

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UN MARTINETE PARA LABORATORIO
UNIVERSITARIO**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller:

Santiago Jordan Granados Sánchez

ASESOR: Ing. Kurt F. Paulsen Moscoso

Lima, diciembre de 2014

RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolla el diseño de un martinete, acorde a las características de un equipo de laboratorio universitario, cuya función principal es contribuir al estudio de los parámetros del conformado plástico por impacto.

El resultado del trabajo es un equipo con capacidad de 750 N.m por golpe. Cuenta con un mecanismo mecánico para la elevación del martillo accionado por un motor DC, un sistema de liberación del martillo gobernado por un actuador lineal eléctrico DC, unas guías lineales a ambos lados del martillo, un sistema de protección tanto para el usuario como para las partes críticas del equipo y con sensores para registrar las cargas ocurridas durante la operación del equipo.

En el trabajo no solo se analiza las características de la máquina sino también se determina la capacidad apropiada de la máquina. Esta se determina basándose en los cambios de dimensión de un elemento en particular de aluminio AISi1. Se utilizaron relaciones empíricas que toman en consideración los parámetros relacionados con los mecanismos de deformación plástica del material evaluado. Se determinó la importancia de cada uno de los parámetros, masa y altura, sobre el proceso de deformación; en base a ello se determinó la carrera máxima del martillo, la cual se asemeja a la de un equipo de producción, y se concluyó con el dimensionamiento del resto del equipo.

A partir de la revisión de la tecnología se proponen distintas soluciones para el mecanismo de elevación. Estas propuestas son evaluadas con el fin de determinar cuál es tecnología más conveniente a desarrollar. Se realiza la selección y diseño de los principales elementos que conforman el equipo.

Finalmente, se explica las verificaciones mecánicas de los componentes de la configuración definitiva del equipo. El resultado final del diseño se muestra en las ilustraciones del documento y planos.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	: DISEÑO DE UN MARTINETE PARA LABORATORIO UNIVERSITARIO
ÁREA	: Diseño
PROPUESTO POR	: Ing. Kurt F. Paulsen Moscoso
ASESOR	: Ing. Kurt F. Paulsen Moscoso
TESISTA	: Santiago Jordan Granados Sánchez
CÓDIGO	: 20080551
FECHA	: 06 de octubre del 2014

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

La determinación de la fuerza y energía necesarias para la deformación a altas velocidades y el porcentaje de deformación conseguido se pueden calcular en forma aproximada empleando expresiones matemáticas teórico-experimentales.

El contar con un martinete universitario permitirá estudiar la deformación plástica a alta velocidad y la influencia de los distintos parámetros que intervienen en el proceso, tales como la velocidad y la masa del elemento con el que se golpea, además de la influencia de forma del elemento forjado.

El alcance de este trabajo comprende el diseño del equipo, el dimensionamiento y verificación de los distintos elementos, así como los planos del mismo.

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UN MARTINETE PARA LABORATORIO UNIVERSITARIO

Introducción

1. Descripción de la necesidad. Estado del arte y determinación de los parámetros de diseño.
2. Planteamiento conceptual
3. Diseño del mecanismo y cálculo de los elementos
4. Estimado del costo

Conclusiones

Bibliografía

Planos

Anexos

Ing. Kurt Paulsen Moscoso
Asesor

Índice general

Resumen	i
Índice de contenido	iv
Índice de tablas	vii
Índice de figuras	vii
Lista de símbolos	x
Introducción	1
Capítulo 1. 1.Descripción de la necesidad. Estado del arte y determinación de los parámetros de diseño.	
1.1 Descripción de la necesidad	2
1.2 Estado de la tecnología	3
1.2.1 Distinción entre martillo y martinete	4
1.2.1.1 Martinete de laboratorio	4
1.2.1.2 Martinete de producción	5
1.2.2 Clasificación de los martinetes	5
1.2.2.1 Neumáticos	5
1.2.2.2 Vapor	5
1.2.2.3 Hidroneumáticos	6
1.2.2.4 Mecánicos	6
1.2.3 Conformado plástico	7
1.2.3.1 Deformación plástica	7
1.2.3.2 Esfuerzo a la fluencia	8
1.2.3.3 Resistencia a la deformación	8
1.3 Determinación de los parámetros de diseño	8
1.3.1 Relaciones entre los parámetros de conformado	9
1.3.2 Determinación de los parámetros de diseño	9
1.3.3 Relaciones empíricas	10
1.3.4 Determinación de la fuerza y energía	12
1.3.5 Energía de deformación – Conceptos complementarios	16
1.4 Partes principales del equipo	
1.4.1 Martillo	20
1.4.2 Estructura	20
1.4.3 Sistema de elevación	20
1.4.4 Sistema de adquisición de datos	20
1.4.5 Acelerómetro	20
1.4.6 Transductor de fuerza	20
1.4.7 Guías lineales	21
1.4.8 Sistema de liberación	21

1.4.9 Actuator lineal eléctrico	21
Capítulo 2. Planteamiento conceptual	22
2.1 Estructura de funciones	22
2.2 Matriz morfológica	25
2.3 Conceptos solución	26
2.4 Evaluación de los criterios técnico-económicos	29
2.5 Valorización técnica-económica de los conceptos solución	32
2.6 Gráfica de la evaluación de los conceptos solución	34
Capítulo 3. Diseño del mecanismo y cálculo de los elementos	35
3.1 Funcionamiento del mecanismo de elevación	35
3.2 Diseño del portapesas	37
3.2.1 Verificación de las uniones soldadas	38
3.2.2 Verificación de los refuerzos radiales	40
3.2.3 Análisis con el método de elementos finitos	41
3.3 Selección de guías y apoyos	43
3.3.1 Determinación de las cargas en los rodamientos	43
3.3.2 Verificación del rodamiento	45
3.3.3 Selección del rodamiento	46
3.3.4 Diseño de las guías	47
3.3.5 Deflexión de la guía	47
3.4 Diseño del sistema de elevación	48
3.4.1 Selección del cable	48
3.4.2 Diseño del tambor ranurado	51
3.5 Planteamiento del motor DC	52
3.5.1 Selección del motor	52
3.5.2 Selección del reductor	54
3.6 Diseño de los elementos de transmisión	55
3.6.1 Verificación del eje del tambor	55
3.6.2 Selección de los acoplamientos	57
3.7 Diseño del mecanismo de liberación de carga	58
3.7.1 Selección del actuator lineal	59
3.8 Selección de los sensores	59
3.8.1 Selección del acelerómetro	61
3.8.2 Selección del transductor de fuerza	62
3.9 Diseño de la estructura	64
3.9.1 Determinación de las cargas en la estructura	64
3.9.2 Dimensionamiento de la base de la columna	66
3.9.3 Determinación de las cargas en los anclajes	67
3.9.4 Diseño de los refuerzos de la base de la columna	69
3.9.5 Dimensionamiento de los pernos de anclaje	69
3.9.6 Diseño de los fundamentos	72
3.10 Selección de los topes	73

Capítulo 4. Estimado del costo	77
Conclusiones	79
Bibliografía	82

Lista de anexos

- Anexo 1: Catálogo. Especificaciones del cable de alma de fibra.
- Anexo 2: Catálogo. Especificaciones del motor DC y reductor MAXON 400 W.
- Anexo 3: Catálogo. Especificaciones del actuador lineal DC.
- Anexo 4: Catálogo. Especificaciones del rodamiento lineal SKF.
- Anexo 5: Catálogo. Especificaciones del acelerómetro.
- Anexo 6: Catálogo. Especificaciones del transductor de fuerza.
- Anexo 7: Catálogo. Especificaciones del soporte de rodamiento radial SKF.
- Anexo 8: Catálogo. Especificaciones de los elementos estructurales.
- Anexo 9: Catálogo. Especificaciones del absorbedor de impacto.
- Anexo 10: Manual de montaje del arborbedor de impactos.

Índice de tablas

Capítulo 1

Tabla 1.1 Influencia de los parámetros del conformado sobre las propiedades mecánicas del material.	11
Tabla 1.1 Energía del martillo en función de la carrera del martillo y la velocidad de deformación.	15

Capítulo 2

Tabla 2.1 Evaluación técnica – económica de los conceptos solución	32
--	----

Capítulo 4

Tabla 4.1 Costo de los materiales	77
Tabla 4.2 Costo de fabricación del martinete	78

Índice de figuras

Capítulo 1

Figura 1.1 Esfuerzos cortantes en la microestructura de los metales.	7
Figura 1.2 Influencia de la temperatura y la velocidad de deformación sobre las propiedades mecánicas de un metal.	10
Figura 1.3 Curvas de la prueba Charpy.	11
Figura 1.4 Estructura cristalina cubica centrada en el cuerpo y en las caras.	12
Figura 1.5 Dimensiones de la pieza: Antes y después del recalado.	13
Figura 1.6 Curva de la fuerza en el tiempo para una prueba de impacto.	16
Figura 1.7 Curvas de fuerza en el tiempo para dos pruebas de impacto con la misma energía pero con materiales de distinta dureza.	17
Figura 1.8 Esquema del resultado del recalado	19
Figura 1.9 Diagrama de la fuerza durante la carrera de deformación	20

Capítulo 2

Figura 2.1 Caja negra del equipo	23
Figura 2.2 Esquemas de los conceptos	26
Figura 2.3 Diagrama de resultados de la evaluación técnica económica	34

Capítulo 3

Figura 3.1 Ensamble del martinete	36
-----------------------------------	----

Figura 3.2 Esquema del portapesas	37
Figura 3.3 DCL de la parte más exigida del portapesas	38
Figura 3.4 Verificación de los cordones de soldadura al corte portapesas.	39
Figura 3.5 Verificación de los esfuerzos radiales.	42
Figura 3.6 Esquema de las soldaduras entre el alma y los esfuerzos radiales.	42
Figura 3.7 Condición de las cargas y apoyos del portapesas	43
Figura 3.8 Determinación de los esfuerzos en el portapesas FEM	42
Figura 3.9 Determinación de las deformaciones en el portapesas FM	42
Figura 3.10 Distribución de cargas sobre el rodamiento	43
Figura 3.11 Disposición de los rodamientos y la carga excéntrica	43
Figura 3.12 Máxima excentricidad de la pieza sobre el bloque de impacto	44
Figura 3.13 Unidad de rodamiento SKF LUCR 60	45
Figura 3.14 DCL de la guía	47
Figura 3.15 Diagramas de fuerzas y momentos de la guía	47
Figura 3.16 Diagrama de deflexión en la guía	48
Figura 3.17 Ensamble del sistema de elevación.	48
Figura 3.18 Relación entre el diámetro de la polea y del cable.	49
Figura 3.19 Esquema del tambor ranurado.	51
Figura 3.20 Esquema de la fijación del cable al tambor: placa y tornillo.	52
Figura 3.21 Esquema del motor Maxon 400 w 48 V.	53
Figura 3.22 Diagrama de las zonas operaciones del motor.	53
Figura 3.22 Esquema del reductor planetario Maxon	54
Figura 3.23 Esquema del sistema de elevación	55
Figura 3.24 Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje del tambor	55
Figura 3.26 Dimensiones del eje del tambor del eje	56
Figura 3.27 Esquema del acoplamiento	58
Figura 3.28 Ensamble del mecanismo de liberación	58
Figura 3.29 Diagrama de fuerzas sobre el gancho	59
Figura 3.30 Diagrama de rango de operación del actuador lineal	60
Figura 3.31 Esquema del actuador seleccionado	60

Figura 3.32 Esquema del acelerómetro y ubicación.	62
Figura 3.33 Esquema del transductor de fuerza	62
Figura 3.34 Arreglo en serie del martillo, los transductores y la mesa	63
Figura 3.35 Esquema del arreglo triangular de transductores	63
Figura 3.36 DCL de la estructura	64
Figura 3.37 Esquema de los refuerzos en la base de la columna	69
Figura 3.38 Esquema del cordón de soldadura entre la columna y placa	70
Figura 3.39 Esquema del perno de anclaje	71
Figura 3.40 Esquema de los fundamentos del equipo	72
Figura 3.41 Esquema del arreglo de absorbedores de impactos	73
Figura 3.42 Comparación de la fuerza durante la carrera de desaceleración para distintos desaceleradores lineales	74
Figura 3.43 Esquema de un tope bajo la acción de una carga de impacto	75
Figura 3.44 Esquema de los absorbedores seleccionados	75
Figura 3.45 Esquema de los componentes internos del absorbedor seleccionado	76

LISTA DE SIMBOLOS

F	:	Fuerza	(N)
p	:	presión	(Pa)
p _a	:	presión sobre la superficie A	(Pa)
g	:	gravedad	(m/s ²)
v	:	velocidad	(m/s)
v ₀	:	velocidad antes del impacto	(m/s)
E _a	:	Energía absorbida durante el impacto	(J)
a	:	aceleración (m/s ²)	
t	:	tiempo	(s)
Pot	:	Potencia	(W)
N	:	velocidad de rotación	(RPM)
T	:	Momento torsor	(Nm)
M _{1-x}	:	Momento en el punto 1 con dirección en eje y	(Nm)
M _f	:	Momento flector	(Nm)
h	:	Altura	(m)
V	:	Volumen	(m ³)
l	:	Longitud	(m)
l _{final}	:	Longitud final de la barra deformada	(m)
m	:	masa	(kg)
m	:	masa del portapesas	(kg)
m	:	masa de la pesa	(kg)
I	:	Momento de inercia	(m ⁴)
I _x	:	Momento de inercia respecto al eje x	(m ⁴)
J	:	Momento de inercia polar	(m ⁴)
t	:	Temperatura	(K)
DCL	:	Diagrama de cuerpo libre	
σ	:	Esfuerzo	(Pa)
τ	:	Esfuerzo cortante	(Pa)
b	:	Ancho	(m)
φ	:	Velocidad de deformación	(1/s)
e	:	Deformación	
φ	:	Deformación principal	
K _{str0}	:	Resistencia inicial	(Pa)
K _{str1}	:	Resistencia final	(Pa)
D	:	diámetro	(m)
d ₁	:	diámetro de la polea	(m)
d ₂	:	diámetro del tambor	(m)
d _{eje}	:	diámetro del eje	(m)
d _{tornillo}	:	diámetro del tornillo	(m)
L _{tambor}	:	Longitud del tambor	(m)
N1	:	Velocidad del eje del motor	(rpm)
N2	:	Velocidad del eje del tambor	(rpm)
w	:	velocidad angular	(rad/s)
v _{elevación}	:	Velocidad de elevación del martillo	(m/s)
s	:	Separación de los apoyos del martillo	(m)
d _{guía}	:	diámetro de la guía redonda	(m)
FEM	:	Método de elementos finitos	
MEC1	:	Concepto solución Electromagnético	
MEC2	:	Concepto solución Mecánico eléctrico	
NEU	:	Concepto solución Neumático	
MEC3	:	Concepto solución Mecánico con actuador eléctrico	
a	:	profundidad de garganta de la soldadura	(mm)

b	:	ancho del ala	(mm)
h	:	Separación entre alas	(mm)
t_1	:	Espesor del ala	(mm)
t_2	:	Espesor del alma	(mm)
$f_{y,k}$:	Resistencia a la fluencia	(Pa)
a_w	:	Factor de forma de la soldadura en ángulo	
τ_{adm}	:	Esfuerzo cortante admisible	(Pa)
σ_{adm}	:	Esfuerzo normal admisible	(Pa)
σ_{eq}	:	Esfuerzo equivalente	(Pa)
F_{nervio}	:	Fuerza sobre nervio	(N)
F_{total}	:	Fuerza total	(N)
A_{nervio}	:	Área proyectada del nervio	(m ²)
A_{total}	:	Área proyectada total	(m ²)
F_{io}	:	Factor de dirección de la carga sobre el rodamiento	
F_m	:	Factor	
F_{ho}	:	Factor de dureza de la guía redonda	
C_o	:	Carga estática del rodamiento	(N)
P	:	Fuerza aplicada sobre el rodamiento durante el impacto	(N)
d	:	Diámetro del cable	(mm)
D	:	Diámetro del tambor	(mm)
L_{min}	:	Longitud mínima del tambor	(mm)
DC	:	Corriente continua	
$F_{resorte}$:	Fuerza del resorte	(N)
$F_{fricción}$:	Factor de seguridad del rodamiento	
F_{motor}	:	Factor de seguridad del rodamiento	
S_o	:	Factor de seguridad del rodamiento	
L_a	:	Separación longitudinal entre pernos de anclaje	(mm)
L_b	:	Separación transversal entre pernos de anclaje	(mm)
P_c	:	Carga excéntrica en la columna	(N)
P	:	Fuerza en un perno de anclaje	(N)
N	:	Numero de pernos	
$\tau_{hormigón}$:	Esfuerzo cortante del hormigón	(Pa)
$P_{fundamento}$:	Peso de los fundamentos	(N)
$E_{cinética}$:	Energía cinética	(J)
$E_{potencial}$:	Energía potencial	(J)
E_{total}	:	Energía total	(J)
i	:	Relación de reducción de la velocidad	
IT	:	Calidad. Amplitud de la tolerancia.	
R_a	:	Rugosidad superficial media aritmética	
R_t	:	Rugosidad. Altura máxima entre pico y valle.	

INTRODUCCIÓN

Uno de los retos de la actualidad es la mejora de la productividad y la calidad de los productos en las empresas. La investigación en este tema se enfoca en los procesos. Una empresa manufacturera de metales buscará reducir los tiempos de los procesos productivos. Si nos centramos en el proceso de conformado, una mejora sería trabajar las piezas a altas velocidades y mayores frecuencias. Con ello mejora el índice de unidades producidas por unidad de tiempo. Por lo que es necesario conocer las características y limitaciones de las tecnologías a altas velocidades. Sin embargo, muchas veces este tema no está bien entendido. La falta de atención es significativa, ya que entendiendo mejor las limitaciones mecánicas del proceso se podría maximizar los beneficios de un proceso rápido y reducir el número de piezas con defectos.

Para atender este problema, esta tesis ha sido realizada con el propósito de estudiar y modelar un equipo que contribuya con la técnica experimental al estudiar la complejidad dinámica del conformado por impacto. El equipo desarrollado será diseñado en base a los requerimientos de un equipo de laboratorio universitario. En la opinión del autor, los estudiantes de ingeniería necesitan herramientas de aprendizaje para entender fenómenos complejos como el de la deformación plástica y esa la motivación principal por la cual se ha desarrollado el presente trabajo.

Los objetivos parciales de la tesis son: estudiar, modelar y evaluar los principios de funcionamiento de cada una de las alternativas, cuantificar la capacidad del equipo que se necesita en el laboratorio, y desarrollar documentación del dimensionamiento y verificación del equipo, de acuerdo a la metodología concerniente al diseño del equipo.

Para la realización del presente trabajo se adoptó la metodología de diseño de Karl T. Ulrich y Steven D. Eppinger sumada a la guía de metodología del diseño en ingeniería normalizada VDI 2222 propuesta en el curso de Proyecto Mecánico 1, la cual se basa en un proceso iterativo de mejoras hasta lograr una solución satisfactoria a los requerimientos planteados al comienzo de este trabajo.



CAPITULO 1

DESCRIPCIÓN DE LA NECESIDAD. ESTADO DEL ARTE Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

Al inicio del presente capítulo se expone los requerimientos que debe cumplir un martinete de laboratorio universitario. Se repasan las tecnologías actuales que contribuyen en la solución final del equipo y a partir del análisis de las tecnologías y parámetros característicos del proceso de deformación plástica, se definen los parámetros más importantes para el diseño del martinete, tales como la energía y altura de diseño. Finalmente se hace una descripción de las partes principales del martinete.

1.1 Descripción de la necesidad

Un equipo de laboratorio universitario contribuye con el estudio de un fenómeno. En el caso del martinete, este desarrolla una técnica experimental para estudiar la complejidad dinámica del conformado por impacto. Para poder cumplir con este propósito, a continuación se detallan los requerimientos que condicionan el diseño. Estas exigencias del equipo se elaboraron gracias al aporte de profesionales que

actualmente desarrollan actividades de docencia universitaria y están familiarizados con el trabajo de laboratorio.

Características generales

1. La capacidad de la máquina está limitada a la capacidad de una máquina pequeña de producción.
2. Cuenta con dispositivos para monitorear y controlar los parámetros del proceso.
3. Es de dimensiones reducidas.
4. Se fabrica con materiales de fácil adquisición y de fácil montaje, de preferencia.
5. Los elementos seleccionados son de fácil mantenimiento.

Características particulares

1. Conformer plásticamente por impacto.
2. La energía debe ser regulada mediante la variación de la masa y la altura.
3. Los materiales trabajables de preferencia serán el cobre, latón y aluminio.
4. Tiempo tolerable de la carrera de retorno tiene un estimado de 2 minutos.
5. La fuente de energía será eléctrica o neumática. (De preferencia eléctrica)
6. El movimiento de la masa móvil durante el descenso será de caída libre.
7. Se dispone de sensores de carga que permitan evaluar el comportamiento del material.
8. La masa móvil debe estar guiada por la estructura.
9. Cuenta con un sistema de seguridad ante la caída involuntaria del martillo.

1.2 Estado de la tecnología

En base a la revisión del estado de la tecnología de los martinets de laboratorio se distingue entre los tipos de equipos que conforman plásticamente por impacto: los martillos y los martinets.

1.2.1 Distinción entre martillo y martinete

En un primer grupo se encuentran los martillos. Los martillos se caracterizan por realizar un movimiento percutor sobre la pieza de trabajo. La masa móvil es pequeña y los desplazamientos son cortos. Por tanto la energía por golpe transmitida a la pieza es pequeña. El martillo da varios golpes hasta alcanzar la forma definitiva a la pieza trabajada. Debido a la naturaleza maleable de los materiales, los golpes producen deformaciones locales en los puntos de aplicación de la carga.

En un segundo grupo se encuentran los martinetes. Los martinetes a diferencia de los martillos mueven masas grandes y las carreras son amplias. Cuando deforman, no deforman locamente, sino gran parte de la pieza.

