura 2.34. Unión árbol secundario – piñón motriz.

El cálculo completo se encuentra en el anexo 4, donde los resultados obtenidos son mostrados en la tabla 2.10. Por lo tanto se deberán emplear las siguientes chavetas según DIN 6885:

- | | |
|-------------------------------------|------------------------|
| ✓ Árbol principal – manivelas: | 02 chavetas 8 x 7 x 28 |
| ✓ Árbol principal – rueda dentada: | 02 chavetas 8 x 7 x 32 |
| ✓ Árbol secundario – piñón dentado: | 01 chaveta 8 x 7 x 22 |

En el caso de la unión entre el árbol principal y la rueda dentada, se vio la necesidad de emplear 2 chavetas, debido al alto momento torsor a transmitir y a la corta longitud del cubo de la rueda (36 mm); para esto se empleó un factor de corrección de 0.75, ya que se tiene en cuenta de que solo el 75%¹⁰ de las chavetas trabajan en forma efectiva debido al aplastamiento y las tolerancias de la unión.

Tabla 2.10. Selección de chavetas.

SELECCIÓN DE CHAVETAS SEGÚN DIN 6885					
Material : Acero St, $p_{adm} = 95 \text{ N/mm}^2$					
Árbol principal - manivelas		Árbol principal - rueda dentada		Árbol secundario - piñón	
<i>Mt</i>	63 N.m	<i>Mt</i>	126 N.m	<i>Mt</i>	28.18 N.m
<i>d</i>	26 mm	<i>d</i>	28 mm	<i>d</i>	25 mm
<i>t1</i>	4.1 mm	<i>t1</i>	4.1 mm	<i>t1</i>	4.1 mm
<i>b</i>	8 mm	<i>b</i>	8 mm	<i>b</i>	8 mm
<i>h</i>	7 mm	<i>h</i>	7 mm	<i>h</i>	7 mm
<i>t = h - t1</i>	2.9 mm	<i>t = h - t1</i>	2.9 mm	<i>t = h - t1</i>	2.9 mm
<i>L.ef min</i>	17.59 mm	<i>L.ef min</i>	20.42 mm	<i>L.ef min</i>	8.18 mm
<i>L</i>	28 mm	<i>L</i>	32 mm	<i>L</i>	22 mm
<i>DIN 8 x 7 x 28</i>		<i>DIN 8 x 7 x 32 (02 chavetas)</i>		<i>DIN 8 x 7 x 22</i>	

2.5.6 Cálculo de los pasadores.

Los pasadores son empleados como elementos de unión entre 2 o más piezas que se articulan entre sí. Para el diseño de la máquina compactadora, estos pasadores se presentan uniendo las manivelas con las bielas como se muestra en las figuras 2.35 y 2.36. A continuación se presentan los parámetros iniciales:

- Material del pasador: Ck 45 (ver propiedades mecánicas en el anexo 5)
- Material de las bielas: ASTM – A36
- Material de las manivelas: SAE 1020
- Tipo de carga: Cargas pulsantes

¹⁰ DECKER, Karl – Heinz. *Elementos de máquina*. Bilbao: Urmo. 1980

- Fuerza actuante: $F = 1000 \text{ N}$
- Presión superficial admisible St / Bronce: $p_{adm} = 8 \text{ N/mm}^2$
- Espesor de las bielas: $t_b = 12.7 \text{ mm}$
- Espesor de las manivelas: $t_m = 32 \text{ mm}$

Para poder encontrar el diámetro mínimo que estos pasadores deben tener para no fallar en la operación, estos se verifican por flexión y por corte en el pasador, y por aplastamiento en las bocinas (bronce) de las bielas, debido a que estas poseen el menor espesor y son más propensos a fallar. En la figura 2.37 se muestran los diagramas de cuerpo libre de los elementos acoplados para visualizar cómo será la interacción de los elementos en el diseño: (a) DCL de la manivela, (b) DCL del pasador y (c) DCL de la biela.

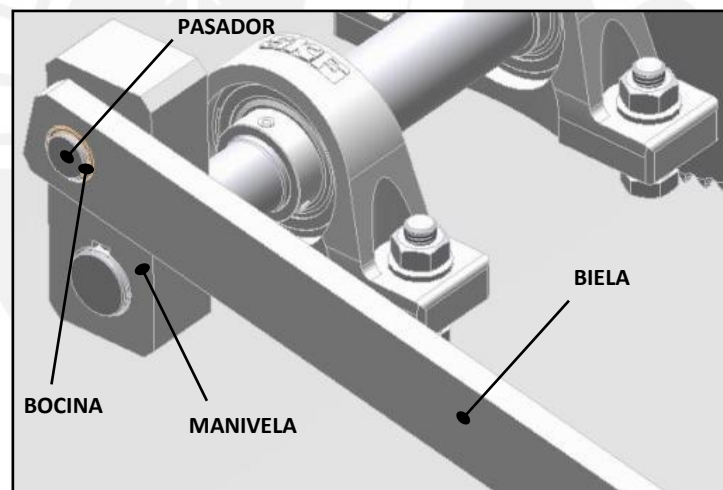


Figura 2.35. Componentes de la unión por pasadores.

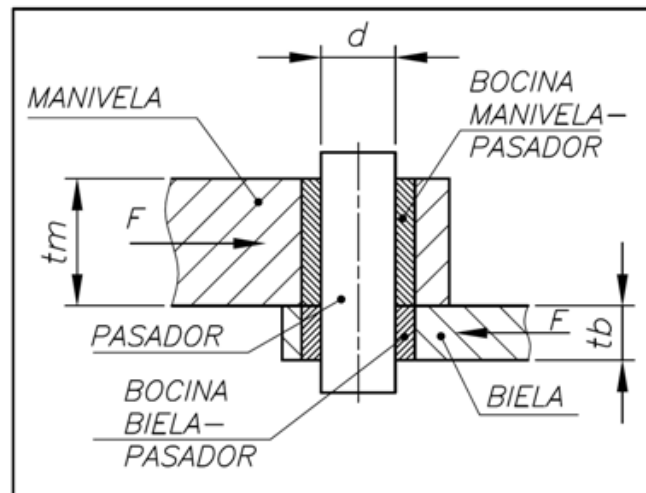


Figura 2.36. Unión articulada por pasadores.

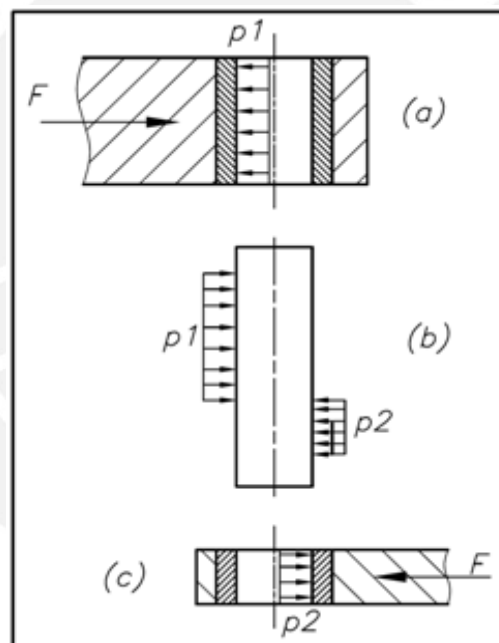


Figura 2.37. DCL's de los elementos a articular.