Con la finalidad de estudiar los parámetros del proceso de conformado, así como cuanta energía se invierte en deformar la pieza por golpe, se desarrollará el diseño de un equipo con las características del segundo grupo.

1.2.1.1 Características de un martinete de laboratorio

Usualmente los martinetes de laboratorio son por general máquinas que dejan caer libremente un bloque guiado con la finalidad de probar la resistencia de un producto o componente a determinada carga de impacto. En muchos de esos casos, basta una evaluación visual para verificar el cumplimiento de los estándares perseguidos, mientras otros equipos más especializados registran las cargas dinámicas que ocurren en la estructura cuando ocurre el impacto.

Tecnologías en los martinetes

Mover piezas de mayor masa implicó que los sistemas de elevación cuenten con acumuladores de energía y dispongan de suficiente energía para realizar grandes desplazamientos. A mayor cantidad de energía entregada por la máquina a la pieza, mayor puede ser la complejidad de la pieza trabajada. Entre otras mejoras significativas se incrementó la frecuencia entre golpes y control debido a la incorporación de la tecnología neumática e hidráulica.

1.2.1.2 Martinetes de producción

El martinete es una máquina de producción altamente productiva que se caracteriza por mover una gran masa, llamada martillo, alternadamente y transformar así la energía potencial en cinética para conformar por impacto.

A continuación se describirá brevemente algunas características particulares de cada uno de los martinetes que se encuentran en uso.

1.2.2. Clasificación de los martinetes

Según el tipo de mecanismo, pueden ser neumáticos, a vapor, hidroneumáticos y mecánicos.

1.2.2.1 Neumáticos

Son usados preferentemente cuando se requiere transmitir gran cantidad de energía y alta repetitividad en los movimientos del martillo. Estos martinetes cuentan con actuadores lineales y transforman la energía del gas comprimido en energía cinética del martillo.

Algunas de las ventajas del uso de aire comprimido son la regulación de la velocidad del pistón y la facilidad de cambiar de sentido del movimiento.

Una desventaja del uso de esta tecnología es el bajo aprovechamiento de la energía a causa de las caídas significativas de presión debido a las restricciones encontradas en recorrido del aire hacia los actuadores. Además se requiere espacio para una estación de aire comprimido.

1.2.2.2. Vapor

Esta tecnología tiene características similares a la usada por el aire comprimido. Se realiza trabajo por la expansión del vapor a presión. Inclusive, la tecnología del aire comprimido ha ido desplazando su uso.

Este mecanismo requiere una caldera y sus complementos.

1.2.2.3. Hidroneumáticos

Esta tecnología combina las características de un cilindro neumático e hidráulico.

Durante la carrera de elevación, el fluido hidráulico ingresa al cilindro y a la vez comprime el nitrógeno contenido sobre el pistón.

Cuando alcanza la altura deseada, la válvula de rápido escape se abre y el nitrógeno comprimido empuja el cilindro hacia abajo. La aceleración del bloque es aproximadamente igual a la gravitacional, la energía potencial de aire comprimido compensa la energía empleada para desplazar el aceite que se encuentra debajo del pistón.

Mientras la válvula de rápido escape no sea accionada, el mecanismo mantiene suspendida la masa móvil impidiendo su retorno. Esta característica es una ventaja notable sobre los circuitos enteramente neumáticos.

La principal limitación de este mecanismo a nivel industrial es el requerir grandes acumuladores de aceite a presión. De otra forma no lograría grandes desplazamientos de fluido hidráulico en tan poco tiempo y afectaría su capacidad de producción. Por lo mismo requiere de grandes bombas para abastecer de aceite al acumulador.

Por lo mismo, este equipo es más costoso ya que por sus dimensiones utiliza más material y espacio. Sin embargo, actualmente es una de las tecnologías preferidas por los fabricantes por su grado de productividad [Schuler].

1.2.2.4 Mecánicos

Algunas máquinas cuentan con sistemas mecánicos que incluyen sogas, cables, cadenas o fajas para elevación de los martillos.

El mecanismo de fajas presenta ventajas sobre el resto de sistemas, ya que la faja tiene buena resistencia mecánica a la tracción y evita el giro indeseado de la masa móvil. Estos sistemas cuentan con mecanismos para arrastrar, fijar y liberar la faja.

Es una exigencia para los equipos actuales contar con sistemas de guiado.

1.2.3 Conformado plástico

El conformado plástico es un proceso de fabricación y consiste en la transformación plástica de la forma de un material sólido, en el cual la masa y la cohesión del material permanecen inalteradas. (Tschätsch, 2006, p.7)

1.2.3.1 Términos y parámetros en deformación volumétrica

1.2.3.2 Deformación plástica

La deformación se entiende como la variación en el tamaño y forma de una pieza. Durante el conformado se puede distinguir dos tipos de deformación, la elástica y plástica. La elástica ocurre cuando la pieza recupera su forma original luego de retirada la carga cuando los esfuerzos desarrollados no sobrepasaron el límite elástico del material. La deformación plástica ocurre cuando el material ha sido expuesto a esfuerzos tan altos, como los que ocurren durante el impacto, que alcanza una nueva forma definitiva. [Tschätsch, 2006, p.8]

La ciencia de los materiales describe la deformación plástica como la migración de gran número de dislocaciones sobre los planos preferentes de deslizamiento debido a los altos esfuerzos cortantes aplicados a la red cristalina del material en ese instante. Asimismo, el endurecimiento de los materiales se debe al reordenamiento de las dislocaciones en la estructura cristalina.

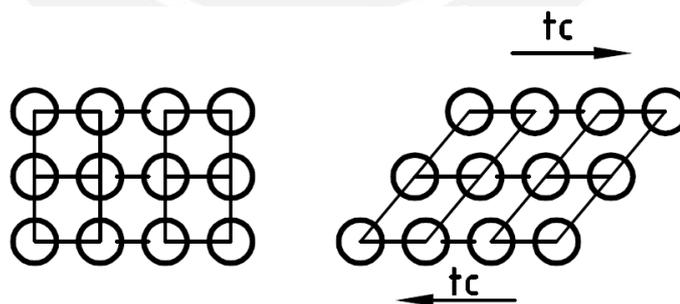


Figura 1.1. Esfuerzos cortantes en la microestructura de los metales.

1.2.3.3 Esfuerzo a la fluencia o al flujo

Es la sollicitación requerida por el material para deformarse plásticamente. El material se endurece cuando se deforma, los esfuerzos a la fluencia son menores a mayor temperatura y el material es sensible a la velocidad con la que es deformado. Todos estos factores mencionados influyen en el comportamiento mecánico del material y las sollicitaciones mecánicas durante el proceso de conformado plástico por impacto. [Tschätsch, 2006, p.8]

En el rango de las altas velocidades de deformación, el comportamiento mecánico está caracterizado por el incremento a la sensibilidad de la velocidad de deformación, por el incremento de las fuerzas de inercia de la masa y por el carácter adiabático del proceso de deformación. (El-Magd, 1994, p.1, 2)

1.2.3.4 Resistencia a la deformación

Es la resistencia compuesta por el esfuerzo a la fluencia y la resistencia por fricción durante el proceso de conformado plástico. La resistencia por fricción se debe al deslizamiento de la pieza sobre las superficies del martillo y mesa.

1.3 Determinación de los parámetros de diseño

1.3.1 Relaciones entre los parámetros del proceso

Las relaciones empíricas entre el esfuerzo, deformación y velocidad de deformación mediante fórmulas empíricas ahora están siendo remplazadas por las relaciones de la ciencia de los materiales basados en los modelos estructurales mecánicos cuyos parámetros son determinados por métodos sistemáticos. De ello se puede explicar los modos de fractura y ductilidad están altamente relacionados con la velocidad de deformación. (El-Magd, 1994, p.2)

1.3.2 Determinación de los parámetros de diseño

En el primer capítulo se menciona que el requerimiento principal del equipo es conformar por impacto. Dado este requerimiento de la máquina, se describirá a continuación la influencia de los parámetros del proceso sobre los parámetros dinámicos. Para ello es necesario describir algunas relaciones correspondientes a las propiedades mecánicas de los materiales cuando son deformados. Estas relaciones derivan en la determinación de las cargas dinámicas y la capacidad óptima de la máquina.

1.3.3 Relaciones entre los parámetros del conformado

Se tiene dos formas de relacionar los parámetros de conformado plástico por impacto.

La primera es la relación constitutiva. La relación constitutiva está basada en modelos mecánicos-estructurales y ha sido ampliamente estudiada por la ciencia de los materiales debido a que los materiales se comportan diferentes a determinadas velocidades de deformación. Así se puede explicar los modos de fractura y la variación de la ductibilidad. La relación constitutiva describe y predice mejor el comportamiento mecánico de los materiales en un rango amplio de velocidades de deformación.

La segunda es la relación empírica. Se basa en la modelo de endurecimiento por deformación e incluye el efecto de la temperatura. La desventaja de este método es la necesidad de realizar mucha experimentación para conocer las constantes del proceso que varían de material a material, además de tener un rango limitado de utilización. Este modelo no puede explicar lo que ocurre con las propiedades mecánicas fuera del rango. (El-Magd, 1994, p. 2)

Se utilizará el segundo método, ya que se cuenta con información experimental y la estimación de los valores mediante la relación empírica es válida para el rango estudiado.

1.3.4 Relaciones empíricas

Las relaciones se simplifican bajo determinadas condiciones del proceso. Se tiene distintas relaciones si se establece que el proceso de deformación se llevará a cabo en frío o en caliente.

Estudios demuestran que cuando se experimenta altas deformaciones a temperaturas bastante menores a la temperatura de fusión, el esfuerzo a la fluencia dependerá principalmente de la deformación. En la zona I de la figura 1.2, para el proceso de deformación de un acero de medio carbono, se observa que el esfuerzo cortante se mantiene casi constante a 493 K independientemente de la velocidad de deformación cuando es menor a 100 s^{-1} . También se observa que a menor temperatura de trabajo, mayores son los esfuerzos cortantes que deben ser aplicados para deformar el material. (El-Magd, 1994, p.4)

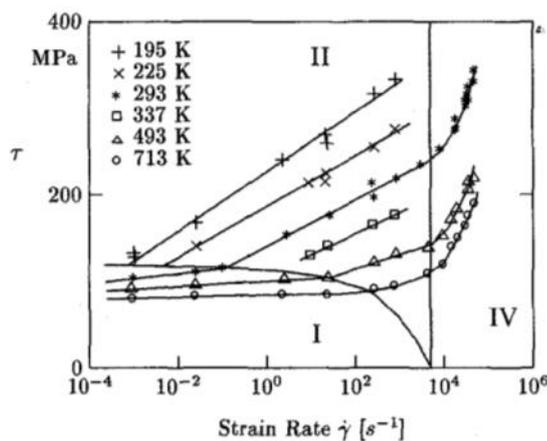


Figura 1.2 Relación entre resistencia mecánica y la velocidad de deformación para un acero de medio carbono. (El-Magd, 1994, p.4)

En la siguiente tabla se resume la influencia de cada parámetro del proceso para determinar la relación entre las propiedades mecánicas del material.

Tabla 1.1 Influencia de los parámetros del conformado sobre las propiedades mecánicas del material.

Parámetro	Esfuerzo a la fluencia En función de la temperatura	
	En frío	En caliente
Deformación	Influye	x
Razón de deformación	x	Influye

De las muchas situaciones que se puede analizar, la más crítica ocurre cuando se trabaja en frío. En caso de trabajar en frío, las características del material depende significativamente del grado de deformación, mas no de la velocidad de deformación como se puede observar en la figura anterior en la zona I.

Justificación de los materiales seleccionados

En base a la prueba Charpy, en la cual se determina la temperatura de transición vítrea característica para cada material, se predice el comportamiento al impacto de los materiales bajo distintas temperaturas. El comportamiento puede ser dúctil o frágil dependiendo de la cantidad de energía que absorba la pieza ensayada.

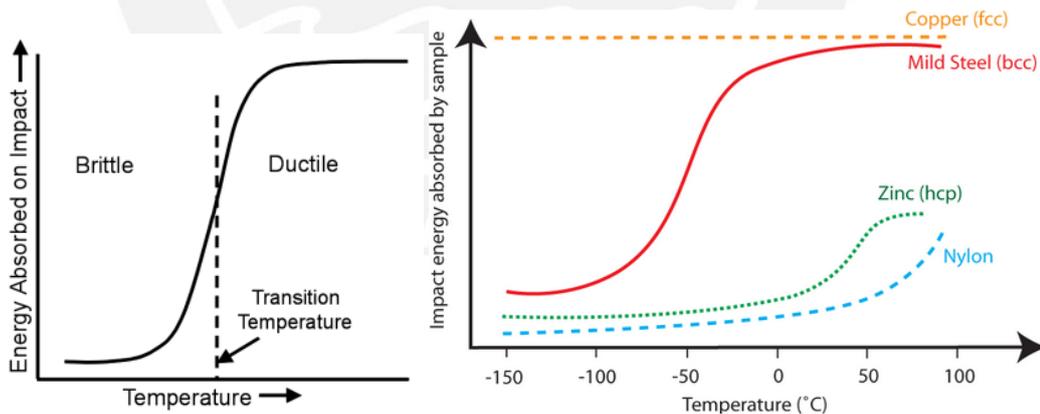


Figura 1.3 Curvas de la prueba Charpy. Comportamiento frágil o dúctil.

Los materiales con estructura cristalina cubica centrada en las caras (fcc, por sus siglas en inglés) son los que presentan mejores características para ser trabajados por impacto ya que en un amplio rango de temperaturas presentan un comportamiento dúctil por predominar en ellos el mecanismo de deformación por deslizamiento. De esta forma se evita que presenten fallas debido al trabajo de deformación. Algunos de

los materiales que cumplen con estas características son el aluminio (Al) y el cobre (Cu).

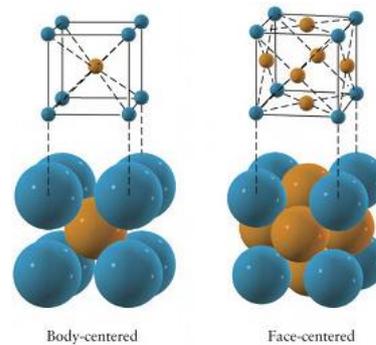


Figura 1.4. Estructura cristalina cúbica centrada en el cuerpo y cúbica centrada en las caras

El deslizamiento ocurre en los planos de empaquetamiento compacto. Al poseer más planos de deslizamiento que otras estructuras, una estructura fcc requiere menos energía para deformarse. (Smith, 1998, p.195-243)

1.2.4.3 Determinación de la fuerza y energía

Identificado el caso más crítico, procedemos a estimar los parámetros (fuerza, deformación y energía y finalmente velocidad.)

Entre todas las aleaciones que se disponen para conformar por impacto (aluminio, cobre y latón), la aleación de aluminio estructural AlMgSi1 es la más resistente a la deformación y por tanto, requiere las mayores cargas para deformarse.

Se procede con el cálculo de las cargas bajo determinadas condiciones.

1. La pieza es recalada a 298 K.
2. Las dimensiones iniciales de la pieza a trabajar son 20 mm de diámetro y 30 mm de longitud.
3. La pieza recalada producto de un solo golpe tiene como longitud final 20 mm.

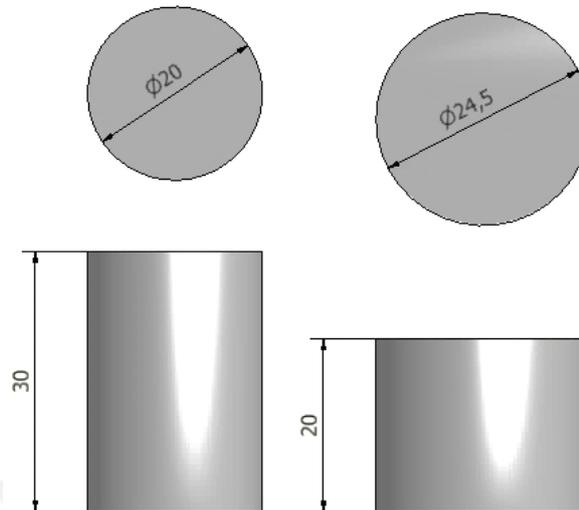


Figura 1.5. Dimensiones de la pieza. Antes (derecha) y después (izquierda) del recalcado

El recalcado es una operación de conformado plástico en el cual se reduce la longitud de una pieza sin alterar el volumen total.

Conformado en frío (Aluminio, Cobre, CuNi)

A continuación se determina cuánta energía y fuerza se requiere para deformar la barra de aluminio utilizando las relaciones propuestas por Tschätsch.

La resistencia a la fluencia inicial en estado de recocido para la barra de aluminio es de 130 N/mm^2 ; mientras la resistencia final del aluminio es 189 N/mm^2 cuando el material ha sido endurecido por deformación. Los valores de resistencia a la fluencia son determinados en función de la deformación principal. (Tschätsch, 2006, p. 305)

Deformación principal:

Se evalúa la deformación principal φ en función de las longitudes inicial y final de la barra.

$$\varphi_{principal} = \ln\left(\frac{l_{final}}{l_{inicial}}\right) = 0,41$$

Fuerza:

Se evalúa la fuerza máxima ocurrida durante el impacto en función de la resistencia final de la pieza K_{str1} , del área final de la sección circular A_{final} , el coeficiente de fricción μ , el diámetro final d_1 y la longitud final de la pieza l_1 .

$$F = K_{str1} \times A_{final} \times \left(1 + \frac{1}{3} \times \mu \times \frac{d_1}{l_1}\right)$$

$$F = 94518.2 \text{ N}$$

Donde el coeficiente de fricción μ asumido es igual a 0,15. (Tschätsch, 2006, p. 23)

Energía:

Finalmente, se puede evaluar la energía en función del volumen de la pieza V , la resistencia final K_{str1} , la resistencia inicial K_{str0} , la deformación principal φ y la eficiencia de la operación n .

$$W = Volumen \times \frac{(K_{str1} + K_{str0})}{2} \times \frac{\varphi_{principal}}{n}$$

$$W = 761.90 \text{ N.m}$$

Donde la eficiencia asumida para la operación es igual a 0,8. (Tschätsch, 2006, p. 23)

Los valores encontrados en este espacio definen la capacidad máxima del equipo. Cualquier otro material adecuado para ser trabajado por el martinete deberá tener menor resistencia que el aluminio estructural y requerirá menos de 760 N.m de energía para deformarse.

Limitación de la altura y velocidad

Por tratarse del proceso de conformado por impacto a altas velocidades es necesario evaluar hasta qué velocidad es conveniente que opere el equipo. Se evalúa distintas combinaciones de masa y altura hasta obtener la velocidad más adecuada en función de la energía necesaria para deformar la barra de aluminio.

La velocidad final de la caída libre depende fundamentalmente de la altura de descenso. (Se considera que la aceleración g es igual a 9.81 m/s^2)

$$v = \sqrt{2gh}$$

La velocidad de deformación depende de la velocidad y geometría de la pieza. Por definición, la velocidad de deformación o razón de deformación es la relación entre la velocidad de caída de la masa y la longitud inicial de la pieza de trabajo en el sentido de la deformación principal.

$$\dot{\epsilon} = \frac{v}{l_{pieza}}$$

Para una pieza de longitud igual a 30 mm con distintas combinaciones de carreras y masas del martillo, se obtuvo la siguiente tabla. Además se sabe que la energía necesaria para deformar la barra de aluminio es 750 N.m.

Tabla 1.2 Tabla de energía del martillo en función de la carrera del martillo, velocidad de deformación

Carrera (m)		0.5	0.65	0.85	1.10	1.43	1.86	2.41	3.14	4.08	
Velocidad de deformación (s ⁻¹)		104	119	135	154	176	201	229	261	298	
masa del martillo (kg)	40	197	256	333	433	563	732	951	1237	1608	
	48	237	308	400	520	676	878	1142	1484	1930	
	58	284	369	480	624	811	1054	1370	1781	2315	
	69	341	443	576	748	973	1265	1644	2137	2779	
	83	409	531	691	898	1167	1518	1973	2565	3334	
	100	491	638	829	1078	1401	1821	2368	3078	4001	
	120	589	765	995	1293	1681	2185	2841	3693	4801	
		Energía (N.m)									

Para obtener valores próximos al estimado requerido de energía (aprox. 750 N.m) se puede realizar distintas combinaciones de masa y carrera del martillo. Por ejemplo, 69 kg de masa con 1,10 metros de carrera o 120 kg de masa con 0,6 metros de carrera.

En cuanto a la carrera del martillo, se observa que la velocidad crece en proporción a la raíz cuadrada de la altura. Es decir, aumenta en menor proporción que los

incrementos de la altura. Por ejemplo, para triplicar la velocidad de deformación de 104.4 s^{-1} a 298.4 s^{-1} es necesario incrementar ocho veces la altura.

Adicionalmente, se encontró que los procesos de conformado industrial normalmente no trabajan a velocidades de deformación mayores que 200 s^{-1} (Tschätsch, 2006), puesto que las piezas trabajadas tendrían muy poco espesor o las velocidades del martillo serían muy altas, tal como está expresado en la definición de velocidad de deformación.

El rango de masas variables permite trabajar materiales menos resistentes, como el cobre o latón, a la máxima velocidad de deformación permitida por el equipo.

En base a la tabla y las afirmaciones anteriores, se limitará la energía del equipo a 750 N.m a una carrera máxima de 1800 mm. En cuanto a la masa del martillo, se limitará a valores entre los 40kg hasta 120 kg.

1.3.5. Energía de deformación – Conceptos complementarios.

Relación entre la energía cinética y la fuerza de contacto

Es posible estimar la energía necesaria para la deformación si se conoce el comportamiento de la fuerza en el tiempo y la velocidad anterior al impacto.

$$E_{\text{absorbida}} = v_o \times \int F dt$$

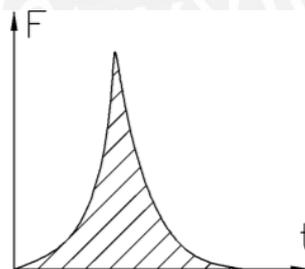


Figura 1.6. Valores de fuerza en el tiempo. Curva característica de una prueba de impacto.

Pero la velocidad, tal como la suponemos, en caída libre está en función de la altura de descenso y cumple la siguiente relación:

$$v_o = \sqrt{2gh}$$

Relación entre la fuerza y dureza del material

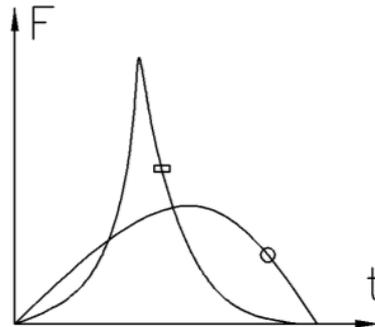


Figura 1.7. Curvas de dos pruebas de impacto “fuerza en el tiempo” realizadas con la misma cantidad de energía cinética.

Si se registran los valores de la fuerza y el tiempo de impacto para dos materiales de distinta dureza tales como el acero y el aluminio, la prueba del material con mayor dureza presenta un menor ancho de pulso y un mayor pico de fuerza (Metz, 2007). Ello se puede explicar con un modelo dinámico de masa – resorte, en el cual dependiendo de la rigidez del sistema se reduce o incrementa el tiempo de contacto (periodo de oscilación).

La dureza del material está relacionada con la rigidez. Los elementos que forman parte del sistema y tienen baja rigidez también se deforman. Los cambios en las dimensiones (deformaciones) de la pieza dependen del pico de fuerza; si la rigidez del sistema es baja, la fuerza también será baja y la pieza se deformara menos. Por ello, la rigidez del sistema es uno de los aspectos más importantes a trabajar durante el diseño del martinete.

Mecanismos de deformación

Su importancia radica en que para distintas condiciones de la operación influyen de forma diferente en los esfuerzos desarrollados y por tanto se necesita una metodología distinta para el cálculo de cargas.

Como en el caso de los metales deformados a altas temperaturas que presentan un comportamiento de suavizado debido a la recuperación y recristalización dinámica.

Los estudios muestran como con el incremento de la temperatura y velocidad de deformación, la resistencia al flujo disminuye y la recristalización dinámica es más

propensa a ocurrir. La recristalización dinámica elimina las dislocaciones y las microfisuras (imperfecciones) que son acumuladas por endurecimiento mecánico. Lo cual mejora el comportamiento termoplástico de los metales en gran forma.^{1 2}

Recalcado

El recalcado consiste en la reducción longitudinal de una pieza, tal como se muestra en el esquema se reduce la altura y se incrementa el diámetro.

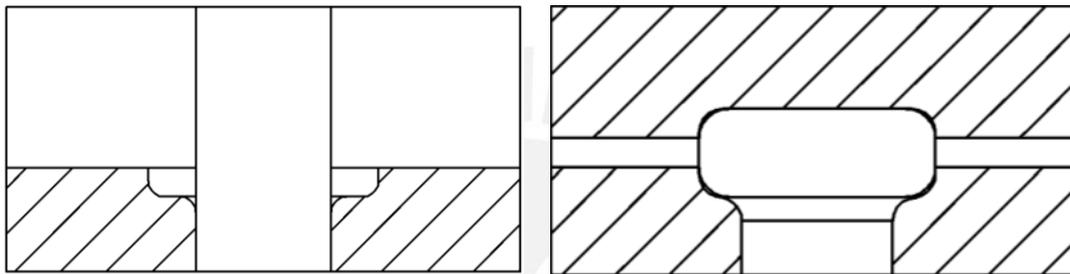


Figura 1.8. Esquema del resultado del recalcado.

La resistencia de la pieza a ser deformada y el área de la sección deformada definen la fuerza necesaria para ser deformadas. La resistencia depende del material, la temperatura de la pieza, la relación de compresión, la velocidad de deformación e inclusive de la complejidad geométrica de la pieza.

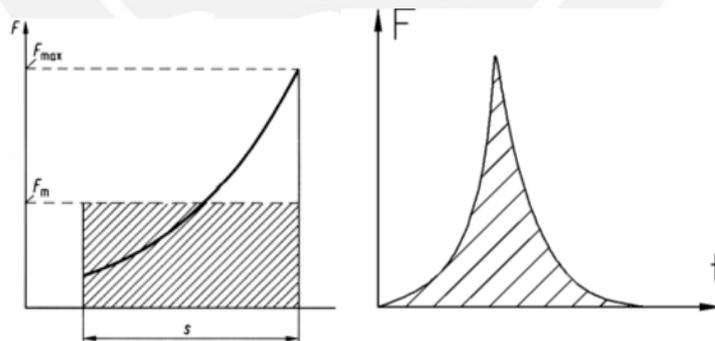


Figura 1.9. (Derecha). Diagrama fuerza – desplazamiento durante el recalcado. (Izquierda) Diagrama fuerza - tiempo.

¹. Xue Qin Jin et al., *Influences of Strain Rate and Deformation Temperature on Flow Stress and Dynamic Recrystallization of Heat Resistant Steel P91*, 2011, Advanced Materials Research, 217-218, 958.

² T.Z. Blazynski, *Materials at High Strain Rates*, Springer, 1987, pag. 136, 260 p.

En la figura 1.9 se muestra la curva característica de la operación de recalado. La fuerza alcanza su máximo valor al final de la carrera de deformación. Mientras que en la curva fuerza vs tiempo se registran valores de fuerza aún después de alcanzado el pico. Ello puede estar asociado con la acumulación de energía elástica y la recuperación elástica de los elementos del sistema. Lo mejor sería realizar una verificación experimental del fenómeno, ya que no se puede determinar con certeza el tiempo en el que se está realizando efectivamente trabajo de deformación.



1.4. Partes principales del equipo

A continuación se muestra los elementos más importantes de los martinets y máquinas de laboratorio.

1.4.1 Martillo

Masa libre que define la cantidad de energía transferida a la pieza por golpe. La cantidad de masa está relacionada con la energía potencial del equipo.

1.4.2 Estructura

Elemento que da soporte a las guías y al sistema de izaje del martillo. Por ello, su dimensionamiento estará basado en el largo de las guías y las cargas transmitidas desde las guías redondas hasta los cimientos, además de las cargas generadas por el sistema de izaje.

1.4.3 Sistema de elevación

Permite transformar la energía eléctrica en energía potencial. En el caso del martinete la energía potencial es almacenada en el martillo.

1.4.4 Sistema de adquisición de datos

Los sistemas electrónicos de adquisición concentran los datos de los parámetros del proceso tales como la velocidad o la fuerza de impacto.

1.4.5 Acelerómetros

Son los sensores diseñados para registrar la desaceleración del martillo y entregar una señal eléctrica en función de la magnitud registrada.

1.4.6 Transductor de fuerza

Es un dispositivo que transforma una señal física en eléctrica. La señal física es la presión sobre su superficie y la señal de salida es una señal eléctrica de tensión que requiere ser amplificada para los fines de medición.

1.4.7 Guías lineales

Son elementos cuyo propósito es reducir el rozamiento y suavizar el deslizamiento de los cuerpos en una trayectoria fija. Las variedades de guías se pueden diferenciar por la precisión de su movimiento, capacidad de carga y velocidad con que se desplazan.

1.4.8 Sistema de liberación (accionado a distancia)

Mecanismo que permite liberar el martillo una vez alcanzada la altura de trabajo. El sistema tiene la finalidad de trabar el martillo y evitar que descienda.

1.4.9 Actuador lineal eléctrico

La geometría de este motor es cilíndrica. La energía electromagnética del actuador genera el movimiento axial del vástago durante ida y retorno.

Las desventajas tecnológicas están relacionadas con su construcción, resulta difícil mantener la separación entre el inductor e inducido. El entrehierro demanda intensidad de campo para lograr la inducción necesaria. Son más grandes que un motor rotario de igual potencia y tienen menor rendimiento.



CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO CONCEPTUAL

En este capítulo se detalla los pasos seguidos para la determinación de las solución conceptual óptima del equipo.

2.1. ESTRUCTURA DE FUNCIONES

2.1.1. CAJA NEGRA

En la caja negra se simplifican los todos procesos técnicos del martinete.

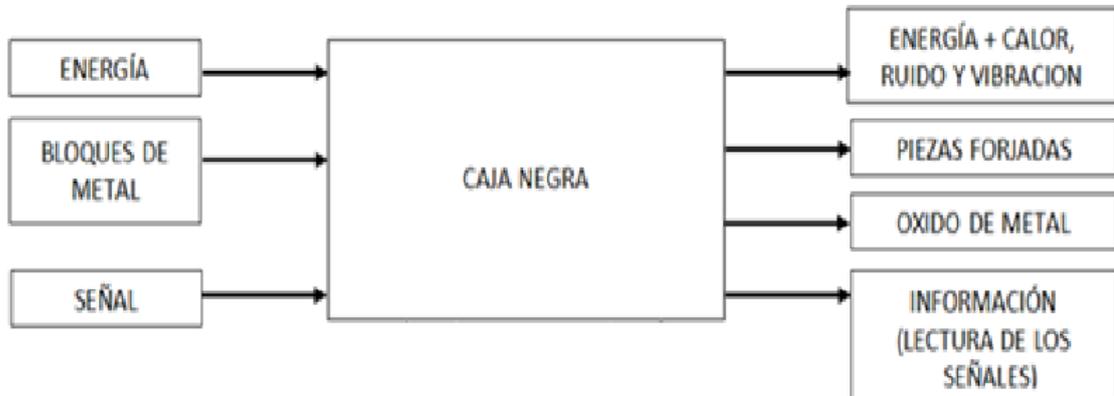


Figura 2.1. Entradas y salidas del martinete.

Explicación breve

Se logra un cambio en la forma la pieza al ser procesado por el equipo.

Entradas

Energía: Mecánica (Necesaria para accionar el equipo) y humana para colocar la pieza y accionar la máquina.

Material: Bloques de metal a temperaturas superiores a la recristalización.

Señal: Visual Pieza correctamente posicionada.

Salidas

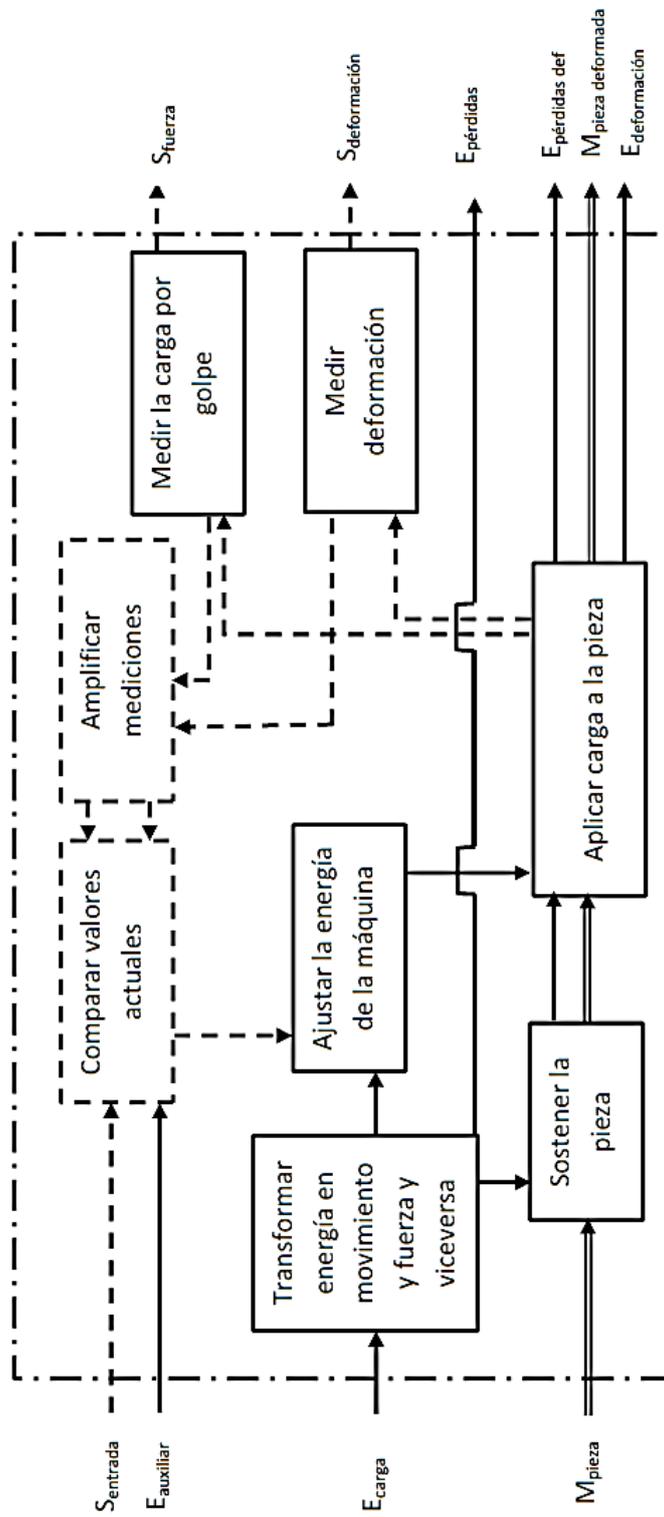
Energía: Calor, ruido y vibración.

Material: Pieza de metal deformada más cascarilla.

Señal: Visual y sonora (pieza deformada) y mediciones realizadas.

2.1.2 DIAGRAMA DE ESTRUCTURA DE FUNCIONES

Se ha identificado la siguiente función:



2.2 Matriz morfológica

A continuación se muestra algunos portadores de solución para cada uno de los aspectos que debe satisfacer el equipo.

Mecanismo de elevación	<ul style="list-style-type: none"> • Cadenas • Fajas • Motor eléctrico. • Cilindros neumáticos • Cilindro a vapor • Tornillo
Seguridad	<ul style="list-style-type: none"> • Rejilla • Pulsadores a distancia de la máquina.
Guiado	<ul style="list-style-type: none"> • Barras redondas. • Con canales V • Guía redonda. • Guía plana • Sin guía
Medición de la energía	<ul style="list-style-type: none"> • Indicadores sobre la máquina. • Señales visuales.
Sistema de adquisición de datos	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerómetros piezoeléctricos. • Acelerómetros piezoresistivos.
Sujeción	<ul style="list-style-type: none"> • Desde la mesa con tornillo. • Sin apoyo. • Elevadores por vacío • Elevadores electromagnéticos
Sistema de seguridad antiretorno	<ul style="list-style-type: none"> • Fricción en las partes móviles. • Cable amarrado. • Cuña

2.3 Conceptos solución

A continuación se muestran las distintas combinaciones del martinete.

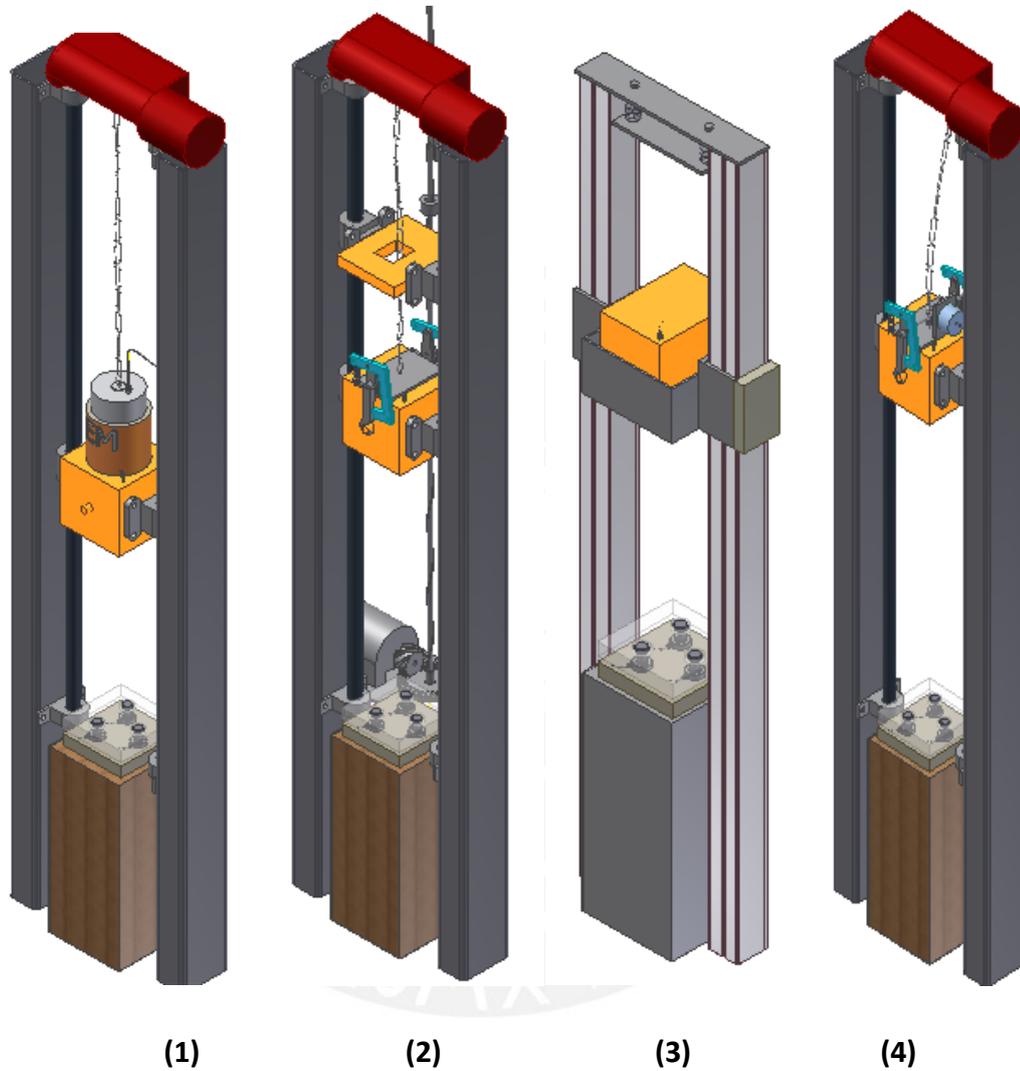


Figura 2.2 . Conceptos ordenados de izquierda a derecha: (1) Electromagnético, (2) Mecánico, (3) Neumático, (4) Electromecánico

2.3.1 Concepto solución 1

Componentes

- Mecanismo de elevación por cadena y motor eléctrico con frenado pasivo.
- Elevador electromagnético con rectificador
- Martillo guiado
- Guías planas soportadas por la estructura

- Mesa (yunque)
- Sensores de la carga y sistema de adquisición de datos

Descripción

Esta solución permite elevar el martillo a posiciones intermedias de la carrera mediante un elevador magnético sujeto a un sistema mecánico de elevación.

Para dejar caer el martillo por las guías, se interrumpe el campo magnético del elevador.

Ante ausencia de energía eléctrica durante la elevación, el sistema mecánico de elevación supone un riesgo puesto que deja caer el martillo involuntariamente.

2.3.2 Concepto solución 2

Componentes

- Mecanismo de elevación por cadena y motor eléctrico con frenado pasivo.
- Mecanismo mecánico de liberación del martillo. Gancho con resorte.
- Tope móvil de altura regulable por un tornillo autobloqueante
- Martillo guiado
- Guías planas soportadas por la estructura
- Mesa (yunque)
- Sensores de la carga y sistema de adquisición de datos

Descripción

Esta solución cuenta con un tope móvil que puede ubicarse en cualquier posición intermedia de la carrera.

El sistema de liberación del martillo consta de un gancho y mecanismo botador del gancho que actúa cuando el martillo alcanza el nivel del tope.

2.3.3 Concepto solución 3

Componentes

- Dos cilindros neumáticos sin vástago en paralelo con frenado pasivo.

- Unidad de aire comprimido y conexiones.
- Martillo guiado
- Guías planas soportadas por la estructura
- Mesa (yunque)
- Sensor de la carga y sistema de adquisición de datos

Descripción

Esta solución permite elevar el martillo mediante una canasta sujeta a actuadores neumáticos situados en paralelo. Estos actuadores permiten alcanzar posiciones intermedias mediante topes en sus guías.

Durante el descenso la canasta y el martillo se separan. De esta forma el martillo desciende libremente hasta impactar con la mesa.

Ante la ausencia de presión durante la elevación, el cilindro cuenta con un sistema neumático de frenado pasivo que fija la posición de la canasta y martillo.

Se cuenta además con un sistema de adquisición de datos y sensores de carga.

2.3.4 Concepto solución 4

Se incorporó la mejora de un actuador lineal eléctrico para la liberación de la carga al concepto solución 2 y se retiró el tope móvil.

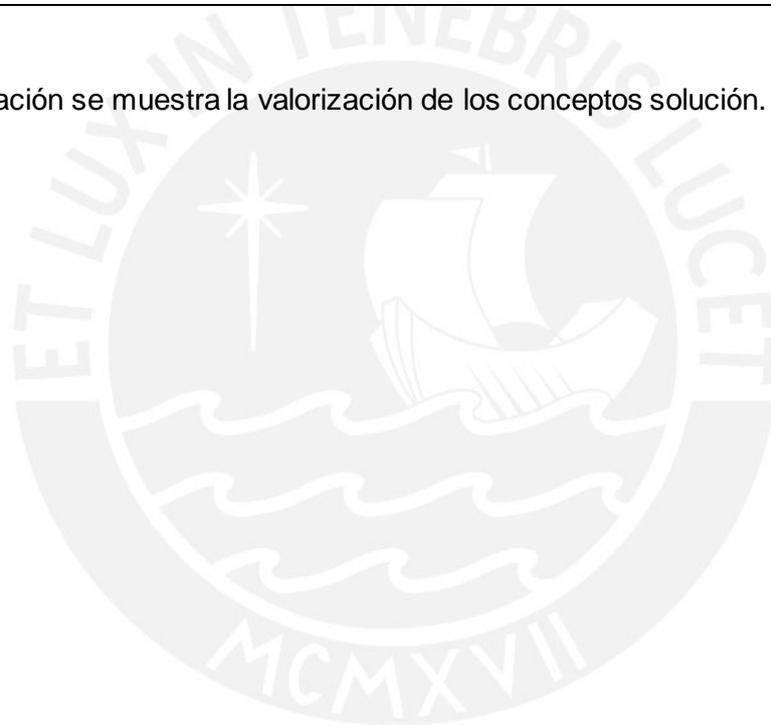
2.4 Evaluación de criterios técnicos y económicos.