El cálculo del pasador incluye la verificación de la bocina de bronce, debido a que se considera una presión superficial admisible entre el pasador (acero) y la bocina (bronce) de 8 N/mm^2 . Dicho cálculo completo se encuentra en el anexo 5 y se obtiene que el diámetro mínimo requerido para el pasador es 15.07 mm , para el diseño el diámetro asignado será de 18 mm para asegurar que el pasador trabaje confiablemente. Según el catálogo de Aceros Arequipa de barras lisas, material SAE 1045, se selecciona una barra de $7/8"$ (22.23 mm) como material base del pasador

para su posterior mecanizado. Además es importante mencionar, que este se acoplará a la biela y a la manivela con un juego de 18 H7/f7 para garantizar una buena articulación entre dichos elementos.

2.5.7 Cálculo de las clavijas.

En el diseño de la compactadora de latas se emplearán clavijas para poder unir las bielas al compactador principal, estas clavijas estarán solidarias al compactador pero se articularán con las bielas para poder convertir el movimiento rotacional de las manivelas en movimiento lineal recíprocante en el compactador como se muestra en las figuras 2.38 y 2.39, para de esta manera lograr el objetivo principal de aplastar las latas a la quinta parte de su volumen inicial.

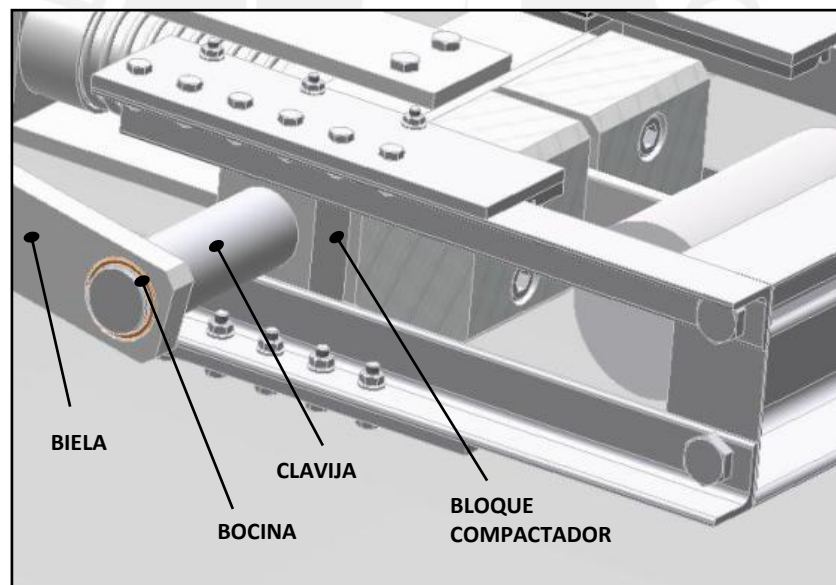


Figura 2.38. Componentes de la unión por clavijas.

A continuación se muestran los parámetros iniciales para el cálculo:

- | | |
|---------------------------------------|------------------|
| ➤ Material de la clavija: | Ck 45 |
| ➤ Material de las bielas: | ASTM – A36 |
| ➤ Material del compactador principal: | SAE 1020 |
| ➤ Tipo de carga: | Cargas pulsantes |

- Fuerza actuante: $F = 1000 \text{ N}$
- Espesor de las bielas: $t_b = 12.7 \text{ mm}$
- Presión superficial admisible St / Bronce: $p_{adm} = 8 \text{ N/mm}^2$
- Longitud libre de aplastamiento: $L_1 = 80 \text{ mm}$
- Longitud sometida a aplastamiento: $L_2 = 25 \text{ mm}$

Para poder encontrar el diámetro mínimo necesario que estas clavijas deberán tener para no fallar durante la operación, estas se verifican por flexión en la clavija, por aplastamiento en la biela y por aplastamiento en el compactador. En la figura 2.39 se aprecia como los elementos reaccionan ante la aplicación de la fuerza $F = 1000 \text{ N}$, resaltando que la verificación de aplastamiento en el compactador se analizará el punto superior del compactador, debido a que en este lugar se presenta una superposición de aplastamientos generados por la fuerza directa F (P_F) y la presión por el momento flector (P_M).

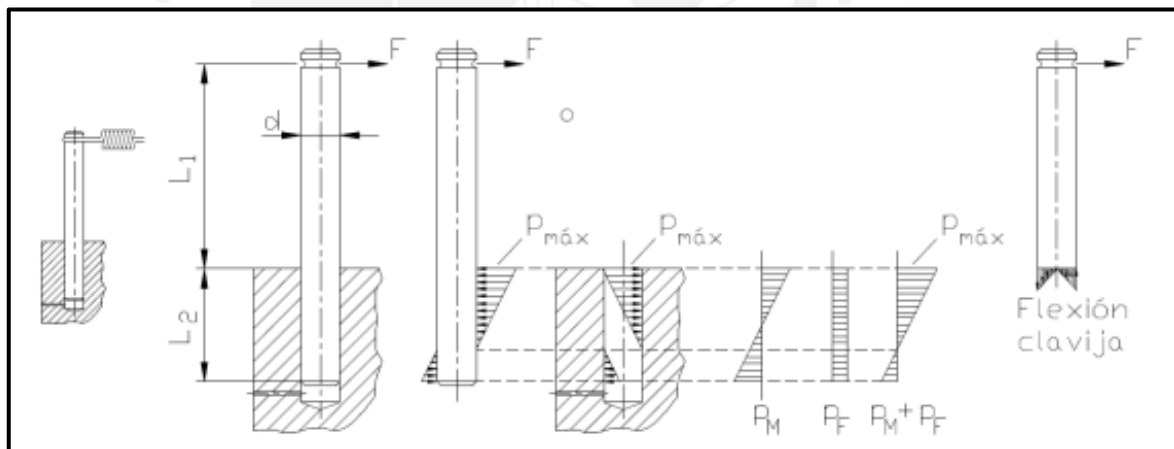


Figura 2.39. Unión articulada por clavijas.¹¹

El cálculo completo de las clavijas se encuentra en el anexo 6 y se obtiene que el diámetro mínimo que deberán tener las clavijas es de 23.05 mm, lo cual para el diseño se asigna el valor de 25 mm para asegurar que la clavija trabaje confiablemente. Según el catálogo de Aceros Arequipa de barras lisas, material SAE 1045, se selecciona una barra de 1 1/8" (28.58 mm) como material base de la clavija para su

¹¹ PAULSEN, Kurt. "Pasadores y clavijas". Pucp. Lima 2010

posterior mecanizado. Además, esta se acoplará a la biela con un juego de 25 H7/f7, para garantizar la correcta articulación, y con un apriete de 25 H7/p6 para asegurar que la clavija se mantenga firmemente adherida al compactador principal.

2.5.8 Cálculo y verificación de las bielas.

Las bielas son los elementos encargados de recibir la fuerza a través de los pasadores para entregársela a las clavijas, y estas a su vez al compactador principal para poder realizar el compactado (figura 2.40), estas bielas estarán sometidas solamente a cargas de compresión debido a la operación del mecanismo según la figura 2.41. Los parámetros iniciales para el cálculo y verificación de las bielas son los siguientes:

- Material de las bielas: ASTM – A36
- Fuerza actuante por biela: $FB = 1000 \text{ N}$
- Espesor de las bielas: $tb = 12.7 \text{ mm}$
- Ancho de las bielas: $bb = 38.1 \text{ mm}$
- Longitud efectiva de las bielas: $l = 330 \text{ mm}$
- Diámetro del agujero máximo (sección B) $d_{agM} = 25 \text{ mm}$