Equipos	1.Mecánico (MEC1) Electromagnético	2. Mecánico (MEC2) Mecánico	3.Neumático (NEU)
Criterios técnicos			
Pedagógico – didáctico (Importancia alta)			
El propósito del equipo es estudiar la complejidad dinámica del conformado por impacto. Como parte de ello se requiere que la maquina regule los parámetros del proceso. Para ello es necesario visualizar cómo se realizan están regulaciones. Por esta razón se valoran con mayor puntaje las opciones mecánicas.			
Contaminación			
MEC1, MEC2: Poca. Las máquinas utilizan eficientemente la energía. NEU: La neumática consume más energía, en consecuencia contamina más.			
Contaminación sonora			
MEC1, MEC2: La contaminación sonora proviene del proceso de impacto. NEU: Además del ruido por impacto, hay ruido por el aire descargado del cilindro.			
Intercambiabilidad			
MEC1, MEC2: Son intercambiables. NEU: Algunos elementos del sistema neumático están normalizados.			
Baja posibilidad de error del operario			
MEC2: Presenta menor posibilidad de error del operario			
Rápida variación de las condiciones/parámetros de operación.			
Tiempo estimado de cambiar las condiciones del proceso. NEU: La opción neumática presenta un mecanismo electroneumático para el ajuste rápido de la carrera de la masa.			
Facilidad de automatización			
MEC1: MEC2: NEU: Todas las opciones tienen posibilidades de automatización. Pero, la opción neumática presenta mayor facilidad de ser automatizada.			
Buena accesibilidad a los sistemas de medición			
Similar en todas las máquinas			
Probabilidad a inducir error en la lectura			
Similar en todas las máquinas.			
Confiabilidad en alcanzar la altura con precisión y repetitividad de los parámetros de seteo.			

MEC2: El tope y mecanismo de liberación aseguran la repetitividad de la operación.
Requerimiento de espacio
La opción mecánica requiere mayor espacio.
Uso de la energía (De los mecanismos de elevación)
MEC1: Requiere de una fuente eléctrica adicional para accionar el imán.
MEC2: Requiere de una fuente eléctrica adicional para el motor que mueve el tornillo de transporte.
NEU: El fluido presenta caídas de presión cada vez que el aire atraviesa los accesorios del sistema neumático. La etapa de compresión del aire del aire también es ineficiente.
Seguridad
MEC1: MEC2: Los sistemas de elevación cuentan con mecanismos pasivos que impiden el retorno involuntario de la carga durante la elevación del martillo.
MEC2: Tiene alta seguridad mecánica.
NEU: El aire es una mezcla no explosiva. Cuenta con freno pasivo y ante la ausencia de presión durante la carrera de elevación impide el descenso de la masa.
Complejidad
MEC2: Puede resultar más complejo por el gran número de piezas.
MEC1: MEC2: NEU: El principio de funcionamiento es el mismo en todos los casos.
NEU: Cuenta con menos elementos. Salvo los accesorios de control.
Criterios económicos
Costo de la tecnología. Proporción de las partes estándar a piezas únicas.
MEC1: MEC2: La mayoría de los componentes pueden ser fabricados, son de materiales comerciales y construcción sencilla.
NEU: El mecanismo neumático presenta la mayor cantidad de piezas únicas.
Facilidad al operar Tiempo y costo.
MEC1: MEC2: NEU: Los equipos pueden ser comandados a distancia.
Costos de operación
Considerando que todas las máquinas pueden ser operadas por una sola persona.
MEC1: MEC2: Tiene características similares de operación.
NEU: Dada la baja eficiencia del sistema neumático, es la opción más costosa.
Facilidad de montaje y tiempo de pruebas antes de comenzar a operar
MEC1: MEC2: NEU: Todas son tienen la misma facilidad de montaje.
Cantidad de piezas
MEC1: Es una máquina de construcción simple y cuenta con pocas piezas.

MEC2: El equipo enteramente mecánico requiere de una gran cantidad de piezas. NEU: El mecanismo neumático es de construcción simple.
Posibilidad de fabricarse en el propio taller
MEC1, MEC2: Son posibles de fabricarse en el propio taller. NEU: Los componentes del mecanismo de elevación tienen que ser adquiridos del fabricante.
Pocos desperdicios
MEC1: MEC2: NEU: El proceso genera pocos desperdicios. Solo se cambia la forma de la pieza sin alterar el volumen total de la pieza.

A continuación se muestra la valorización de los conceptos solución.



2.5. Valorización técnica-económica de los conceptos solución

Tabla 2.1 Evaluación técnica de los conceptos solución

Criterio técnico	Peso	OP1		OP2		OP3		OP4		OI	
		VA	VC	VA	VC	VA	VC	VA	VC	VA	VC
Pedagógico – didáctico	4	3	12	3	12	2	8	3	12	4	16
Rápida regulación de los parámetros de operación.	4	3	12	3	12	4	16	3	12	4	16
Accesibilidad a los sistemas de Medición.	4	4	16	4	16	4	16	4	16	4	16
Compatibilidad con los materiales usados	4	3	12	3	12	3	12	3	12	4	16
Probabilidad a inducir error en la lectura.	3	3	9	3	9	2	6	3	9	4	12
Contaminación sonora	3	3	9	3	9	2	6	3	9	4	12
Complejidad	3	3	9	2	6	2	6	2	6	4	12
Baja posibilidad de errores cometidos por el operario.	3	2	6	3	9	3	9	3	9	4	12
Seguridad	3	3	9	4	12	4	12	4	12	4	12
Buen uso de la energía	2	4	8	4	8	3	6	4	8	4	8
Requerimientos de espacio	2	4	8	3	6	3	6	3	6	4	8
Confiabilidad en la precisión de regulación de la altura y repetitividad de los parámetros.	2	2	4	3	6	3	6	3	6	4	8
Facilidad de automatización	2	3	6	3	6	3	6	3	6	4	8
		40	120	41	111	38	103	41	123	52	156
			0.77		0.71		0.66		0.79		

VA = Valor asignado
 OP1 = Mecanismo electromagnético
 OP3 = Mecanismo neumático
 OI = Opción ideal

VC = Valor corregidoP
 OP2= Mecanismo mecánico eléctrico
 OP4= Mecanismo con actuador electromecánico

Tabla 2.2 Evaluación económica de los conceptos solución

Criterio económico	Peso	OP1		OP2		OP3		OP4		OI	
		VA	VC	VA	VC	VA	VC	VA	VC	VA	VC
Costo de la tecnología. Proporción de las partes estándar a piezas únicas.	4	3	12	4	16	2	8	3	12	4	16
Facilidad al operar. Tiempo y costo.	4	3	12	3	12	4	16	3	12	4	16
Costos de operación	3	4	12	3	9	2	6	3	9	4	12
Facilidad de montaje y tiempo empleado en calibrar el equipo.	3	3	9	4	12	4	12	4	12	4	12
Cantidad de piezas	3	4	12	3	9	3	9	3	9	4	12
Posibilidad de fabricarse en el taller propio	2	3	6	4	8	1	2	3	6	4	8
Costo de mantenimiento	3	4	12	3	9	2	6	4	12	4	12
Productividad	2	3	6	3	6	4	8	3	6	4	8
Pocos desperdicios	2	4	8	4	8	4	8	4	8	4	8
		31	89	31	89	26	75	30	86	36	104
			0.86		0.86		0.72		0.83		

VA = Valor asignado

OP1 = Mecanismo electromagnético

OP3 = Mecanismo neumático

OI = Opción ideal

VC = Valor corregido

OP2= Mecanismo mecánico eléctrico

OP4= Mecanismo con actuador electromecánico



2.6 Gráfica de la evaluación de los conceptos solución

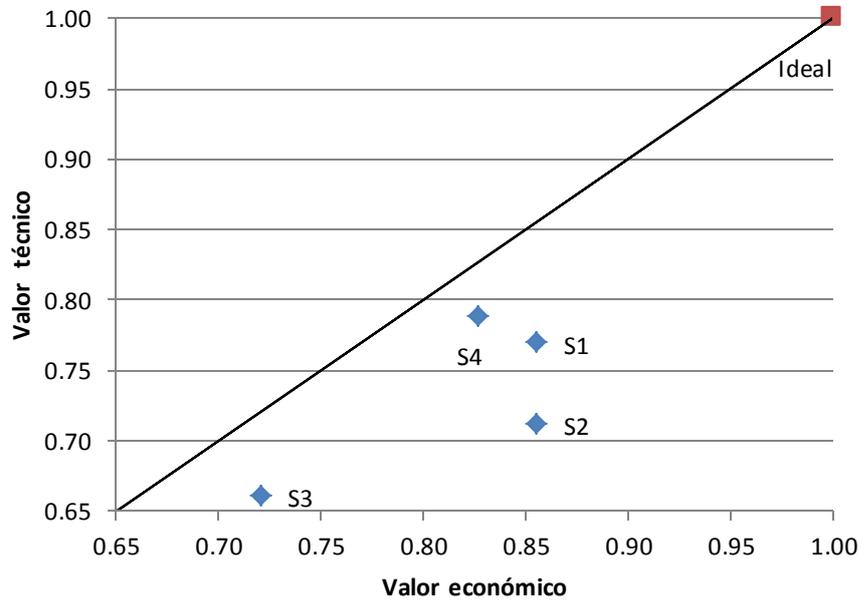


Figura 2.3. Valoración técnica – económica de las alternativas.

El concepto solución S4 es el producto de la mejoras de S1 y S3. El concepto solución S4 satisface mejor los requerimientos para el equipo en las necesidades de brindar seguridad durante la operación y utilidad didáctica.

En el siguiente capítulo se seguirán incorporando mejoras técnicas a la solución escogida

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL MECANISMO Y CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS

Conocidos los valores de la fuerza de impacto, la carrera del martillo y la masa escalonada del martillo, se puede desarrollar el cálculo y selección de los componentes más importantes del martinete.

El diseño preliminar cuenta con un sistema electromecánico de elevación para posicionar el martillo. Además cuenta con mecanismo mecánico eléctrico de liberación instantánea que puede ser operado a distancia.

3.1 Funcionamiento del mecanismo de elevación

El sistema de elevación funciona de la siguiente manera.

1. El martillo descansa apoyado sobre la mesa de trabajo. Debe acoplarse al mecanismo de liberación.
2. Una vez acoplado, se configura la referencia de la altura.
3. El gancho del mecanismo de elevación asciende junto con el mecanismo de liberación rápida.

4. El martillo alcanza la altura requerida y se coloca la pieza de trabajo.
5. Se activa el actuador del sistema de liberación.
6. El martillo desciende libremente apoyado en las guías.
7. Alcanzado el paso anterior se reinicia la operación.

Para mejorar la posición del martillo a la altura deseada se sugiere la incorporación de un sistema de control soportado por sensores de posición y el motor eléctrico.

En el siguiente esquema se muestra su distribución.

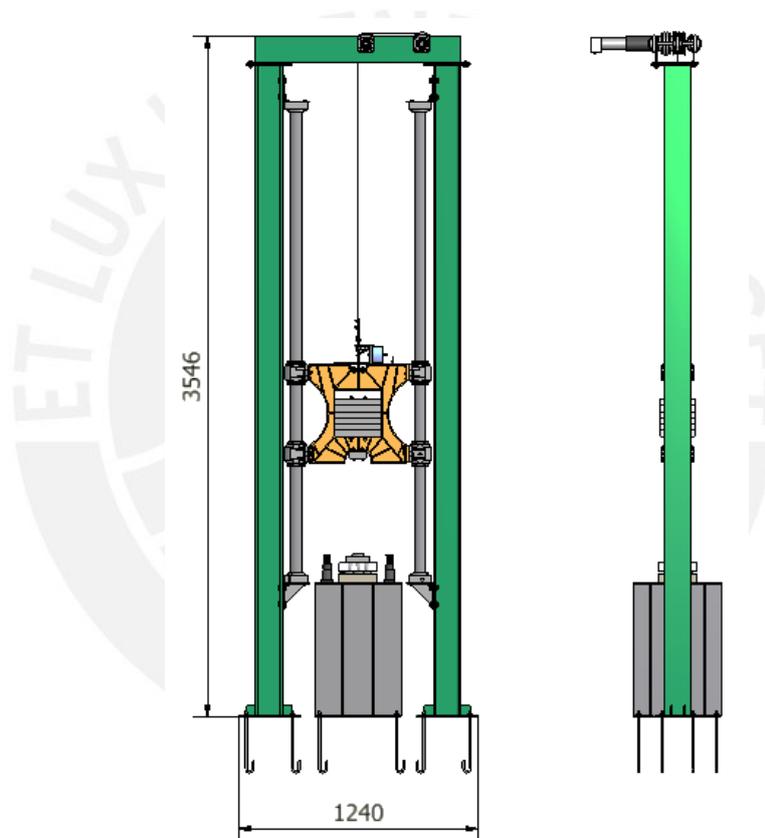


Figura 3.1. Ensamble del martinete

A continuación se muestra la selección y cálculo de los componentes más importantes del sistema de elevación.

Para el diseño se optó utilizar medios mecánicos para elevar el martillo y teniendo en consideración que la aplicación exige la regulación de la altura.

3.2 Diseño del portapesas

Como se mencionó en los requerimientos del equipo, debe ser posible la regulación de la masa del martillo. Para ello, se cuenta este elemento llamado portapesas, el cual permite variar la masa desde 50 hasta 120 kg. El martillo cuenta con 7 pesas desmontables de 240 x 180 x 32 mm de acero St 37. Cada pesa tiene una masa aproximada de 10,7 kilogramos. La masa aproximada del portapesas es igual a 40,3 kilogramos y tiene las dimensiones 520 x 510 x 160 mm. En la parte inferior del martillo se tiene un bloque de acero austenítico X120Mn12 con dimensiones 120 x 90 x 25 mm y masa de aproximadamente 2 kilogramos. También forman parte del martillo los cuatro rodamientos lineales. Cada uno de ellos tiene una masa de 2,17 kilogramos. La masa del martillo sin incluir pesas es aproximadamente igual a 51 kg.

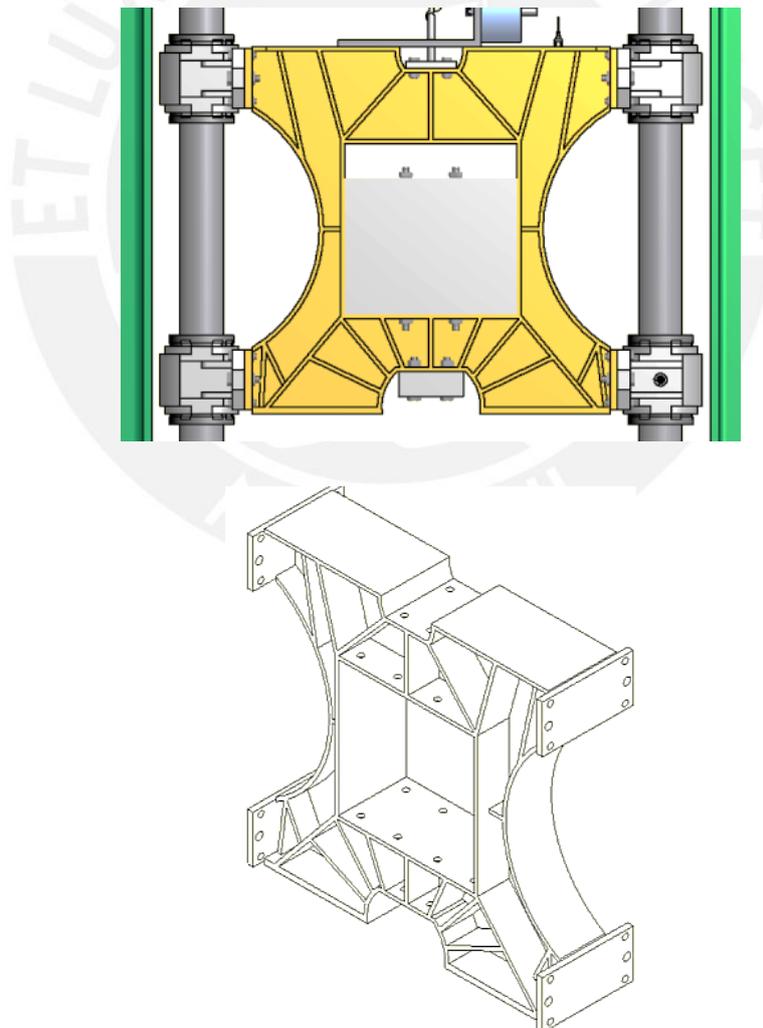


Figura 3.2. Esquemas del martillo (arriba) y portapesas (abajo).

La parte más crítica del portapesas es la sección media inferior. Por ello cuenta con refuerzos radiales que distribuyen las cargas hacia el resto del cuerpo.

3.2.1 Verificación de las uniones soldadas entre las placas laterales y el cuerpo principal.

Se realiza una simplificación para analizar la zona más esforzada del elemento portapesas.

La simplificación consiste en considerar la sección media del portapesas como una viga empotrada por ambos extremos y la carga de impacto esta aplicada en el medio de la viga.

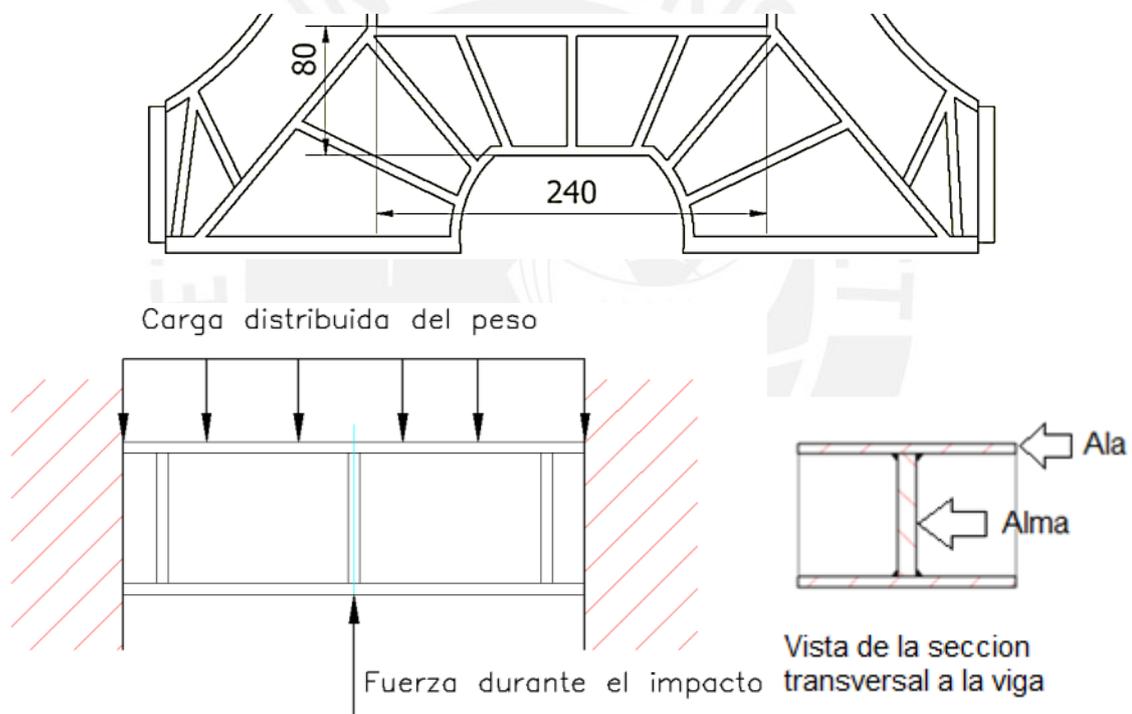


Figura 3.3. La parte más exigida del portapesas durante el impacto (Superior). Vista frontal y transversal de la viga (Inferior).

En el esquema se muestra la sección media inferior del portapesas. La sección de viga consta de una plancha de 10 mm que actúa como alma y dos planchas de 6 mm que trabajan como alas.

Se puede observar que las alas tienden a deslizarse sobre el alma, si es que no estuvieran unidas. Los esfuerzos cortantes que evitan que estos deslicen deben ser soportados por los cordones de soldadura ubicados a cada lado del alma.