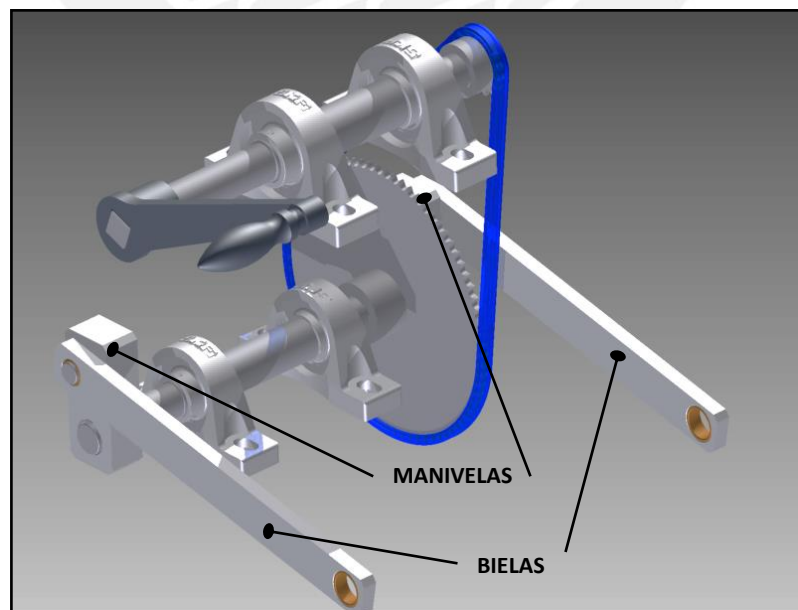


Figura 2.40. Componentes del mecanismo biela - manivela.

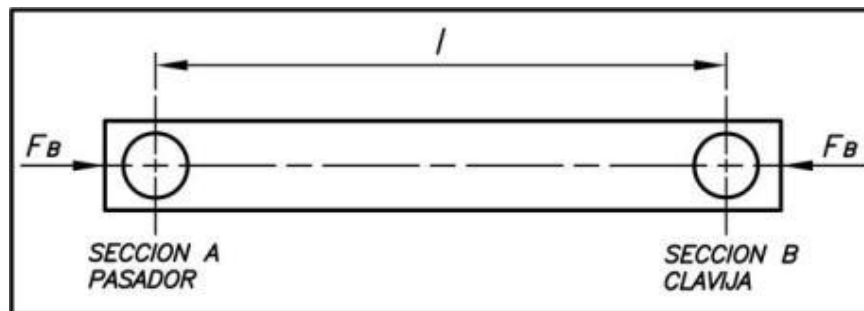


Figura 2.41. Esquema de las bielas.

Es importante mencionar que las dimensiones de la sección de la biela han sido obtenidas luego de varias iteraciones para cerciorarnos que ningún elemento de la máquina compactadora falle. El cálculo completo se encuentra en el anexo 7, en el cual se realizan las verificaciones de pandeo en los planos x-x e y-y, fluencia y fatiga.

En el caso de la verificación de pandeo, este se desarrolló según el método europeo (Tetmajer modificado) según el manual de “Resistencia de Materiales 2” del Ingeniero Jorge Rodríguez. Para poder calcular el factor de seguridad (FS) se emplea una expresión empleada en el libro para el cálculo de mecanismos biela-manivela. En el caso de la verificación por fluencia, la sección crítica a analizar es la que presenta el área mínima, la cual se ubica en la unión de la biela con la clavija como se muestra en la figura 2.42. Y por último es verificado a la fatiga, donde se considera que la biela trabaja a cargas pulsantes debido a que solo en un breve lapso del movimiento la biela trabaja a compresión y en el tiempo restante no está sometida a carga alguna considerable.

Luego de las verificaciones se obtienen los factores de seguridad a la fluencia y a la fatiga, los cuales nos indican que las bielas no fallarán durante la operación. Los datos obtenidos son presentados a continuación:

- ✓ Factor de seguridad a la fluencia: FS.fluencia = 41.3
- ✓ Factor de seguridad a la fatiga. FS.fatiga = 41.47

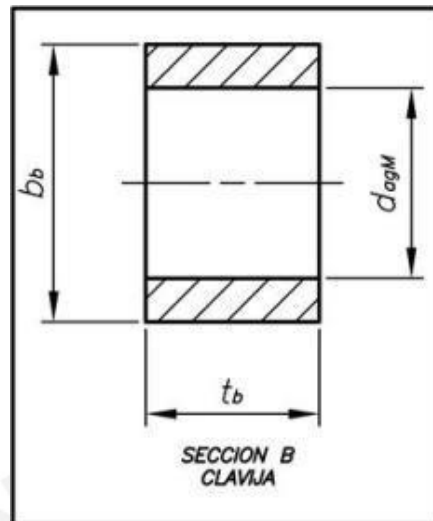


Figura 2.42. Sección crítica a analizar en las verificaciones.

2.5.9 Cálculo y verificación de las manivelas.

Las manivelas son los elementos encargados de transmitir las fuerzas a las bielas (figura 2.40) a partir del torque recibido del árbol principal, estas manivelas estarán sometidas a fuerzas cortantes, fuerzas normales y momentos flectores, los cuales deben ser analizados para evitar la falla en el componente. En la figura 2.43 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la manivela, donde actúan las fuerzas de reacción ejercidas por las bielas y el momento torsor generado por el árbol principal, además se puede apreciar que la manivela cuenta con un cubo en la sección A y un agujero para el pasador en la sección B, de los cuales el más crítico es la sección A al poseer un diámetro mayor, es decir que tiene un área menos resistente. Los parámetros iniciales para el cálculo y verificación de las manivelas son los siguientes:

- Material de las manivelas: SAE 1020
- Fuerza de reacción ejercidas por las bielas: $FB = 1000 \text{ N}$
- Momento torsor generado por el árbol principal: $Mt2 / 2 = 63 \text{ N.m}$
- Radio de las manivelas: $r = 65 \text{ mm}$
- Espesor de las manivelas: $tm = 32 \text{ mm}$
- Ancho de las manivelas: $bm = 50 \text{ mm}$
- Diámetro del agujero en el cubo (sección A) $dag = 26 \text{ mm}$

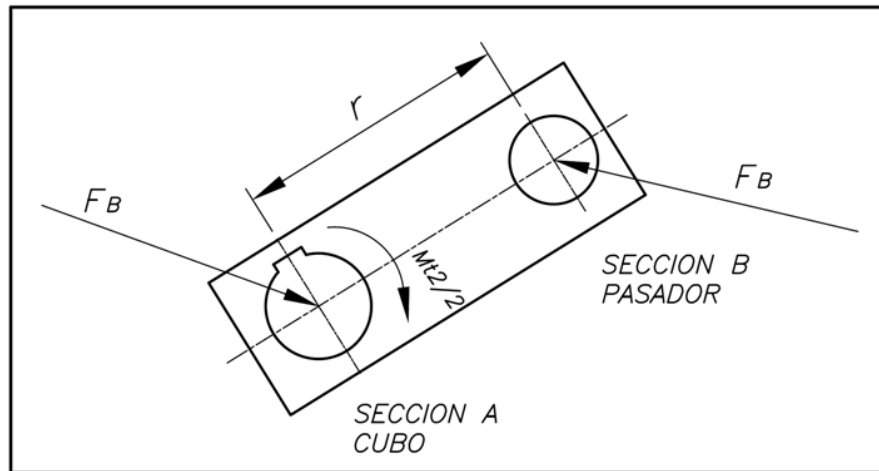


Figura 2.43. Esquema de las manivelas.

De igual forma que en el cálculo de las bielas, las dimensiones de la sección de las manivelas han sido obtenidas luego de realizar varias iteraciones para cerciorarnos que ningún elemento de la máquina compactadora falle. El cálculo completo se encuentra en el anexo 8, en el cual se realizan las verificaciones de resistencia a la fluencia y resistencia a la fatiga.