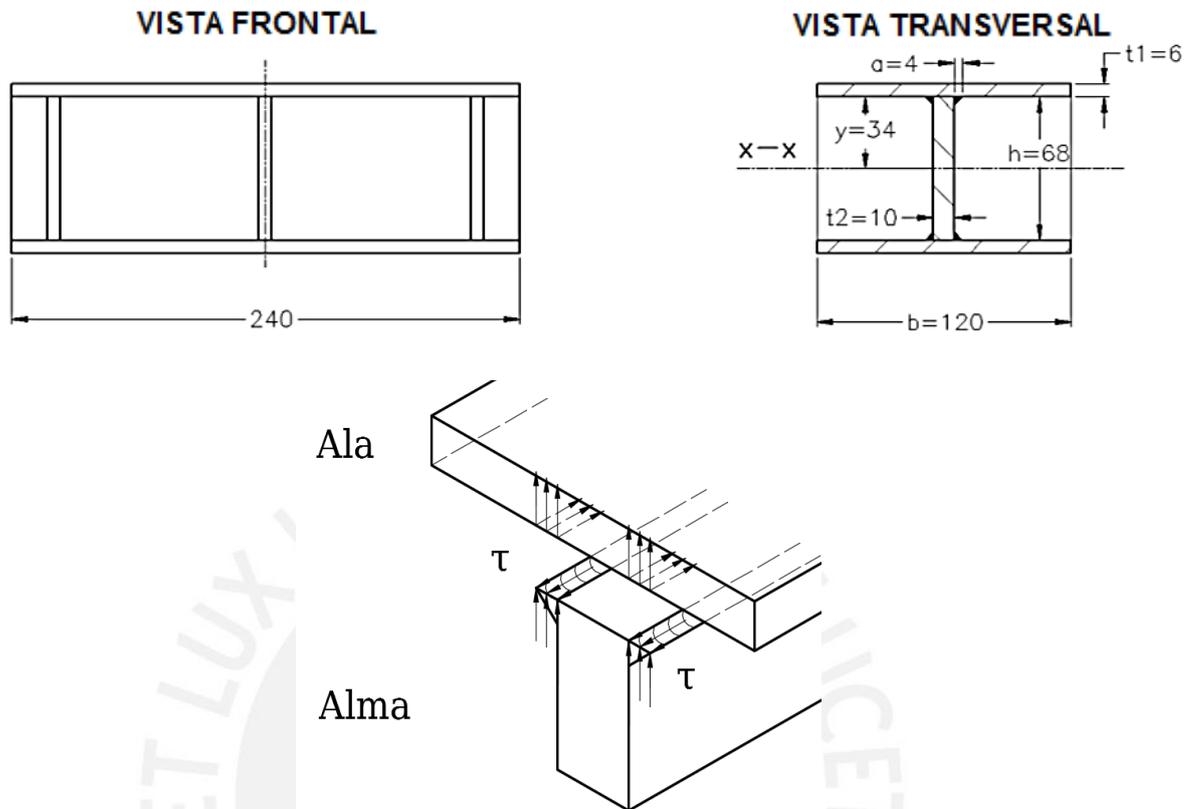


Figura 3.4. Verificación de los cordones de soldadura a esfuerzos cortantes.

Los cordones de soldadura evitan que resbalamiento entre el alma y ala. El esfuerzo cortante en la sección transversal de la viga, sometida a flexión, se debe a la fuerza de impacto de 94 kN. (Ver figura 3.3)

$$I_x = \frac{h^3 \cdot t_2}{12} + 2 \cdot t_1 \cdot b \cdot \left(y + \frac{t_1}{2}\right)^2 + 2 \cdot \frac{t_1^3 \cdot b}{12} = 223 \text{ cm}^4$$

$$\tau = \frac{F \cdot Q}{I_x \cdot 2a} = \frac{F \cdot (t_1 \cdot b \cdot y)}{I_x \cdot 2a} = 129 \frac{N}{\text{mm}^2} < \tau_{adm} = 0,65 \alpha \alpha_w x f_{y,k} = 148 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Para las uniones soldadas se tomó como referencia la norma DIN 18800. La que establece los valores máximos y mínimos de espesor de garganta, así como, los valores admisibles de resistencia de los cordones. El material es un St-37 con resistencia a la fluencia igual a 240 N/mm² y con el factor α de 0.95 por ser una soldadura en ángulo.

3.2.2 Verificación de los refuerzos radiales

Los elementos de rigidización soldados al alma están dispuestos según el siguiente arreglo.

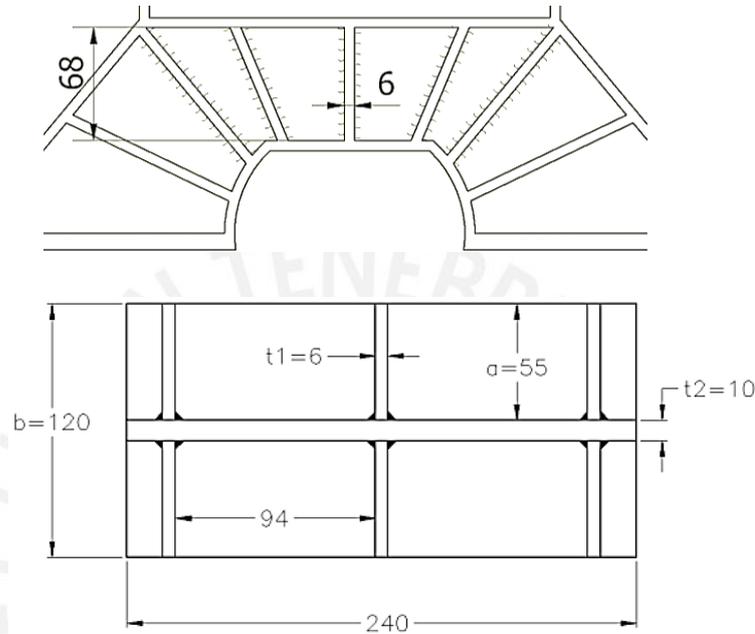


Figura 3.5. Verificación de los refuerzos radiales.

Arriba se puede observar una proyección de la sección donde el alma está dispuesta para trabajar a compresión o tracción y los refuerzos evitan la flexión del alma cuando aparecen cargas excéntricas a la línea de simetría. Los cordones de soldadura que se muestran proyectados soportan esfuerzos de corte.

$$F_{nervio} = F \cdot \left(\frac{A_{nervio}}{A_{total}} \right) = 7121.2 \text{ N}$$

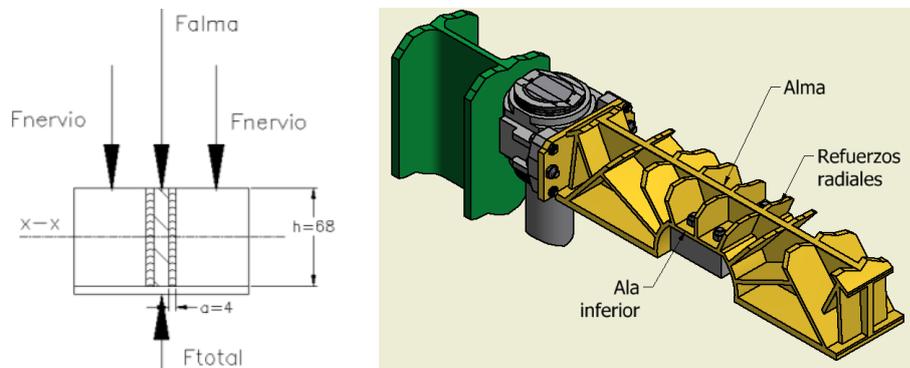


Figura 3.6. Esquema de las soldaduras entre el alma y los refuerzos radiales..

La fuerza cortante debe ser soportada por los cordones de soldadura.

$$\tau = \frac{F}{2a \cdot h} = 13.1 \text{ N/mm}^2$$

3.2.3 Resultados obtenidos por el método de elementos finitos.

Consideraciones. La carga de impacto de 92 kN esta aplicada como una carga distribuida uniforme de 8,5 N/mm² sobre la toda superficie inferior media del portapesas. Se consideró el portapesas como un sólido rígido y la base del portapesas esta empotrada al suelo.

En el análisis transitorio del portapesas se considera que las superficies laterales (planchas soldadas) deslizan sin deformarse y la fuerza es aplicada como un pulso con una duración de 10ms. El tiempo que se asumió de 10ms es un valor intermedio entre los valores que sucederían si impactaran dos bloques de acero, 5 ms y dos bloques que se deforman plásticamente igual a 20ms.

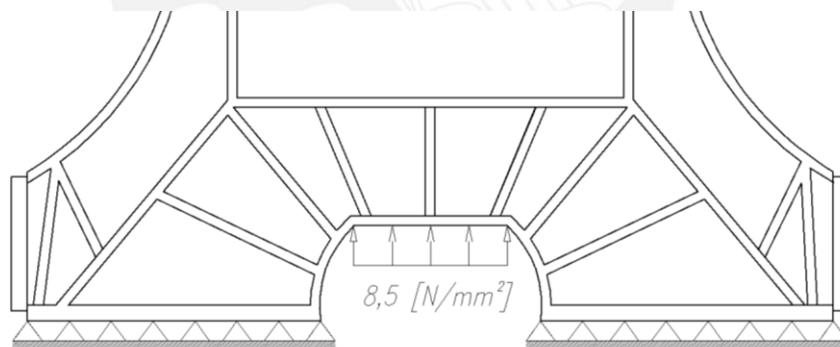


Figura 3.7. Condiciones de la cargas y apoyos del portapesas.

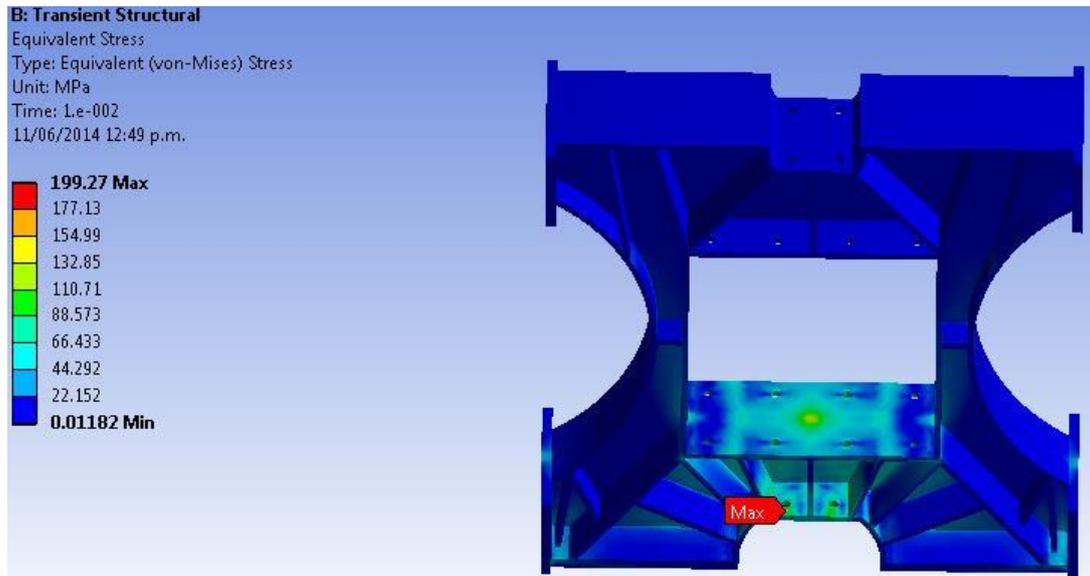


Figura 3.8. Determinación de los esfuerzos en el portapesas por el método de elementos finitos

Resultados. Los máximos esfuerzos ocurren puntualmente en los agujeros donde va sujeto el bloque superior de impacto y son iguales a 200 N/mm^2 .

Discusión de los resultados. El límite a la fluencia de un acero St-37 es igual a 240 N/mm^2 . Por tanto en este punto el factor de seguridad es 1,2. En otras partes críticas del portapesas, los esfuerzos alcanzan los 130 N/mm^2 . Es un valor próximo al que se estimó analíticamente.

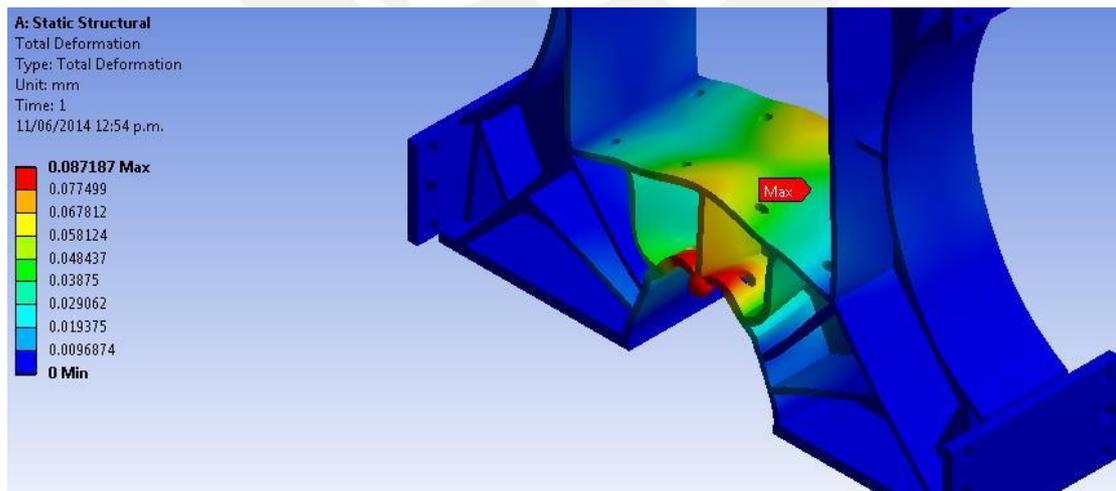


Figura 3.9. Determinación de las deformaciones en el portapesas por el método de elementos finitos.

Las deformaciones más críticas ocurren próximas al medio de la sección inferior y tienen un valor de 0,08 milímetros.

3.3 Selección de las guías y sus apoyos.

3.3.1 Cargas en las guías y rodamientos

Según la metodología de selección de guías de SKF, una parte importante de la selección del tipo de rodamiento es conocer la dinámica de los rodamientos.

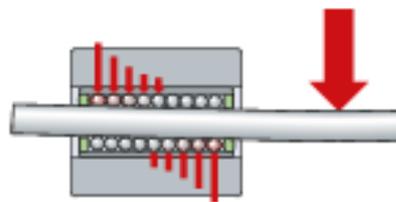


Figura 3.10. Distribución de cargas sobre el rodamiento.

El fabricante SKF recomienda un arreglo de dos rodamientos por guía para evitar la rotación y mala distribución de cargas sobre un solo rodamiento rodamiento.

DCL1. Durante el impacto. La máxima sollicitación en los rodamientos ocurre durante el impacto. Esta carga presenta cierto grado de excentricidad respecto al centro de gravedad del portapesas.

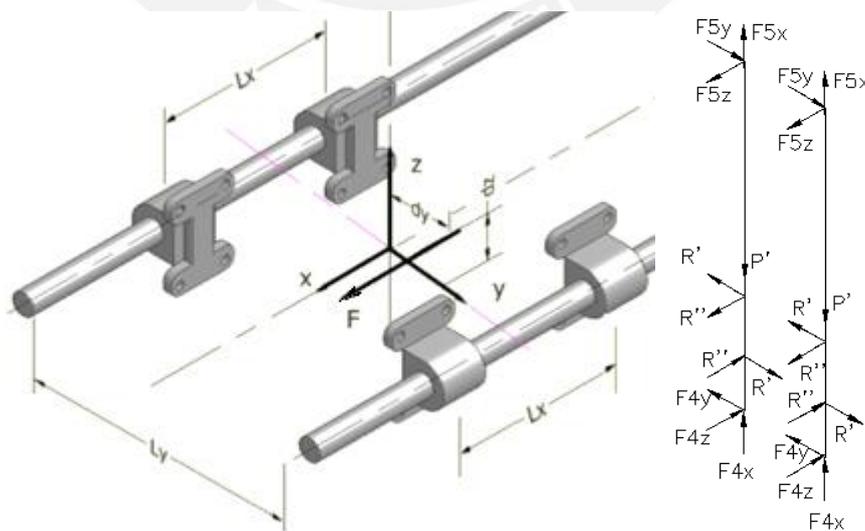


Figura 3.11. Derecha. Disposición de los rodamientos y la carga excéntrica respecto al centro de masa del portapesas. Izquierda. DCL de las guías.

La magnitud de la fuerza excéntrica es igual a 94 kN y corresponde a la máxima fuerza durante el impacto. La fuerza excéntrica produce momentos en el portapesas que son equilibrados con reacciones radiales entre los rodamientos y las guías redondas. A modo de simplificar el cálculo, se considera inicialmente el portabloques como un bloque rígido.

La vista en la figura 3.12 corresponde al bloque inferior de impacto donde se ubica la pieza cilíndrica a deformar. Fuera de esta superficie la pieza no puede ser deformada. Entonces, la máxima excentricidad posible en el plano ocurre aproximadamente a 20 mm en sentido longitudinal “y” y 20mm transversal “z” del portapesas.

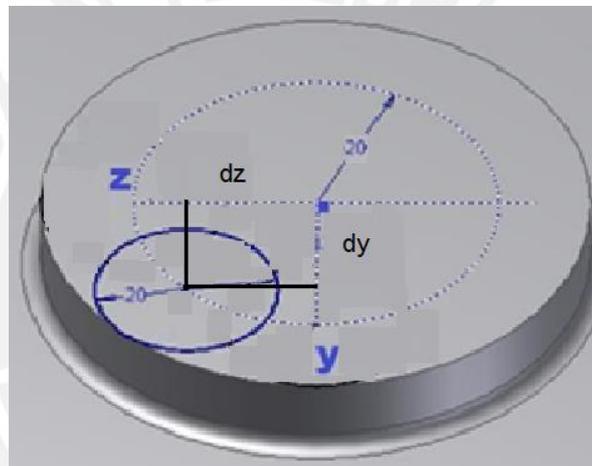


Figura 3.12. Máxima excentricidad de la pieza cilíndrica sobre el bloque de impacto.

La excentricidad produce reacciones normales de igual magnitud sobre las guías pero con sentidos contrarios con separación entre rodamientos igual a 400 mm. Ver figura 3.11.

La fuerza en el sentido longitudinal “y”:

$$R' = F_{h,j} = \frac{1}{2} \times F \times \frac{dy_j}{L_x} = \frac{94518,2}{2} \times \frac{20}{400} = 2363 \text{ N}$$

La fuerza en el sentido transversal “z”:

$$R'' = F_{h,k} = \frac{1}{2} \times F \times \frac{dz_k}{L_x} = \frac{94518,2}{2} \times \frac{20}{400} = 2363 \text{ N}$$

$$R_{resultante} = 3341 \text{ N}$$

3.3.2 Verificación del rodamiento

Para la verificación del rodamiento se toma en consideración los siguientes factores: que la carga es constante en magnitud y dirección, además actúa radialmente sobre una fila de bolas. Además se tiene un factor relacionado con la dureza del eje.

Dado que:

$$s_o = \frac{f_{io} \times f_m \times f_{ho} \times C_o}{P}$$

$$C_o > \frac{s_o \times P}{f_{io} \times f_m \times f_{ho}} = \frac{4 \times 3341}{0.8 \times 1 \times 1} = 16700 \text{ N}$$

El método para calcular la vida útil del rodamiento se detalla en el estándar ISO 14728: "Method for calculating dynamic and static loads ratings". La vida útil generalmente esta expresada en metros recorridos.

El factor de seguridad "S₀" dado por el fabricante SKF cuando los rodamientos operan normalmente bajo cargas pesadas de impacto es igual a 4.

La carga radial obtenida debe ser comparada con la carga estática del rodamiento "C_o"

3.3.3 Selección del rodamiento

Para aplicaciones donde las velocidades de los rodamientos superan 1 m/s y la precisión no es tan determinante (>1 mm) se puede utilizar los rodamientos lineales de bolas. (SKF, 2011, p. 8)

El rodamiento que cumple con los requerimientos antes mencionados es el que se muestra a continuación:



Figura 3.13. Unidad de rodamiento LUCR 60 – 2 LS (sellado por ambos lados)

$$C_o = 18000 N$$

La carga estática C_o de la unidad LUCR 60 – 2LS es 18000 N. Este valor fue tomado del catálogo SKF Linear ball bearings (2011).

El rodamiento consta de jaula polimérica, una pista fabricada en acero templado para guiar conjuntos de bolas, y sellos a ambos lados del rodamiento lineal de bolas.

Los componentes mecánicos del sistema de guiado son de construcción económica. Entre otras ventajas, la utilización del rodamiento lineal de bolas reduce la complejidad del montaje de las guías, reduce el tiempo de montaje, requiere únicamente de piezas no solo estandarizadas sino especializadas, y principalmente permite guiar el martillo con pocas pérdidas por fricción.

3.3.4 Diseño de las guías

En el manual *Linear bearings and units* (SKF, 2011) se recomienda para las guías el acero AISI 1055 con tratamiento superficial mayor y dureza superficial mínima de 60 HRC.

Las dimensiones principales de las guías son la longitud, relacionada con la carrera máxima del portapesas, y el diámetro, acorde a la máxima deflexión permitida en las guías. El diámetro de la guía es 60 milímetros y la tolerancia es h7.

Las guías requieren tener una cilindridad igual a 0.0075 mm y una rugosidad IT7 con R_a 1,6 μ m.

3.3.5 Deflexión de la guía

Bastará analizar las solicitaciones en una de las guías para conocer los esfuerzos y deformaciones máximas. El caso analizado es cuando las guías soportan las cargas generadas debido a la excentricidad de la reacción de la fuerza de impacto sobre el portapesas.

Para el análisis se consideró en los extremos de la guías apoyos articulados. Bajo esas consideraciones se pudo determinar la máxima deflexión que se da casi al medio de la guía.

A continuación se muestra el DCL de la guía.

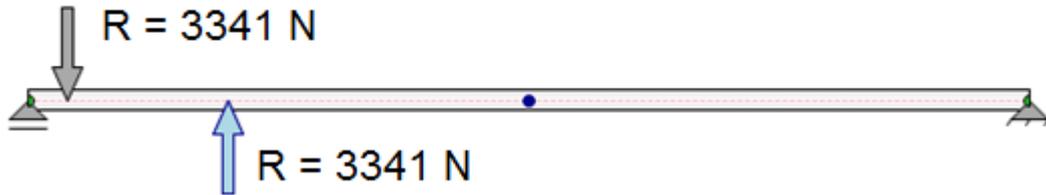


Figura 3.14. DCL de la guía

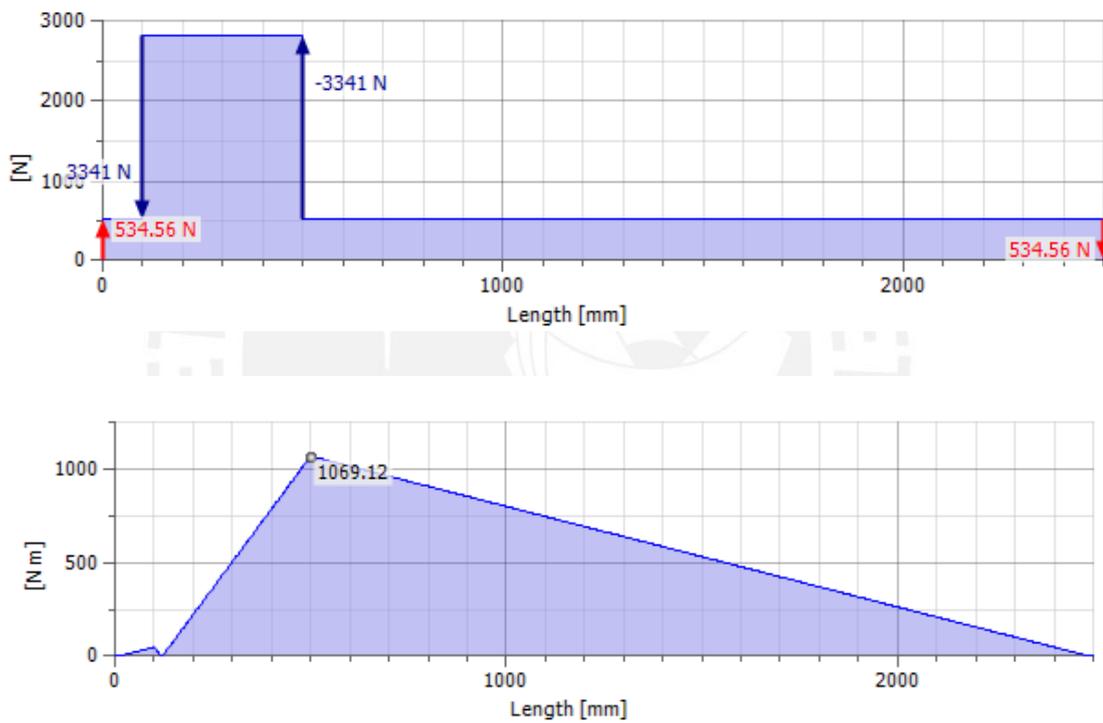


Figura 3.15. Diagrama de fuerza cortante graficado en Autodesk Inventor. Diagrama de momentos flectores graficado en Autodesk Inventor

Rigidez de la guía.

Se verifica la máxima deflexión que se origina en las guías.

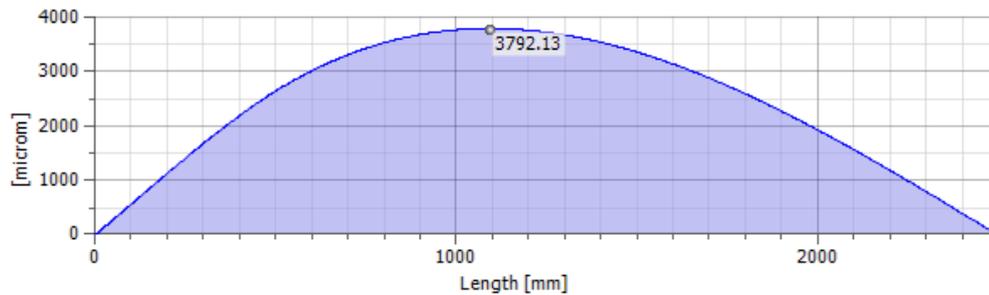


Fig.3.16. Deflexión en la guía

La máxima deflexión ocurre cerca de la mitad de la guía y tiene un valor de 3,8 milímetros.

3.4 Diseño del sistema de elevación

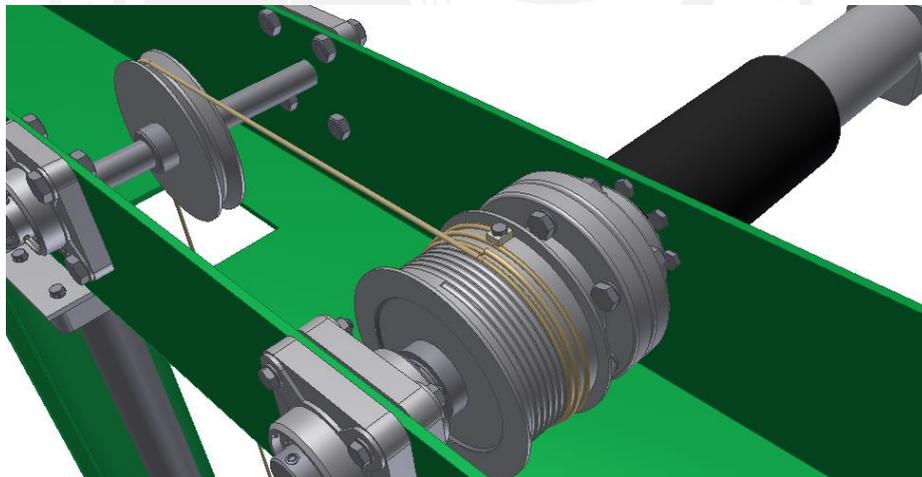


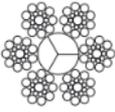
Figura 3.17. Ensamblaje del sistema de elevación.

3.4.1 Selección del cable

El cable es el elemento encargado de transmitir la fuerza de elevación al martillo. Se opta por seleccionar un cable de alma de fibra (polipropileno). Los alambres del alma de fibra tienen propiedad de deslizarse y ajustarse cuando el cable se dobla. (Larrodé, 1996, p. 99)

Tabla 3.1. Cable de alma flexible

HALCÓN
SERIE 6 x 19
Alma de Fibra (AF)



RELACIÓN DIÁMETRO POLEA/DIÁMETRO CABLE

Construcción del cable	Relación sugerida	Relación mínima
	D/d	D/d
6x7	72	42
19x7	51	34
18x7	51	34
6x19 S	51	34
6x21 F	45	30

Diámetro		Peso Aprox.		Resist. a la ruptura en ton.	
mm	plg	kg/m	A.M.	A.E.M.	
3.18	1/8	0.036	0.63	0.69	

La disposición 6 x19 es usada en aplicaciones de elevación por su gran resistencia a la abrasión y flexibilidad.

Sobre el diámetro mínimo de enrollamiento, Larrode (1998, p.98) señala que hay una relación entre el diámetro del tambor y la vida útil de cable. Mientras menor sea el tamaño del tambor, menor será la vida útil del cable.

El cable seleccionado tiene una relación geométrica mínima recomendada entre diámetro de la polea y del cable igual a 34. Si el diámetro requerido de cable es 3,16 mm, entonces el diámetro mínimo de tambor es 108 mm.



Figura 3.18. Relación entre diámetro mínimo del tambor y el diámetro del cable.

El largo del tambor depende del número de espiras enrolladas y el diámetro del cable. Mientras el número de espiras enrolladas depende de la longitud enrollada del cable, del diámetro del tambor y del cable.

El número de espiras enrolladas es igual a:

$$\# \text{ de espiras} \approx \frac{\text{Longitud de cable enrollado}}{\pi \cdot (D + d)} = 6.5 \text{ espiras}$$

La longitud de tambor cubierta por el cable es igual al número de espiras enrolladas más las espiras adicionales utilizadas para la sujeción del cable.

$$L_{\text{mintambor}} \approx d_{\text{cable}} \times (\# \text{ de espiras} + 3 \text{ espiras adicionales}) = 30,2 \text{ mm.}$$

La longitud del tambor será de 32 milímetros, ya que se requiere una separación adicional entre los extremos del tambor.

El peso del cable para una longitud de 2200 milímetros que cuelga cuando el cable está totalmente extendido es igual a 0.079 kg-f.

La relación de las masas que cuelgan del cable son: 2,2 kg del motor lineal, 2,4 kg del apoyo del motor lineal, 0,1 kg de los resortes, ganchos y pines, 0,08 kg de cable y 120 kg del portapesas.

La masa total de las cargas que cuelgan del cable es aproximadamente 125 kg.

Para seleccionar el alma del cable y la construcción torón se recuerda que la aplicación es de elevación. Por lo cual el factor de seguridad debe estar comprendido entre 4 y 5. (Catalogo Cables Deacero, p. 10).

La relación de seguridad “ z_p ” del cable se calcula de la siguiente manera:

$$Z_p = \frac{F_0}{S} \quad \frac{(\text{carga de rotura del cable})}{(\text{traccion maxima del cable})}$$

Entonces para una tracción máxima de 1250 newton es suficiente el cable seleccionado de 1/8” que tiene una carga a la rotura igual a 6300 newton.

$$T_{\text{cable}} = 1226,2 \text{ N}$$

El torsor que transmite el cable al eje del tambor será igual a:

$$M_t = \frac{(D + d) \times T_{\text{cable}}}{2} = 68.2 \text{ N.m}$$

3.4.2 Diseño del tambor

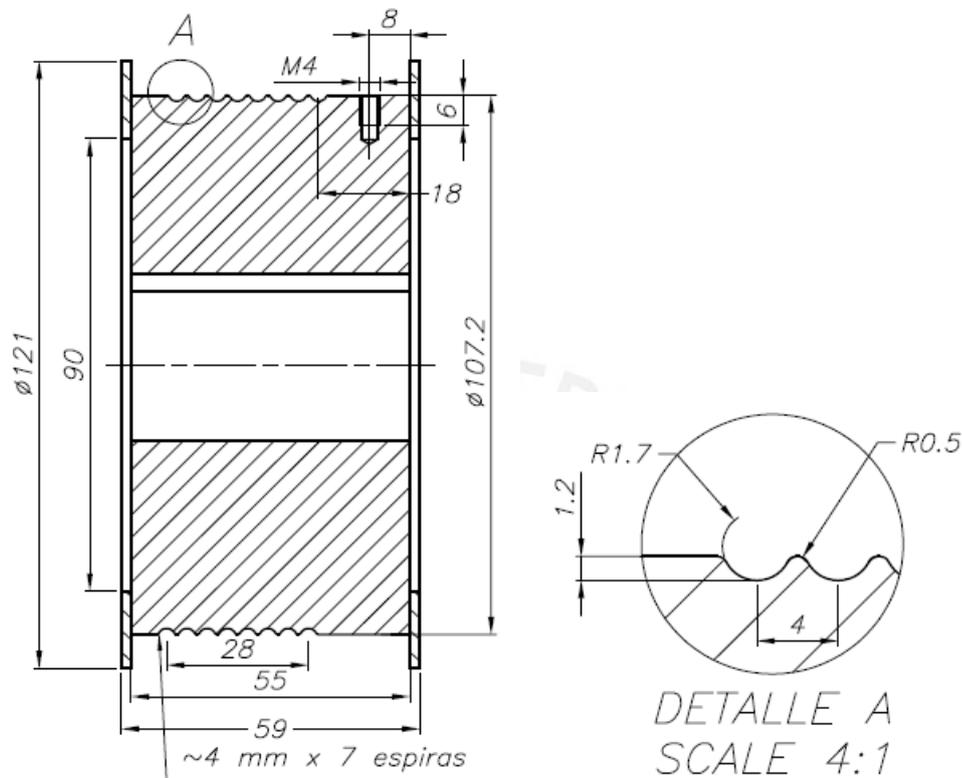


Figura 3.19. Esquema del tambor ranurado y geometría.

El tambor ranurado permite enrollar como máximo una capa de cable. Dado que el tambor tiene 108 milímetros de diámetro, es conveniente la fabricación del mismo a partir de un disco.

A pesar que las paredes del tambor están sometidas a sollicitaciones de torsión, flexión por la tracción del cable y compresión por el apriete del cable, los tambores de acero moldeado no requieren ser verificados.

Fijación del cable al tambor

Se deja entre 1,5 a 3 espiras muertas en el tambor para que el cable trabaje en buenas condiciones de fijación: sin flexiones bruscas ni esfuerzos elevados. Las espiras muertas quedan sujetas al tambor por el apriete de una placa y tornillo.

Dimensionamiento la placa de apriete

La placa cubre las dos últimas espiras del cable. La tensión del cable ante la placa S_{suj} es proporcional a la tensión máxima del cable S_{max} .

$$S_{suj} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha}} = 176 \text{ N}$$

La fricción (f), entre el cable y tambor. Cuyo valor mínimo es 0,1. α es el ángulo de tambor abrazado por las espiras muertas. (Larrodé, 1998, p. 171)

Verificación del apriete del tornillo

El tornillo M4 debe ejercer una fuerza de apriete al cable N igual a:

$$N = \frac{b \cdot k \cdot S_{suj}}{c} = 294 \text{ N}$$

Donde el coeficiente de descargada b debido al rozamiento entre espiras y tambor es 0,65, el coeficiente de seguridad k es 1,25 y el coeficiente de resistencia al deslizamiento del cable apretado por placas es 0,35. (Larrodé, 1998, p. 172)

Solo un tornillo M4 es necesario para fijar el cable al tambor.



Figura 3.20. Esquema de la placa y tornillo sobre el cable.

3.5 Planteamiento del motor y reductor.

Se seleccionó un motor DC debido a las características requeridas en la aplicación. Estas características son buen control de la posición a bajas velocidades y la capacidad de cambiar el sentido de giro. La utilización un motor DC en el sistema de elevación favorece a la regulación con precisión de la altura.

3.5.1 Selección del motor de DC

Las razones para utilizar un motor DC durante la regulación de la altura del martillo son principalmente el amplio rango de velocidades de giro, la facilidad de cambiar el

sentido de giro, la posibilidad de trabajar con el mismo torque a distintas velocidades y la posibilidad de automatización al integrarlo a un sistema de control.

Es necesario señalar que el comportamiento de la carga es constante. Un sistema de control puede ayudar a mantener la velocidad constante durante el ascenso. Dado que la aplicación exige tener una velocidad controlada para poder regular adecuadamente la altura de martillo.

Se debe poder controlar la velocidad de elevación del martillo para las distintas masas del martillo en el rango de 50 a 120 kg.

Además se conocen las cargas que debe mover el motor. Como se puede observar en la gráfica un motor MAXON EC 60 Ø60 mm tiene un rango de operación a 2680 rpm con un par nominal máximo en continuo de 830 mNm.



Figura 3.21. Motor Maxon 400W 48V

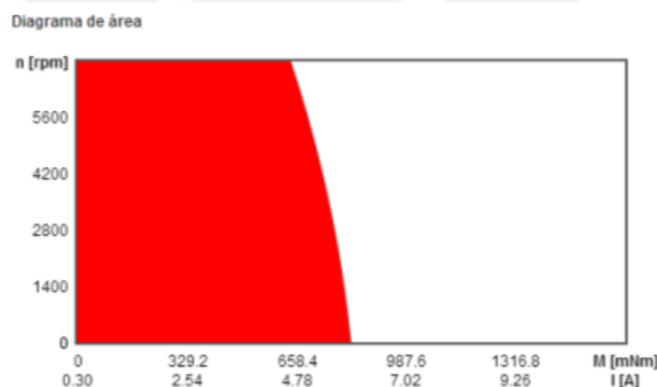


Figura 3.22. El área sombreada muestra condiciones posibles de operación para el motor Maxon.

3.5.2 Selección del reductor

Este motor se puede combinar con un reductor planetario GP 81 A Ø81 mm, 20 - 120 Nm.



Figura 3.23 Reductor Planetario Maxon.

La relación de reducción de este reductor es de 93:1. El fabricante sugiere que la velocidad máxima a la entrada no supere los 3000 rpm.

La velocidad de elevación no ha sido observada entre los requerimientos de diseño del martinete Así que puede tomar el valor hallado en esta sección.

La velocidad de 3000 rpm para el reductor y la velocidad de 2680 para el motor, por lo cual la máxima velocidad permisible para la combinación será de 2680 rpm.

El torque necesario para mover la carga es 68.2 Nm. Mientras el arreglo motor reductor puede entregar en el eje 77 Nm como máximo de manera constante a una velocidad de 28,8 rpm.

El mismo fabricante también ofrece el freno AB 41, 24 VCC, 2.0 Nm, el cual va acoplado directamente al eje del motor y es especialmente útil para el instante en el cual el martillo queda suspendido.

3.6 Diseño de los elementos de transmisión

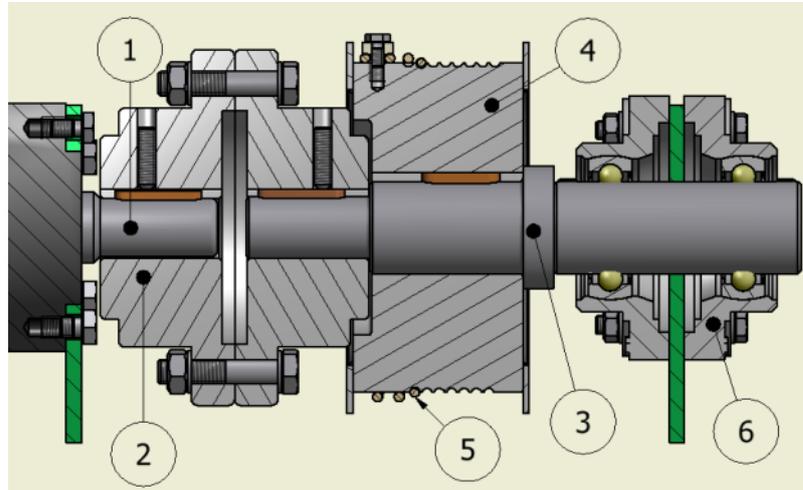
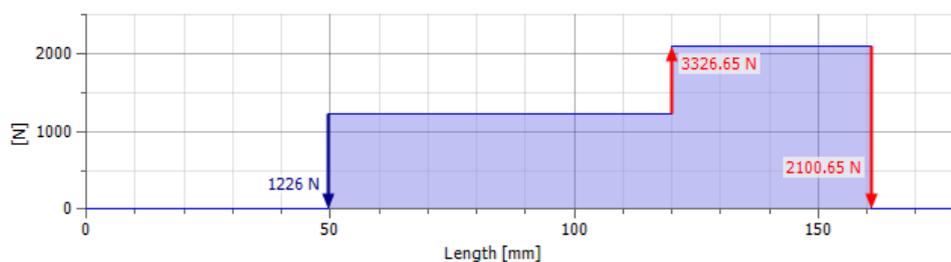
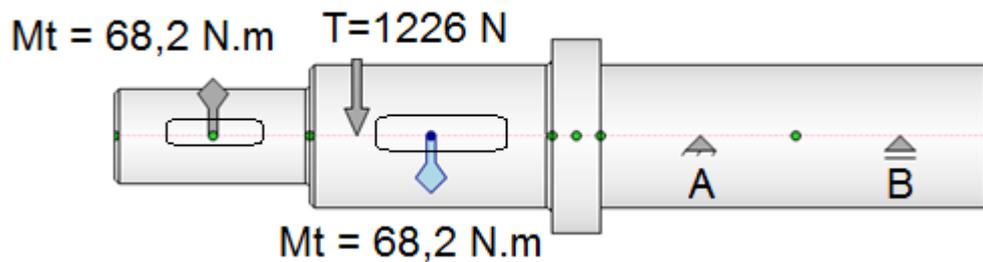


Figura 3.24. Ensamble del sistema de elevación. Se muestra el cable (5), tambor (4), eje del tambor (3), acoplamiento (2), motor y reductor (1).

3.6.1 Verificación del eje del tambor

El eje del tambor está apoyado en un extremo por dos rodamientos. Las cargas que actúan sobre el eje son la tensión y el momento torsor debido a la acción del cable sobre el tambor. Al otro extremo el eje se encuentra unido al motor mediante un acoplamiento. Las dimensiones del eje se muestran en la figura 3.27.

DCL del eje del tambor



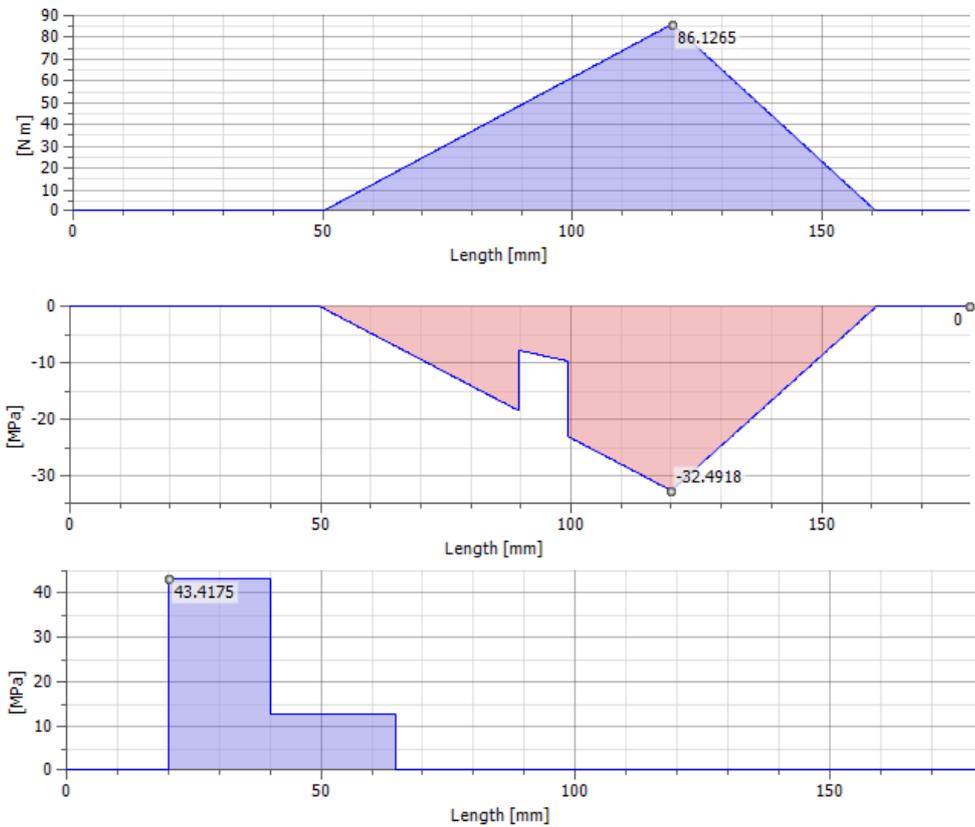


Figura 3.25. Diagrama de fuerzas cortantes, momentos flectores, esfuerzos flectores, esfuerzos torsores y deflexión.