En la figura 2.44 se muestra el área crítica correspondiente a la sección del cubo, la cual por ser la menor será sometida a las verificaciones mencionadas. Luego de las verificaciones se obtienen los factores de seguridad a la fluencia y a la fatiga, los cuales nos dan una clara idea de que las manivelas no fallarán en la operación. Los datos obtenidos son presentados a continuación:

- ✓ Factor de seguridad a la fluencia: FS.fluencia = 51.6
- ✓ Factor de seguridad a la fatiga. FS.fatiga = 57.55

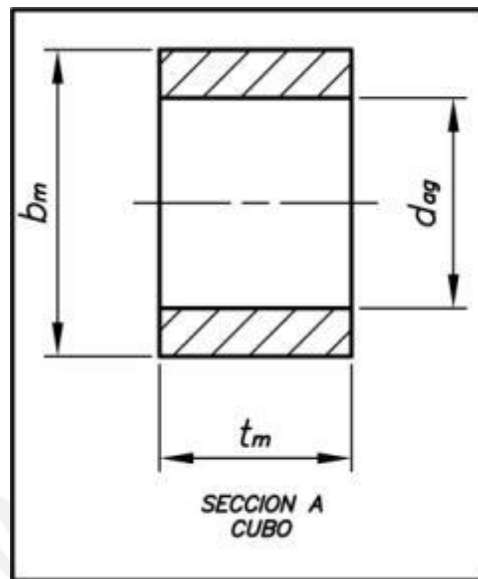


Figura 2.44. Sección crítica a analizar en las verificaciones.

2.5.10 Selección del tamaño y número billas para la cámara de compactado.

Se emplearán billas para disminuir la fricción y favorecer el movimiento relativo lineal que el compactador realizará sobre las guías angulares para poder completar el compactado como se aprecia en la figura 2.45 y 2.46. Para poder calcular las billas se emplea la presión de Hertz como base del cálculo, el cual indica que el área de contacto es pequeña en comparación con las superficies y los esfuerzos efectivos están dirigidos normalmente a esta área. Al comprimir una esfera sobre planos se obtiene un área con el aspecto de una circunferencia, concentrándose la presión máxima en el centro del área.

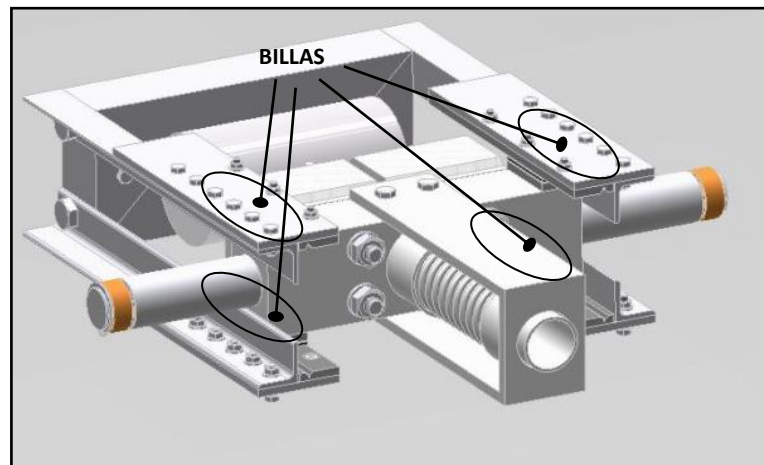


Figura 2.45. Billas en el sistema de compactado.

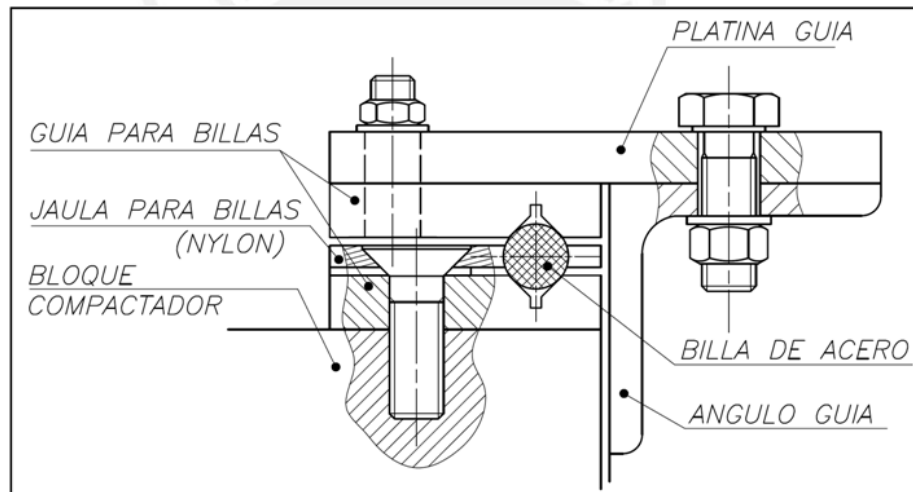


Figura 2.46. Vista (superior derecha) en sección de las billas.

De la tabla 2.4 se obtienen los valores de fuerza normal para cada ángulo de rotación de la manivela, además se observa que esta fuerza varía con el tiempo y su valor máximo es de 377.5 N, lo que equivale aproximadamente a 40 kgf. Por lo tanto estas billas estarán sometidas a cargas cíclicas, y su tiempo de duración se determina por la resistencia a la fatiga del material a carga de contacto. En la figura 2.47 se muestran los valores de resistencia a la fatiga para cada tipo de material de las billas.

Por lo tanto se emplean billas de acero cementado (curva 2) con dureza de 60 HRC, y se obtiene un esfuerzo máximo admisible de 198 kgf/mm para una duración de $N=10^7$ ciclos de trabajo. A continuación se procede a hallar la tensión de compresión

máxima admisible para el diseño, según la figura 2.48 se obtiene que dicha tensión de compresión será de 0.1 kgf/mm². Por consiguiente se procede a calcular el número de billas en contacto necesarias, según la siguiente expresión obtenida a partir de la ecuación 100 de la bibliografía “Elementos de máquinas” del autor Decker:

$$\#b = \frac{F_N}{0.785 * d^2 * \sigma_{com}}$$

Dónde:

#b: número de billas en contacto.

FN: fuerza normal a soportar por las billas.

d: diámetro de las billas.

σ_{com} : tensión de compresión máxima admisible.

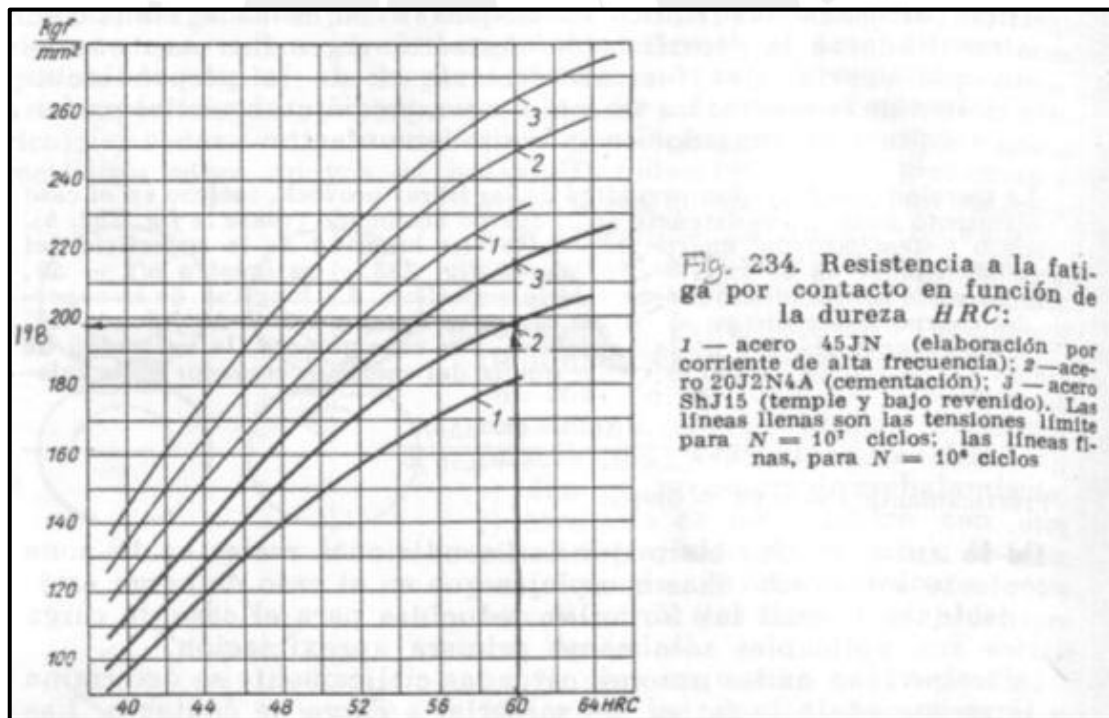


Figura 2.47. Resistencia a la fatiga por contacto.¹²

¹² DECKER, Karl-Heinz. “Elementos de máquina”. Bilbao: Urmo, 1980.

Para el diseño se tienen los siguientes parámetros iniciales:

- Fuerza normal a soportar por las billas: $FN = 40 \text{ kgf}$
- Diámetro de las billas a emplear: $d = 6 \text{ mm}$

Por lo tanto de la expresión anterior, se obtiene:

- ✓ Número mínimo de billas a emplear: $\#b = 14$

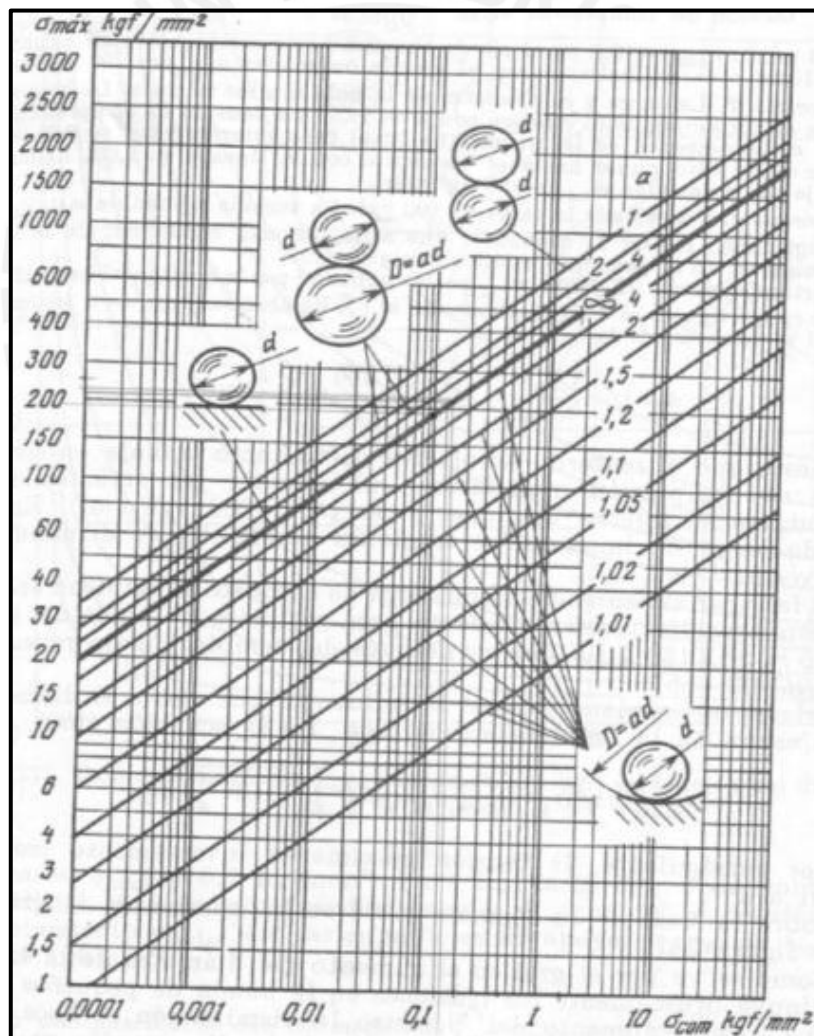


Figura 2.48. Tensiones máximas admisibles en función de la tensión de compresión.¹³

¹³DECKER, Karl-Heinz. "Elementos de máquina". Bilbao: Urmo, 1980.

2.5.11 Selección de rodamientos del árbol principal.

Como ya se mencionó en el cálculo del árbol principal, este deberá poseer dos rodamientos de 30 mm de diámetro interior. Para el diseño se emplearán dos soportes de rodamientos (figura 2.17) en lugar de los rodamientos por sí solos, debido a que estos requerirían de la fabricación de sus respectivos alojamientos. Sin embargo, para el cálculo de estos soportes de rodamiento (chumaceras) se calcularán como si fuesen rodamientos, debido a que trabajan de igual forma.

Por lo tanto en la máquina compactadora de latas se verificarán los rodamientos más simples, los cuales son los 6006-2Z* para un diámetro interno de 30 mm, con la finalidad de reducir los costos de fabricación. La máquina será utilizada intermitentemente o durante cortos periodos de tiempo y los parámetros iniciales para la selección son los siguientes:

- Velocidad de giro del árbol principal: $n = 9 \text{ rpm}$
- Apoyo que está sometido a las mayores cargas: Apoyo R1
- Fuerza actuantes sobre el apoyo R1: $R1x = -1318.6 \text{ N}$
 $R1y = 295.1 \text{ N}$
- Fuerza resultante radial sobre el apoyo R1: $Fr = 1351.2 \text{ N}$
- Fuerza axial sobre el apoyo R1: $Fa = 0 \text{ N}$
- Aceite a emplear: SAE 40 (eq. a un ISO 150)
- Contaminación del eje: Ligera
- Temperatura de trabajo: 55 C
- Fiabilidad: 90%

Luego de realizar los cálculos correspondientes para su verificación según el manual de SKF para carga dinámica y estática, los cuales están contemplados en el anexo 9, se obtiene que la vida del rodamiento a las condiciones de trabajo será de 176 333 horas, los cuales superan notablemente las horas de funcionamiento que deberían tener como mínimo estas máquinas que trabajan de forma intermitente. Por lo tanto, a partir de la verificación anterior se seleccionan los soportes de rodamiento YAR 206-

2F, los cuales siendo los más simples de la amplia gama de chumaceras, satisfacen el diseño.

2.5.12 Cálculo de tornillos.

En este subcapítulo se analizarán las uniones atornilladas más importantes para el diseño de la máquina; la primera a analizar es la unión entre las guías angulares con la tapa de la cámara de compactado, debido a que esta tapa debe permanecer correctamente unida a las guías ante la aplicación de la fuerza máxima de 1880 N, y la otra a analizar es la unión entre la base del resorte de compresión con el compactador principal, debido a que también esta unión soporta una carga relativamente alta cuando el compactador se encuentra en el punto final del compactado, es decir cuando el resorte ejerza su máxima fuerza de operación.

Los tornillos serán calculados según el manual “Elemento de máquinas – Uniones atornilladas” del Ing. Kurt Paulsen, el cual está basado en la norma VDI 2230.