Verificación a la fatiga del eje

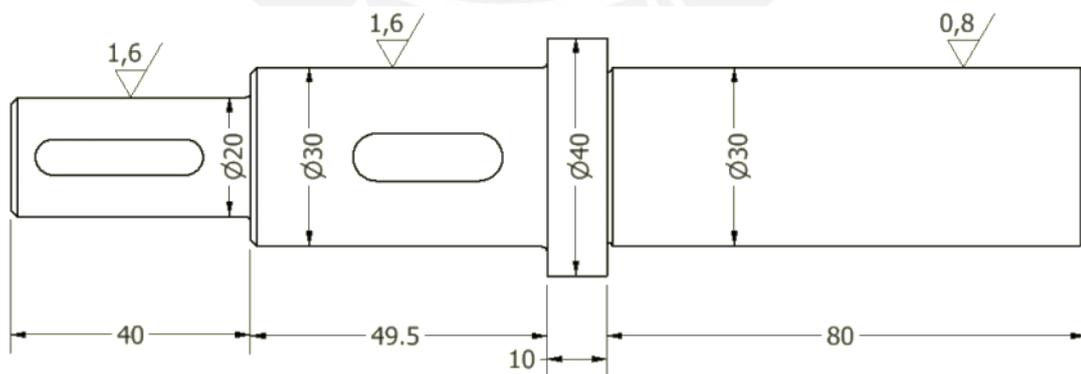
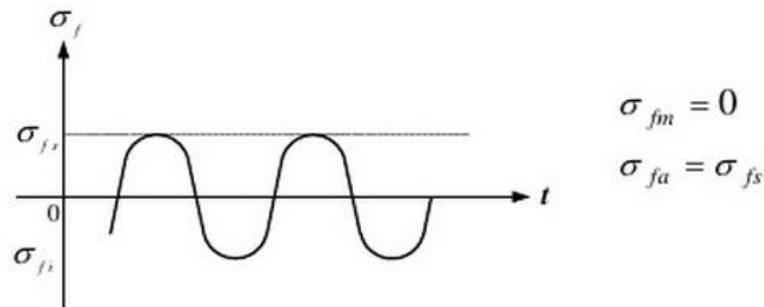


Figura 3.26. Dimensiones del eje.

La sección más crítica sometida a flexión es donde se encuentra el apoyo A (Ver figura 3.25). El eje está sometido a flexión rotatoria. Dado que el eje gira, el esfuerzo es alternante puro.



$$\sigma_{fa} = \sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = 33 \text{ N/mm}^2$$

Factores que afectan a la fatiga

- Coeficiente de superficie: con $R_t=8 \text{ um}$ / $R_a=0.8 \text{ um}$ y resistencia a la rotura = $650 \text{ N/mm}^2 \rightarrow C_s = 0.9$
- Coeficiente de tamaño: con $d = 30 \text{ mm} \rightarrow C_t = 0.77$
- Coeficiente de temperatura: con $T = 30^\circ\text{C} \rightarrow C_t = 1$
- Coeficiente de carga: El esfuerzo de flexión $\rightarrow C_{carg} = 1$
- Coeficiente de confiabilidad: La confiabilidad requerida es de 50% $\rightarrow C_c = 1$
- Factor de concentración de esfuerzos: No hay cambio de sección $\rightarrow \beta = 1$

El eje es fabricado con el acero Ck45 según el estándar DIN 17200. Este acero tiene una resistencia a la fatiga en flexión alternante de 370 N/mm^2 .

Se calcula los esfuerzos alternantes incluyendo los factores de tamaño, temperatura, carga, confiabilidad y concentración de esfuerzos para la sección donde se ubica el apoyo A.

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \right) \sigma_{fa} = 44 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{fAL}} = \frac{44}{370} \rightarrow FS = 8,4$$

3.6.2. Selección de los acoplamientos

Dado que se requiere proteger al motor y reductor, es una buena consideración el uso de un acoplamiento que actué ante una eventual sobrecarga o error en la instalación

de la transmisión. Asimismo, el reductor, según las especificaciones del producto, no debe mostrar deflexiones mayores a un milímetro al final del eje. Por otro lado, la carga que mueve el reductor, el tambor, a medida que gira se deforma en sus extremos. Un acoplamiento flexible absorbe esas desalineaciones y no las transmite de eje a eje.

El acoplamiento debe transmitir un par de 62,2 Nm y el factor de servicio para una máquina elevadora es 1.3 veces del par nominal. Entonces el acoplamiento debe tener un par mínimo de 81 Nm. Bajo esas condiciones, el acoplamiento escogido es un acoplamiento flexible ECCN 040R de SKF que cuenta con un par continuo de 82 Nm.

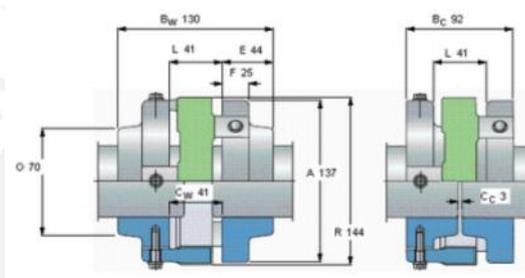


Figura 3.27. Acoplamientos

3.7 Diseño del mecanismo de liberación de la carga

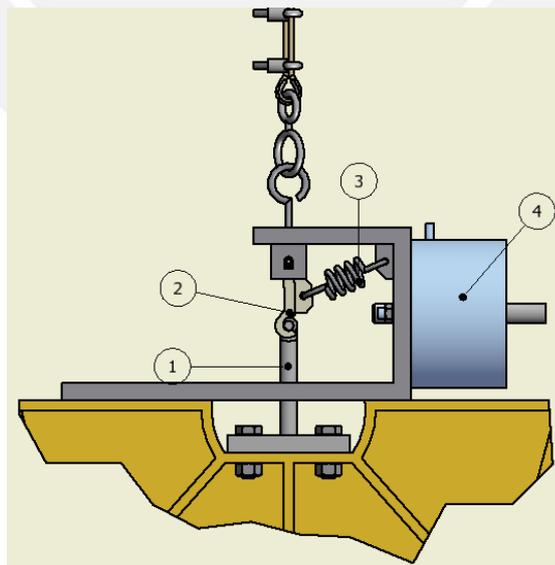


Figura 3.28. Ensamble del mecanismo de liberación. (1) Portapesas, (2) Gancho, (3) Resorte y (4) Actuador lineal

El mecanismo cuenta con un motor eléctrico lineal que permite empujar el gancho del que cuelga el portapesas. Una vez liberado el gancho, el portapesas puede descender libremente.

A continuación se muestra la representación del gancho y las cargas que actúan en él cuando el bloque se encuentra suspendido.

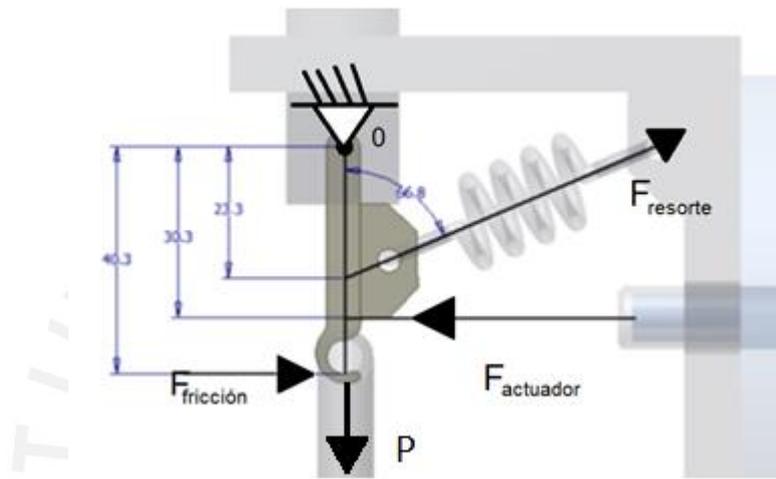


Figura 3.29. Diagrama de fuerzas que actúan sobre el gancho.

Entonces:

$$\sum M_o = 0 = F_{resorte} \times a + F_{friccion} \times b - F_{motor} \times c$$

$$0 = 150 \times 23.3 \sin 66.8 + P \times \mu \times b - F_{motor} \times c =$$

$$0 = 150 \times 23.3 \sin 66.8 + 120 \times 9.81 \times 0,2 \times 40,3 - F_{motor} \times 30$$

$$\rightarrow F_{motor} = 423 \text{ N}$$

3.7.1 Selección de actuador lineal

Para la selección del actuador se tomó en cuenta el desplazamiento del vástago, la fuerza axial y la velocidad de disparo.

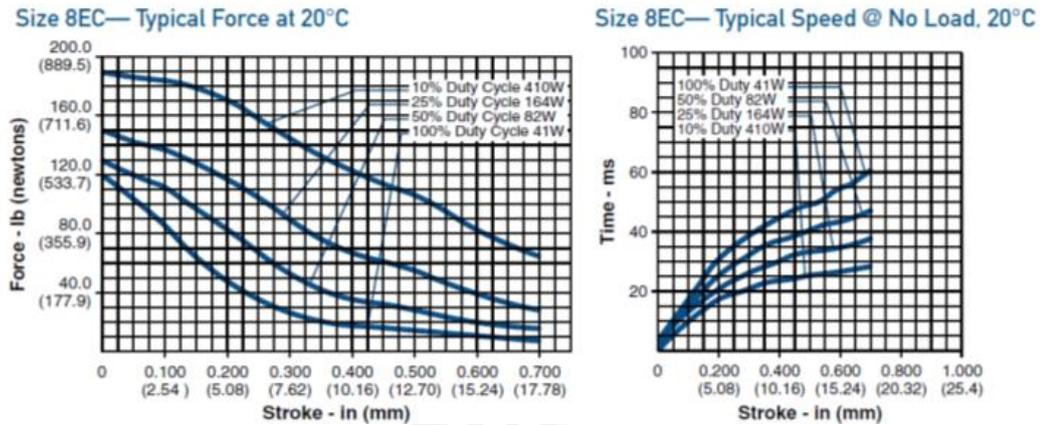


Figura 3.30. Rango de operación del actuador lineal.

Catálogo de referencia: Ledex Low Profile / Size 8EC / 25 % Duty cycle 400 W.

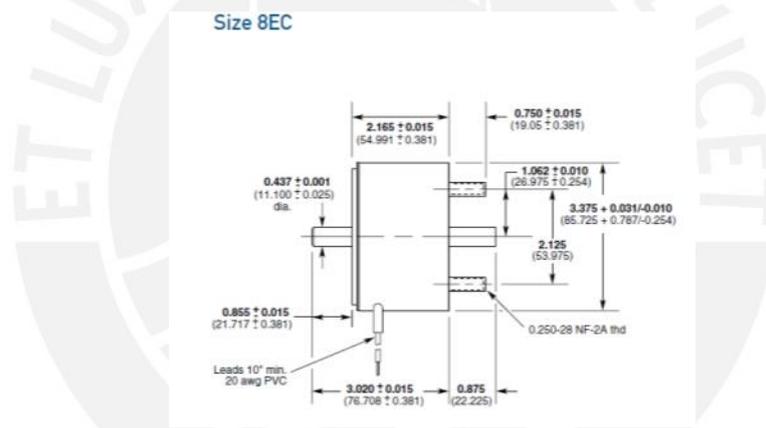


Figura 3.31. Actuador lineal de 400W.

En la selección, se verifica además que la carrera del cilindro sea suficiente para liberar al bloque. La velocidad lineal del vástago no es importante.

La verificación de pandeo del vástago no es necesaria ya que por la esbeltez (<60), el elemento fallaría por fluencia.

3.8 Selección del sensor de velocidad y transductor de fuerza

Para la selección de ambos sensores se tuvo en consideración la dinámica del martillo, relacionada con la desaceleración del bloque y la fuerza del choque.

Por tratarse de impacto entre dos bloques considerablemente rígidos, la variación de la velocidad ocurre en un lapso corto de tiempo. Es decir, la desaceleración es muy

alta. Los valores experimentales tomados para este cálculo son extraídos de la experiencia de ingeniero Metz (2007), en la cual ensaya distintos materiales con una masa en caída libre a un metro de altura.

La velocidad que alcanza el bloque justo antes de impactar de una luego de recorrer una altura de 1 metro es:

$$v = \sqrt{2gh} = 4.427 \text{ m/s}$$

Se considera que el portapesas se recupera y retorna inmediatamente con la misma velocidad (Coalición elástica).

$$v_{final} = -v_{inicial}$$

Entonces se aplican las siguientes relaciones al portapesas.

$$F = ma = m\left(\frac{dv}{dt}\right)$$

$$a = \frac{v_{final} - v_{inicial}}{dt} = \frac{2 \times v_{final}}{dt} = 1683g$$

El tiempo de contacto depende de los materiales de las piezas que coalicionan y es un valor experimental. Si fueran dos bloques de acero, bajo circunstancias similares, el tiempo sería igual a 0,0005 s. (Metz, 2007)

El acero es el material menos maleable para el cual esta máquina ha sido diseñada. Para cualquier otro material como el aluminio el tiempo de contacto será mayor y por tanto, la desaceleración y la fuerza serán menores.

3.8.1 Selección de acelerómetro

El valor encontrado de la desaceleración sirve como referencia para la selección del rango dinámico del sensor. Además se requiere la verificación de la frecuencia de respuesta del sensor. El acelerómetro va montado roscado sobre el portapesas.

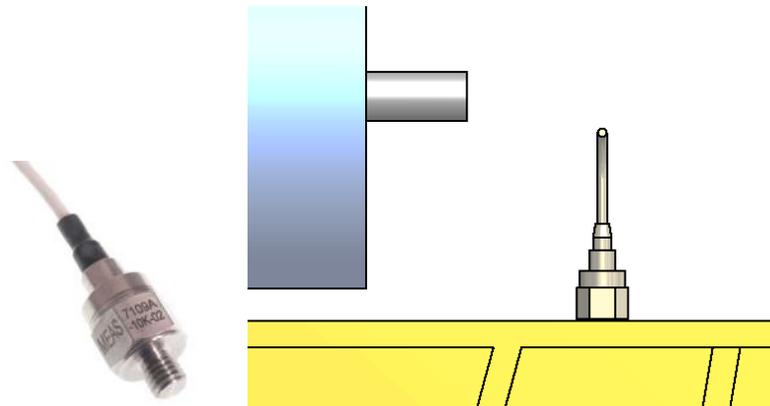


Figura 3.32. Acelerómetro piezoeléctrico de 5000g. (Measurement Specialties, Modelo 7109A)

3.8.2 Selección del transductor

Los sensores piezoeléctricos son los más adecuados para esta aplicación debido a que toman menor tiempo de incremento de la señal para alcanzar el 90% de su carga nominal.



Figura 3.33. Figura referencial de transductor de fuerza tipo arandela. PACEline CFW / 50 KN.

Si bien es cierto, que el bloque desciende libremente, este al alcanzar la mesa es rápidamente frenado. La aceleración o desaceleración es el parámetro más importante para la selección estos elementos.

Cuidados del transductor

Por recomendación del fabricante para el montaje, la pretensión de la arandela debe ser el 5% de la carga nominal del transductor.

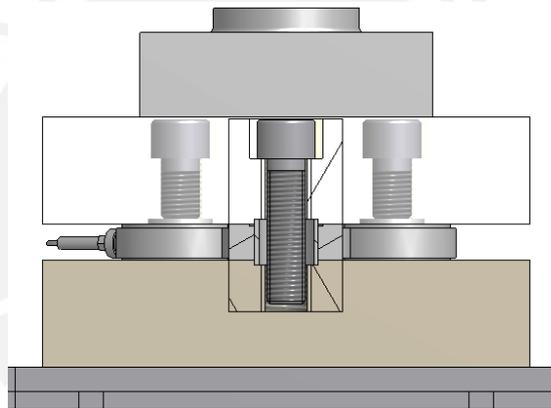
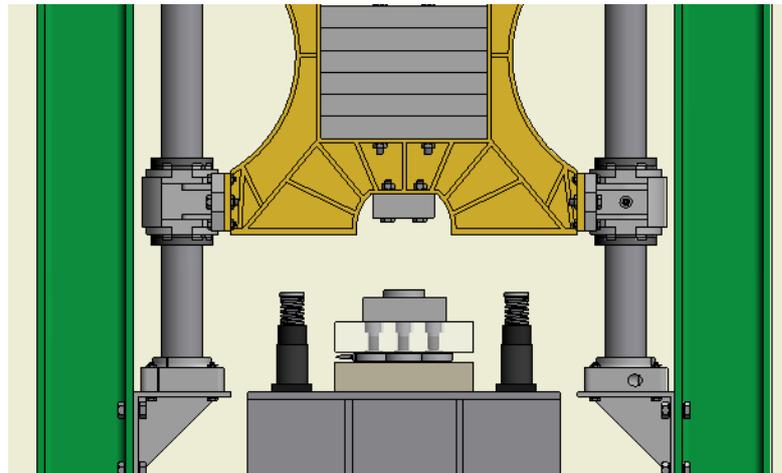


Figura 3.34 Arreglo en serie del martillo, los transductores y la mesa.

Los transductores en forma de anillo están dispuestos en un arreglo en serie con el bloque fijo de impacto y la mesa. Entonces la fuerza del impacto será la sumatoria de las fuerzas parciales registradas en cada uno de los transductores.

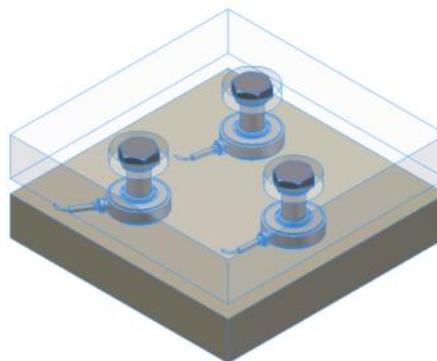


Figura 3.35. El arreglo triangular le da estabilidad al bloque superior durante el impacto.

3.9 Diseño de la estructura

La estructura del equipo está constituida por dos columnas de perfil tipo I y un canal en forma de U.

Los perfiles que conforman la estructura están sujetos por uniones atornilladas, de modo que se puede regular la posición durante el montaje. Se tiene una estructura simétrica, pero con cargas asimétricas debido a la posible excentricidad de la carga durante el impacto. Se verificara la columna con las mayores sollicitaciones.

3.9.1 Determinación de las cargas en la estructura

DCL de la estructura

El instante donde se generan las mayores cargas es cuando se alcanza del pico por el pulso máximo debido al impacto.

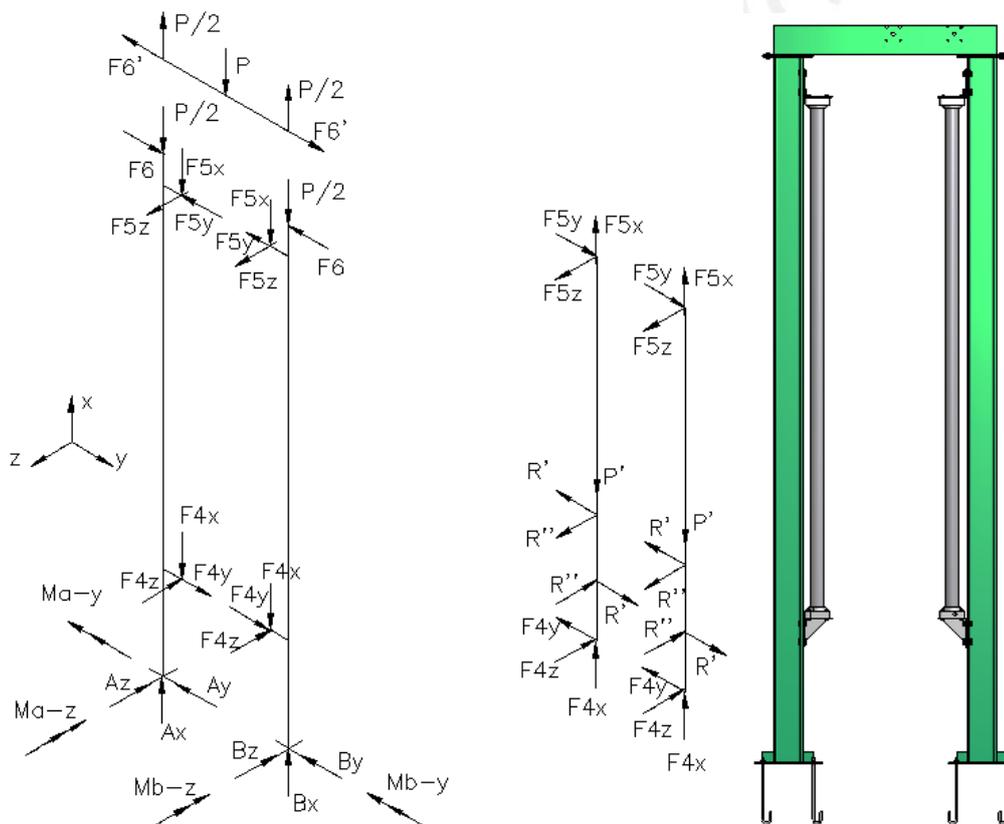


Figura 3.36. DCL de las columnas y guías.

Las reacciones producidas en los extremos de la guía son transmitidas a las columnas por medio de los soportes que se hallan en los extremos de las guías.