2.5.12.1 Cálculo de la unión atornillada UTT, guías angulares – tapa.

Se define unión UTT, cuando dicha unión se realiza mediante tornillos con tuercas. Como se mencionó anteriormente, esta unión es una de las más propensas a fallar en la operación, como se aprecia en la figura 2.49, debido a que la tapa soporta la máxima fuerza ejercida por el compactador para el aplastado de las latas. Los parámetros iniciales para el cálculo de la unión atornillada son:

➤ Tamaño del tornillo a verificar:	Tornillo hexagonal M10
➤ Material del tornillo:	8.8
➤ Numero de tornillos a emplear:	$N_t = 4$
➤ Coeficiente de rozamiento acero-acero:	$u_{ac.ac} = 0.2$
➤ Coeficiente de rozamiento en los hilos:	$u_{filete} = 0.1$
➤ Fuerza tangencial:	$F_t = 1880 \text{ N}$

- Fuerza externa: $F_{ext} = 0 \text{ N}$
- Longitud de placas: $L_p = 4 + 3 = 7 \text{ mm}$
- Diámetro exterior: $D_{ext} = 21 \text{ mm}$

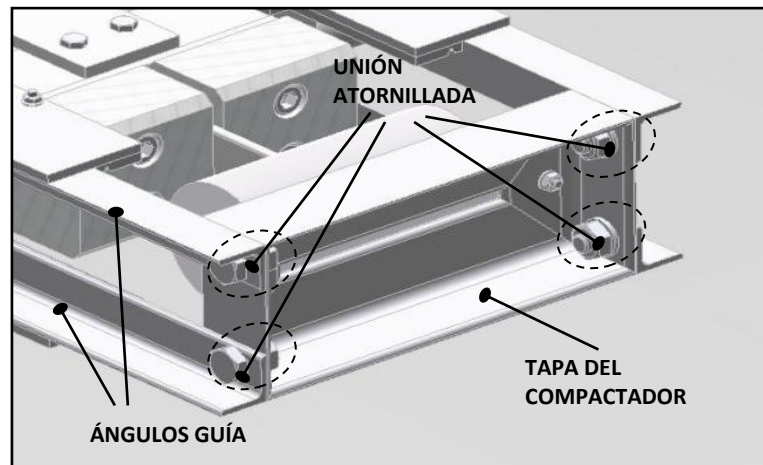


Figura 2.49. Unión atornillada guías angulares - tapa.

Para realizar el cálculo de los tornillos, se procede a calcular las constantes de rigidez de las placas como la del tornillo, para posteriormente verificarlos por resistencia en los siguientes aspectos:

Esfuerzos en el tornillo durante el montaje.

Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática.

Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto.

Estos cálculos son desarrollados en el anexo 10, y nos da como resultados que el tornillo hexagonal M10 no fallará, siendo la situación más crítica en el montaje y ajuste del tornillo.

2.5.12.2 Cálculo de la unión atornillada UAR, base del resorte – compactador.

Esta unión se le denomina UAR, debido a que presenta un agujero roscado para la unión en lugar de una tuerca. Cuando finaliza la carrera de compactado, el resorte está en su etapa de deformación máxima, por lo que ejerce una fuerza de 200 N, la

cual intentará despegar la base del resorte con el compactador (figura 2.50), es por esto que esta unión se considera importante para los cálculos. Se consideran los siguientes parámetros iniciales para el cálculo de la unión:

- Tamaño del tornillo a verificar: Tornillo hexagonal M5
- Material del tornillo: 8.8
- Numero de tornillos a emplear: $N_t = 4$
- Coeficiente de rozamiento acero-acero: $u_{ac.ac} = 0.2$
- Coeficiente de rozamiento en los hilos: $u_{filete} = 0.1$
- Fuerza tangencial: $F_t = 200 \text{ N}$
- Fuerza externa: $F_{ext} = 0 \text{ N}$
- Longitud de placas: $L_p = \frac{1}{4}'' = 6.35 \text{ mm}$
- Diámetro exterior: $D_{ext} = 24 \text{ mm}$

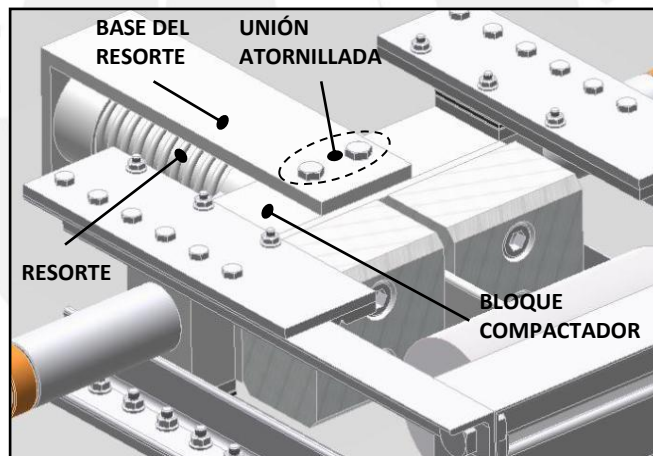


Figura 2.50. Unión atornillada base del resorte - compactador.

De igual forma que en el cálculo de tornillos anterior, se verificarán por resistencia en los siguientes aspectos:

Esfuerzos en el tornillo durante el montaje.

Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática.

Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto.

Estos cálculos son desarrollados en el anexo 11, y nos da como resultados que el tornillo hexagonal M5 no fallará, siendo la situación más crítica en el montaje y ajuste del tornillo.



CAPITULO 3

PLANOS

El presente capítulo tiene por objetivo listar y describir los planos necesarios para la correcta fabricación de la máquina compactadora de latas, los cuales fueron obtenidos luego de realizar los cálculos correspondientes y analizar las funciones que cada elemento cumple en conjunto. Dichos planos se encuentran listados y codificados en la tabla 3.1.

Teniendo como objetivos específicos en cada tipo de plano, lo siguiente:

Planos de ensamble: muestran la disposición de todos los componentes empleados para la construcción de la máquina, detallando la interacción entre los mismos con los correspondientes juegos o aprietes. Asimismo muestran todas las vistas necesarias, secciones y detalles, para el correcto entendimiento del operador al momento del ensamble de los componentes. Además el plano de ensamble deberá poseer medidas generales para tener una visión aproximada sobre el tamaño total que ocupará la máquina. Y por último, los planos de ensamble muestran la lista de piezas, la cual es muy importante para conocer el orden de ensamblado y todas las piezas que se requerirán.

Planos de despiece: muestran todas las dimensiones necesarias para la fabricación del componente. Señalizan todas las tolerancias dimensionales requeridas para lograr que todos los componentes de la maquina funcionen realizando sus labores de manera óptima. Además muestran los acabados superficiales de las áreas que

necesiten de estos para poder cumplir con sus funciones. Y por último, se indica el material de la pieza y la escala del dibujo.

Tabla 3.1. Listado de planos.

ID	Descripción	Código	N° de planos
1	Ensamble: Compactadora de latas	E1 - A1	1
2	Despiece: Estructura	D1 - A4	1
3	Despiece: Ángulos longitudinales 40 x 40 x 4	D2 - A4	1
4	Despiece: Ángulos transversales 40 x 40 x 4	D3 - A4	1
5	Despiece: Platina 2" x 3/16" x 250 mm	D4 - A4	1
6	Despiece: Árbol principal	D5 - A3	1
7	Despiece: Platina 2" x 3/16" x 250 mm	D6 - A4	1
8	Despiece: Árbol secundario	D7 - A3	1
9	Despiece: Rueda P=3/8", Z=76	D8 - A3	1
10	Despiece: Piñón P=3/8", Z=17	D9 - A3	1
11	Despiece: Manivela	D10 - A3	1
12	Despiece: Bocina manivela - pasador	D11 - A4	1
13	Despiece: Pasador	D12 - A4	1
14	Despiece: Bocina biela - pasador	D13 - A4	1
15	Despiece: Platina guía 2" x 3/16"	D14 - A4	1
16	Despiece: Guía larga para billas	D15 - A4	1
17	Despiece: Guías angulares 25 x 25 x3	D16A/B - A4	2
18	Despiece: Tapa cámara de compactado	D17 - A3	1
19	Despiece: Bloque de compactado principal	D18 - A3	1
20	Despiece: Plancha guía de punzón	D19 - A4	1
21	Despiece: Bloque de compactado secundario	D20 - A4	1
22	Despiece: Guía corta para billas	D21 - A4	1
23	Despiece: Chapa de nivelación	D22 - A4	1
24	Despiece: Jaula para billas	D23 - A4	1
25	Despiece: Punzón	D24 - A3	1
26	Despiece: Resorte de compresión	D25 - A3	1
27	Despiece: Base resorte	D26 - A3	1
28	Despiece: Clavija	D27 - A4	1
29	Despiece: Bocina biela - clavija	D28 - A4	1
30	Despiece: Biela	D29 - A4	1
31	Despiece: Plancha ranura de expulsión	D30 - A4	1
32	Despiece: Rampa alimentadora	D31 - A3	1
33	Despiece: Rampa de expulsión	D32 - A4	1
34	Despiece: Guarda de protección	D33A/B - A3	2
TOTAL PLANOS:			36

CAPITULO 4

COSTOS DE FABRICACION

El presente capítulo tiene por objetivo obtener el costo aproximado para la construcción del primer prototipo de la máquina compactadora de latas. Para poder calcular el costo total del prototipo, este se desglosa en una serie de sub costos, los cuales nos llevan al cálculo de un costo total aproximado. Siendo la categorización de la siguiente manera:

- Costos de adquisición de elementos normalizados.
- Costos de adquisición de elementos estructurales y chapas metálicas.
- Costos de adquisición de materiales para los elementos de máquina.
- Costos de maquinado y ensamble.

Así también, para conseguir los costos se detallan las siguientes consideraciones generales:

- Todos los materiales base para la fabricación de los elementos estructurales y los elementos de máquina son fácilmente adquiribles en el mercado local, tomando como catálogos generales los brindados por Aceros Arequipa y el manual de Aceros Bohler para el caso de aceros especiales.
- Los materiales base para los elementos de maquina deberán tener una sobredimensión de al menos 1 mm para su posterior mecanizado, esto se debe a que cuando uno adquiere material debe eliminar la cascarilla que lo recubre.
- Para el caso de la transmisión, piñón y rueda dentada, estos han sido considerados dentro de los elementos normalizados, debido a que son

comercializados de forma estándar en el mercado local. Estos al momento de ser adquiridos ya cuentan con el tratamiento térmico requerido en los dientes y con una boca masa, la cual será maquinada para obtener las dimensiones finales de los elementos.

- Los costos presentados estarán calculados en base a la moneda local, nuevos soles (S/.), considerándose además el tipo de cambio actual de 2.7.
- Los sub costos y costos totales incluyen el impuesto general a las ventas (IGV).

4.1 Costos de adquisición de elementos normalizados.

Se consideran elementos normalizados, los componentes que son fácilmente adquiribles en el mercado local y que generalmente no necesitan de un maquinado posterior a su compra para ser ensamblados en la máquina como por ejemplo: tornillos, tuercas, arandelas, prisioneros, chumaceras, etc. Los precios parciales de dichos elementos son listados en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Precios parciales de los elementos normalizados.

ID	Descripción	Material	Cant.	Und	Precio Unitario P.U (S/.)	Precio Parcial P.P (S/.)
1	Tornillo Exagonal M5 x 20	8.8	36	Und.	0.30	10.80
2	Arandela A 5,3	St	36	Und.	0.30	10.80
3	Tuerca Exagonal M5	8	36	Und.	0.30	10.80
4	Chumacera de pie 206		2	Und.	15.00	30.00
5	Chumacera de pie 207		2	Und.	25.00	50.00
6	Tornillo Exagonal M12 x 50	8.8	8	Und.	0.50	4.00
7	Arandela A 13	St	8	Und.	0.50	4.00
8	Tuerca Exagonal M12	8	8	Und.	0.50	4.00
9	Chaveta 8 x 7 x 32	St 60	2	Und.	5.00	10.00
10	Chaveta 8 x 7 x 22	St 60	1	Und.	5.00	5.00
11	Rueda 76T 06B-1 (3/8" Simple) c/tratamiento.	SAE 1045	1	Und.	165.20	165.20
12	Prisionero M5 x 12	8.8	1	Und.	0.30	0.30
13	Piñón 17T 06B-1 (3/8" Simple) c/tratamiento.	SAE 1045	1	Und.	23.60	23.60
14	Prisionero M5 x 10	8.8	1	Und.	0.30	0.30
15	Cadena 06B-1R (3/8" Simple) DNG		110	Eslab.	-	33.04
16	Chaveta 8 x 7 x 28	St 60	2	Und.	5.00	10.00

17	Anillo de retenciónØ26 x 1,2	St	2	Und.	1.00	2.00
18	Tornillo Flat M4 x 16	8.8	16	Und.	0.30	4.80
19	Arandela A 4,3	St	16	Und.	0.30	4.80
20	Tuerca Exagonal M4	8	16	Und.	0.30	4.80
21	Tornillo Exagonal M10 x 22	8.8	4	Und.	0.30	1.20
22	Arandela A 10,5	St	8	Und.	0.30	2.40
23	Tuerca Exagonal M10	8	8	Und.	0.30	2.40
24	Tornillo Socket M10 x 100	8.8	4	Und.	0.50	2.00
25	Billas Ø6		20	Und.	0.50	10.00
26	Tornillo Flat M5 x 16	8.8	8	Und.	0.30	2.40
27	Resorte de compresión		1	Und.	15.00	15.00
28	Tornillo Exagonal M5 x 16	8.8	4	Und.	0.30	1.20
29	Anillo de retenciónØ18 x 1,2	St	4	Und.	1.00	4.00
30	Anillo de retenciónØ25 x 1,2	St	2	Und.	1.00	2.00
31	Manija R250, según DIN 469	GG-20	1	Und.	20.00	20.00
					Subtotal	450.84

4.2 Costos de adquisición de elementos estructurales y planchas metálicas.

Se consideran elementos estructurales y planchas metálicas, los elementos que generalmente no necesitan un maquinado muy complejo. Por lo tanto, para poder obtener los componentes finales para el ensamblado se emplearán procesos básicamente de corte, taladrado y soldado. Todos los elementos estructurales empleados en el diseño de la máquina compactadora de latas son encontrados en el mercado local, siendo los manuales de selección, los catálogos de Aceros Arequipa de ángulos estructurales, platinas, tubos y chapas metálicas; obteniéndose además, en dichos catálogos, el peso lineal de los elementos estructurales para su fácil cálculo del costo parcial. Los precios parciales de dichos elementos son listados en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Precios parciales de elementos estructurales y planchas metálicas.

ID	Descripción	Material	Cantidad	Unidad	Peso Lineal WL (kg/m)	Precio Parcial P.P (S/.)
32	L 40 x 40 x 4	ASTM A36	8.3	Mts.	2.26	101.29
33	L 2" x 2" x 3/16"	ASTM A36	0.68	Mts.	3.63	13.33
34	Platina 2" x 3/16"	ASTM A36	1.688	Mts.	1.78	16.23
35	L 25 x 25 x 3	ASTM A36	1.12	Mts.	1.11	6.69
36	Platina 2" x 1/4"	ASTM A36	0.63	Mts.	2.36	8.03
37	Tubo 1 1/2" - 1,8mm	ASTM A500	0.05	Mts.	2.06	0.56

38	Tubo 1" - 1,8mm	ASTM A500	0.15	Mts.	1.40	1.14
39	Platina 1 1/2" x 1/2"	ASTM A36	0.8	Mts.	3.56	15.38
40	PL 0.625 x 240 x 520	ASTM A1011	1	Und.	-	3.00
41	PL 1 x 270 x 170	ASTM A1011	1	Und.	-	3.00
					Subtotal	168.64

4.3 Costos de adquisición de materiales para los elementos de máquina.

Los materiales base que son adquiridos para la fabricación de los elementos de máquina, son aquellos que necesitan un posterior maquinado para poder cumplir sus funciones de manera óptima. Teniendo como procesos el torneado, rectificado, taladrado, fresado, etc. Estos materiales base han sido seleccionados del catálogo de Aceros Arequipa y del manual de aceros especial de Bohler. Los precios parciales de dichos elementos son listados en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Precios parciales de los elementos de máquina.

ID	Descripción	Material	Cantidad	Unidad	Peso Lineal WL (kg/m)	Precio Parcial P.P (S/.)
42	Barra \varnothing 1 3/8"	Ck 45	0.37	Mts.	7.52	30.05
43	Barra \varnothing 1 3/4"	Ck 45	0.4	Mts.	12.18	52.63
44	Barra \varnothing 7/8"	Ck 45	0.12	Mts.	3.05	3.95
45	Barra \varnothing 1 1/8"	Ck 45	0.28	Mts.	5.03	15.22
46	Barra \varnothing 1"	SAE 65	0.1	Mts.	3.98	4.30
47	Barra \varnothing 1 3/8"	SAE 65	0.03	Mts.	7.52	2.44
48	Plancha 38 x 55 x 120	SAE 1020	1	Und.	-	8.00
49	Plancha 50 x 70 x 400	SAE 1020	1	Und.	-	50.00
50	Plancha 1/4" x 30 x 1050	Starmold M238	1	Und.	-	15.00
51	Jaula para billas	Nylon	1	Und.	-	50.00
					Subtotal	231.58

4.4 Costos de maquinado y ensamble.

Estos costos involucran todos los procesos de maquinado de los componentes, ya sean estructurales o elementos de máquina, para su posterior ensamble en el taller

mecánico. El cálculo de estos costos se obtienen de forma aproximada considerando que dos operarios se encargarán de realizar el maquinado y el ensamblado en un lapso de aproximadamente 11 horas efectivas, considerando S/. 15.00 Nuevos Soles por hora como el costo de mano de obra y alquiler de maquinaria.

Tabla 4.4. Precios parciales para el maquinado y ensamblaje.

ID	Descripción	Precio Parcial P.P (S/.)
1	Maquinado de los componentes	250.00
2	Ensamblaje de la maquina	100.00
Subtotal		350.00

4.5 Obtención de costos totales.

Una vez obtenidos los sub costos requeridos para la fabricación de la máquina, se obtiene el costo total del prototipo, el cual será de aproximadamente S/. 1200.00 Nuevos Soles o \$ 428.9 Dólares Americanos.

Tabla 4.5. Obtención de los costos de fabricación.

ID	Descripción	Subtotal Parcial (S/.)
1	Adquisición de elementos normalizados	450.84
2	Adquisición de elementos estructurales y chapas	168.64
3	Adquisición de material para los elementos de maquina	231.58
4	Maquinado de componentes y ensamblaje de la maquina	350.00
Total (S/)		1,201.06
Total (\$)		428.95

CONCLUSIONES

1. El presente diseño cumple con el objetivo principal de poder compactar las latas de aluminio a la quinta parte de su volumen inicial. Dicha condición se garantiza con las dimensiones de la cámara de compactado y del mecanismo biela-manivela.
2. La máquina compactadora debido a su simplicidad y tamaño reducido podrá ser usada en pequeños negocios, centros comerciales y en centros de acopio de metales. Dicha práctica concientizará a las personas y promoverá el consumo de bebidas en latas de aluminio y el reciclaje de las mismas.
3. La máquina reducirá el volumen de las latas a la quinta parte, facilitando el transporte de las latas compactadas hacia los centros de acopio de metales para su posterior reciclaje.
4. Las consideraciones de diseño, factores geométricos y ergonómicos permitirán que una persona pueda operar la máquina de forma segura sin la posibilidad que la operación produzca lesión o fatiga en el operador.
5. La máquina ha sido diseñada para compactar latas vacías de aluminio a una razón de 9 latas/minuto como mínimo debido a las consideraciones ergonómicas como velocidad y fuerza en su operación. Por lo tanto se estaría cumpliendo con lo solicitado en la lista de exigencias de 10 latas/minuto (Deseo).
6. La máquina compactadora ha sido diseñada de tal forma que sea lo más eficiente y silenciosa posible para aprovechar al máximo la fuerza ejercida en la manija por el operador, para lo cual en todo el diseño se evitó en lo posible las pérdidas en fricción, implementando sistemas de deslizamiento por billas y embocinados de bronce de los componentes articulados.

7. La máquina compactadora posee guardas de seguridad para proteger los elementos móviles expuestos que pudieran causar daño alguno al operador. Por lo tanto la máquina ha sido diseñada con un nivel de seguridad suficiente, a fin de preservar la integridad de las personas que la operen.
8. La máquina ha sido diseñada para que pueda fabricarse y ensamblarse en su totalidad en talleres locales, debido a que todos los componentes pueden ser fabricados y/o adquiridos fácilmente en el mercado local.
9. El costo de fabricación del primer prototipo de la máquina compactadora de latas se estima que será de S/. 1200.00 (inc. IGV), monto que incluye los costos de materiales y de mano de obra. Si se considera una producción en serie los costos podrían reducirse considerablemente por lo que el precio sería más accesible en el mercado local.

BIBLIOGRAFIA

- PINKHAM, Myra.
2002 *Aluminium Cans – History, Development and Market*. Consulta:
30 de abril de 2011.
<<http://www.azom.com/details.asp?ArticleID=1483>>
- ALUMINIUM CANS.
2007 *The History of Aluminium*. Consulta: 22 de abril de 2011.
<http://www.aluminium-cans.com.au/Intro_history.html>
- VELASCO HUAMAN, Patricia.
2009 *Reciclaje en el Perú*. Consulta: 5 de mayo de 2011.
<<http://recicla-aluminio.blogspot.com/2009/07/el-reciclaje-del-aluminio-y-el-ahorro.html>>
- DECKER, Karl – Heinz.
1980 *Elementos de máquina*. Bilbao: Urmo.
- NIEMANN, Gustav.
1987 *Elementos de máquinas*. Barcelona: Labor.
- TOCHTERMANN, W.
1968 *Konstruktionselements des Maschinenbaues*. Berlin: Springer-Verlag.
- MARKS, Lionel.
1984 *Manual del Ingeniero Mecánico*. Segunda edición. México, D.F.: McGraw-Hill.
- PROVENZA, Francesco.
1960 *Projetista de máquinas*. Sao Paulo: F. Provenza.

RODRIGUEZ, Jorge.

2009 *Manual de Resistencia de Materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú.

PAULSEN, Kurt.

2010 *Apuntes de Elementos de Máquinas 2*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú, PUCP Virtual.

ÁLVAREZ, Miguel.

2010 *Apuntes de Elementos de Máquinas 1*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú, PUCP Virtual.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU

2010 *Dibujo mecánico 1*. Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU

2009 *Dibujo mecánico 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú.

MOTT, Robert.

2006 *Diseño de Elementos de Máquinas*. Cuarta edición. México: Prentice-Hall.

SHIGLEY, Joseph.

2011 *Theory of Machines and Mechanisms*. Fourth edition. Oxford: Oxford University Press.