Si se evalúa el desplazamiento del punto A en la dirección “y”, la unión atornillada, en este caso, no permite desplazamientos en la base de la columna.

$$\sum M = 0$$

$$\sum M_z = M_{a-z} + (L_1 - L''_1) \cdot F_5 - (L_1 - L'_1) \cdot F_4 + (L_1) \cdot A_y$$

$$3400 A_y + M_{a-z} = 868000$$

$$\sum M_y = M_{a-y} + M_{b-y} - 2(F_{5z} \cdot L'_1 - F_{4z} \cdot L''_1) = 0$$

Debido a la simetría de las cargas sobre la estructura.

$$M_{a-y} = M_{b-y} = 945180 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Entonces la relación de Castigliano para la columna de la izquierda sería:

$$\partial_{A_y} = 0$$

$$\partial_{A_y} = \int_0^{L_1} \frac{M_y}{E \cdot I} \left(\frac{dM_y}{dA_y} \right) = 0$$

$$2266 A_y + M_{a-z} = 549700$$

De ambas relaciones se puede obtener los valores.

$$\rightarrow A_y = 280N \qquad M_{a-z} = 84780 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

De las reacciones en la base B, se obtiene la siguiente relación.

$$\sum M_z = M_{a-z} + M_{b-z} + (P + 2P') \cdot \frac{L_2}{2} - M_{exc} - L_2 \cdot B_x = 0$$

$$A_x = B_x = \frac{P}{2} + P' = 800N$$

$$M_{exc} = 2(F_{5y} \cdot L'_1 - F_{4y} \cdot L''_1) = 2(F_{5z} \cdot L'_1 - F_{4z} \cdot L''_1)$$

$$M_{b-z} = 1805584 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Los esfuerzos en la base

$$M_{a-y} = M_{b-y} = 945180 \text{ N.mm}$$

$$M_{b-z} = 1805584 \text{ N.mm}$$

$$A_x = B_x = \frac{P}{2} + P' = 800 \text{ N}$$

$$A_y = 280 \text{ N} \quad B_y = -280 \text{ N}$$

La viga escogida para la columna es una viga I 140 de ala ancha y caras paralelas (serie IPB).

$$I_{zz} = 1510 \text{ cm}^4 \quad W_{zz} = 210 \text{ cm}^3$$

$$I_{yy} = 550 \text{ cm}^4 \quad W_{yy} = 78.5 \text{ cm}^3$$

$$S = 43 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_t = \sigma_{flexion-yy} + \sigma_{flexion-zz} + \sigma_{compresión} < \sigma_{adm}$$

$$\sigma_t = \frac{M_{b-y} \cdot c}{I_{yy}} + \frac{M_{b-z} \cdot c}{I_{zz}} + \frac{B_x \cdot W}{A} < \sigma_{adm}$$

Por tratarse de una columna, se verifica a pandeo.

$$\lambda_y = \frac{L_p}{i_y} = \frac{0,7 \cdot L}{i_y} = \frac{0,7 \cdot 3400}{35,8} = 66,4 \rightarrow w = 1,36$$

$$\sigma_t = 27,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 140 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El material de las columnas es acero estructural St 37-2.

3.9.2 Dimensionamiento de la placa en la base de la columna.

Las planchas en la base deben soportar todas las reacciones transferidas al suelo.

Separación entre anclajes

La separación entre los pernos de anclaje se estima con la siguiente relación propuesta por Nonnast (1993).

$$L_i = \frac{x \cdot P_c}{4 \cdot a} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8a}{x \cdot P_c} \cdot \left(2 \cdot \frac{M_f}{P_c} - d \right)} \right]$$

Donde “Pc” es la fuerza normal al suelo en el apoyo B. “x” es un factor para una tensión de trabajo del anclaje de 800 kg-f/cm² y una tensión de trabajo del hormigón de 30 kg-f/cm².

Bajo las siguientes las siguiente consideraciones.

$$d = 4 \text{ cm} \quad a = 14 \text{ cm} \quad x = 0.182$$

La separación longitudinal entre anclajes del apoyo

$$L_a = \frac{x \cdot B_x}{4 \cdot a} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8a}{x \cdot B_x} \cdot \left(2 \cdot \frac{M_{b-y}}{B_x} - d \right)} \right]$$

$$L_a = 11.25 \text{ cm}$$

La separación transversal entre anclajes del apoyo

$$L_b = \frac{x \cdot B_x}{4 \cdot a} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8a}{x \cdot B_x} \cdot \left(2 \cdot \frac{M_{b-z}}{B_x} - d \right)} \right]$$

$$L_b = 15.5 \text{ cm}$$

Los valores ingresados son en kg-f.cm, kg-f/cm² y cm.

Se han determinado las separaciones mínimas admisibles para los anclajes. Sin embargo, aumentando la separación entre los anclajes resulta en la selección de pernos de anclaje de menor diámetro.

$$L_a = 16 \text{ cm y } L_b = 24 \text{ cm}$$

3.9.3 Determinación de las cargas en los pernos de anclaje

Los anclajes son los elementos utilizados para fijar las columnas a los fundamentos para así evitar que se produzca volcadura. Las cargas que pueden originar volcadura son las cargas excéntricas durante el choque, o bien las eventuales cargas sísmicas.

Las columnas soportan cargas céntricas, que se deben al peso de las columnas, y cargas excéntricas, se deben a las reacciones de las guías.

Se evalúa la siguiente relación para determinar la fuerza en los pernos de anclaje.

[Nonnast, 1993]

$$P = P_c \cdot \left(y \cdot \frac{\frac{M_f}{P_c} + \frac{l}{2}}{l} - 1 \right)$$

Se obtiene las mayores cargas en el transversal. Bastará con analizar este caso.

$$P = B_x \cdot \left(y \cdot \frac{\frac{M_{b-z}}{B_x} + \frac{L_b}{2}}{L_b} - 1 \right) = 844 \text{ kg} - f$$

Si se utilizaran dos pernos a cada lado de la columna, P sería la fuerza resistida por 2 pernos M10 con una fuerza de trabajo de 844 kg-f.

3.9.4 Dimensionamiento de los refuerzos de la base

Se requiere reforzar la placa de la base de las columnas para transmitir las cargas del perno de anclaje a la columna y evitar volcadura. Para tal fin, se modela los refuerzos con viga empotradas en voladizo. Están unidos a la viga I mediante cordones de soldadura. (Nonnast,1993)

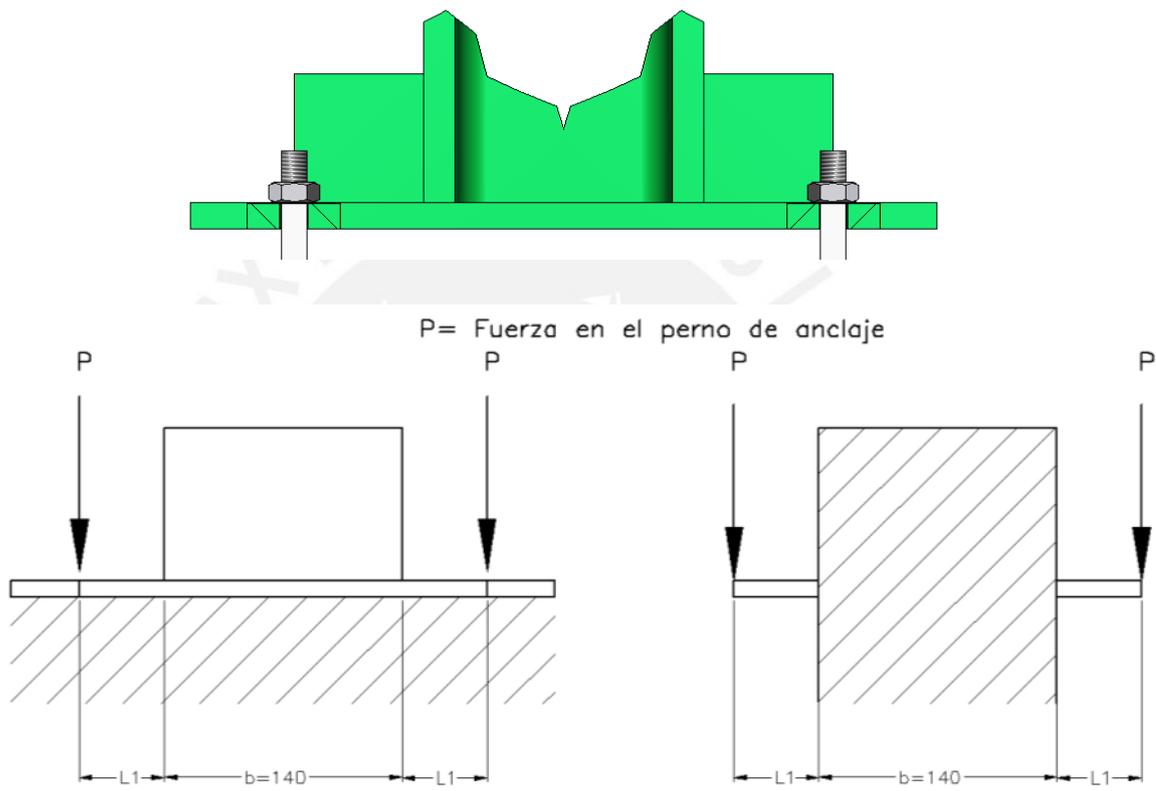


Figura 3.37. Esquema de los refuerzos de la base

Se verifica que el refuerzo resista el momento flector en la sección donde esta soldada a la viga I.

$$M_f = P \cdot \frac{(L_b - b)}{2} = 844 \cdot \frac{(24 - 14)}{2} = 4220 \text{ kg} - f \cdot \text{cm}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I} < \sigma_{adm} = 1200 \text{ kg} - f / \text{cm}^2$$

Si el refuerzo tiene una sección rectangular, se cumple:

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot \frac{h}{2}}{\frac{b \cdot h^3}{12}} = \frac{M_f}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = 506 < \sigma_{adm} = 1200 \text{ kg} - f/cm^2$$

Se tiene dos refuerzos soldados de 40 mm x 10 mm x 50 mm cada uno. La resistencia admisible de los refuerzos es 120 N/mm² cuando el acero es A36.

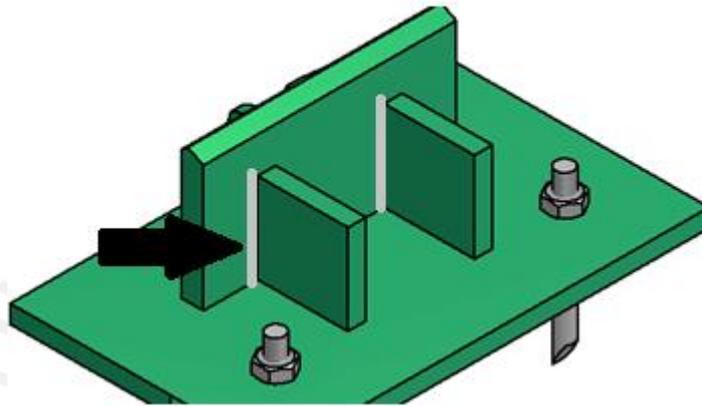


Figura 3.38. Cordón de soldadura de columna y placa.

Verificación del cordón de soldadura a corte.

Se tiene dos placas con dos cordones de 5 mm x 40 mm cada una.

$$\tau_{total} = \frac{P}{A} = \frac{8440}{4 \cdot 5 \cdot 40} = 10,55 \frac{N}{mm^2} < \tau_{adm} = 76 \frac{N}{mm^2}$$

El acero AISI A36 cumple con las solicitaciones de la aplicación.

3.9.5 Dimensiones del perno de anclaje

El perno se fabrica de una barra de acero y está dimensionado teniendo en cuenta la adherencia entre la superficie del perno y el hormigón. En base a tales consideraciones se muestra de su geometría a continuación. (Nonnast, 1993)

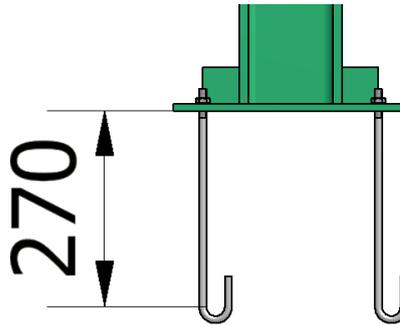


Figura 3.39 Perno de anclaje de la columna

La longitud del perno se evalúa con la siguiente relación:

$$l = \frac{P}{n \cdot \pi \cdot d \cdot \tau_{\text{hormigón}}} = 27 \text{ cm.}$$

El esfuerzo cortante del hormigón es de 5 kg-f/cm². El número de pernos M10 empleados “n” es 2 para una fuerza de trabajo de 844 kg-f. (Nonnast, 1993)

3.9.6 Diseño de los fundamentos

Queda pendiente conocer el tipo de piso para verificar si el suelo soporta todas las cargas verticales en la base de los fundamentos, incluyendo el peso de los fundamentos. (Nonnast, 1993)

$$\sigma_{adm} = \frac{F_{total} + P_{fundamento}}{B \cdot b}$$

El peso del fundamento recomendado debe estar comprendido entre 1 o 2 veces la fuerza de trabajo de los pernos de anclaje.

Un tipo de geometría recomendado para los fundamentos es el de una pirámide trunca con un ángulo de incremento de 60 grados.

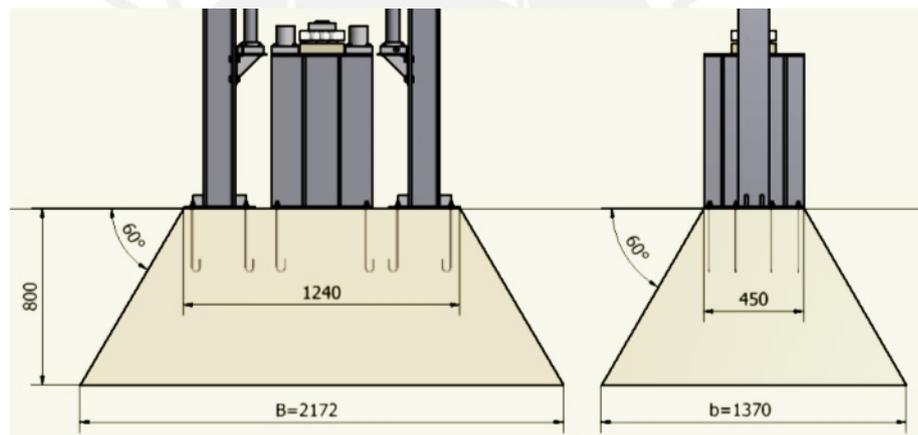


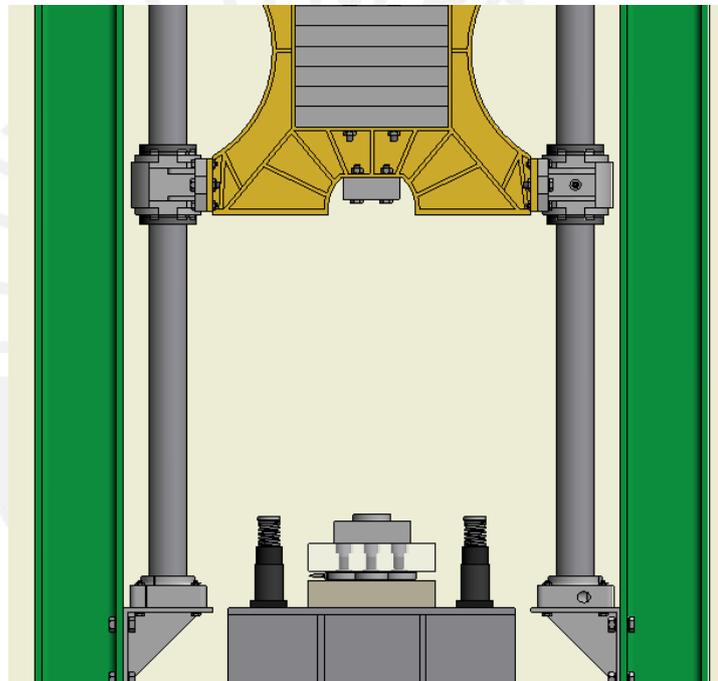
Figura 3.40. Dimensiones de los fundamentos.

Ya no es necesaria la verificación por volteo de todo el equipo. Ya que los momentos que se generan por el desalineamientos de la fuerza en el portapesas se anulan con los momentos que ocurren en la mesa durante el impacto.

3.10. Selección de los topes

Los topes son un conjunto de elementos ubicados a ambos lados de la mesa que protegen a los bloques de la mesa y del portapesas en caso el martillo descienda sin que la pieza de trabajo haya sido colocada. En caso ocurriera el impacto, el portapesas fallaría por resistencia ya que no dimensionado para soportar dichas cargas dinámicas.

El sistema consiste de absorbedores que se deforman mientras la velocidad del portapesas se reduce a cero. (Parker Industrial Shock absorbers, 2007)



.Figura 3.41. Amortiguadores a ambos lados del arreglo de transductores de fuerza.

Se evaluó varias alternativas de desaceleradores lineales.

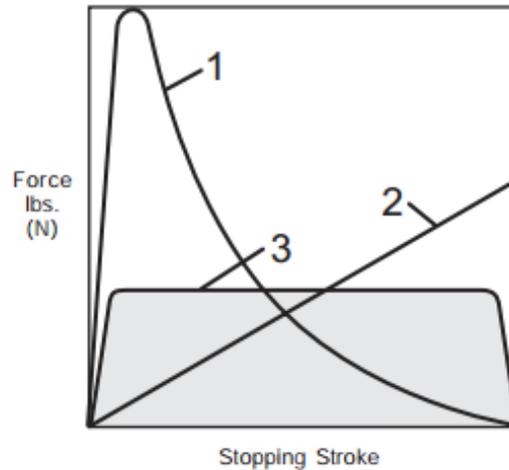


Figura 3.42. Comparación entre los desaceleradores lineales: Fuerza vs carrera de parada.

La curva 1 le pertenece a los amortiguadores neumáticos que cuentan con un orificio que estrangula el aire mientras escapa de la cámara. En el instante que el tope entra en contacto con la carga con el amortiguador, la fuerza de frenado es muy alta, pero luego disminuye.

La curva 2 le pertenece a los amortiguadores de caucho, en el cual la fuerza depende de la deformación. La curva fuerza deformación se caracteriza por la dependencia lineal entre la fuerza y deformación. La resistencia del material no debe superar los 6 MPa cuando esta comprimido. La limitación de esta tecnología es que se requiere mucha área superficial bajo carga.

La curva 3 le pertenece a los absorbedores industriales de impacto. Esta tecnología elimina los picos de fuerza durante el frenado y reduce el tiempo de frenado. Se caracteriza por disipar la energía del impacto en forma de calor. El sistema de absorción consiste de una cámara hidráulica y otra neumática. La energía cinética se transforma en calor.

A continuación se detalla la selección del absorbedor de impacto.

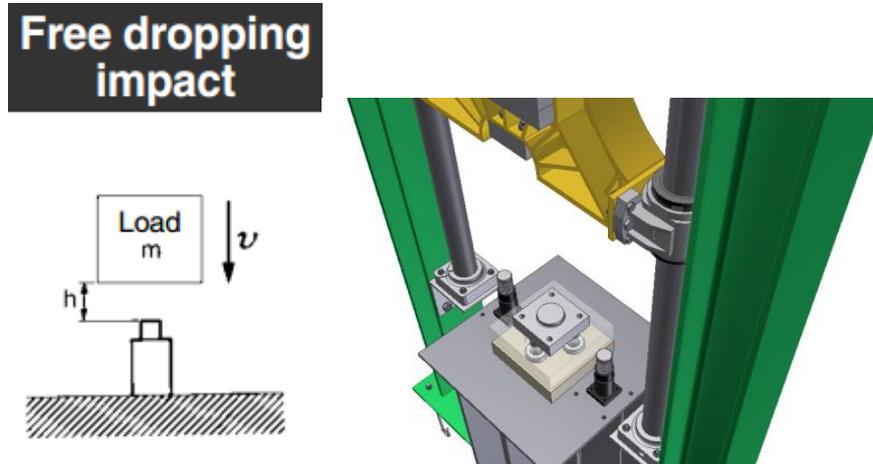


Figura 3.43. Tope bajo la acción de una carga de impacto por caída libre.

La energía que tiene que absorber el tope es igual a:

$$E_t = E_{cinetica-final} = E_{potencial-inicial}$$

$$E_t = m \cdot g \cdot (h + s)$$

La carrera de frenado del vástago del absorbedor “s” es igual a 20 mm y la carrera libre del martillo “h” es igual a 1800 mm.

$$E_t = 757 \text{ N.m}$$

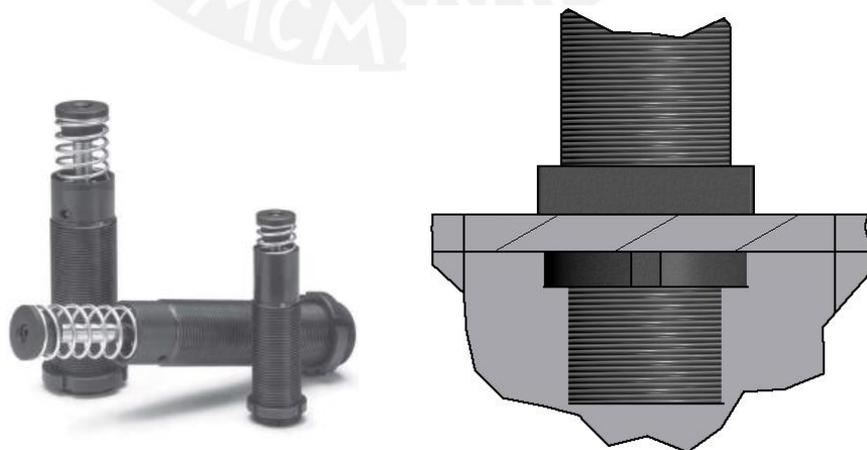


Figura 3.44. Absorbedor de choques industrial. MC 4550-1. Parker.

El cuerpo del absorbedor es roscado y la fijación a la mesa de trabajo es mediante tuercas. El rango de velocidades de impacto recomendado está comprendido entre los 0,15 y 5 m/s.

Un amortiguador tiene la capacidad de absorber 678 Nm por ciclo. El equipo cuenta con dos amortiguadores, juntos superan los 758 Nm que se requiere en el equipo.

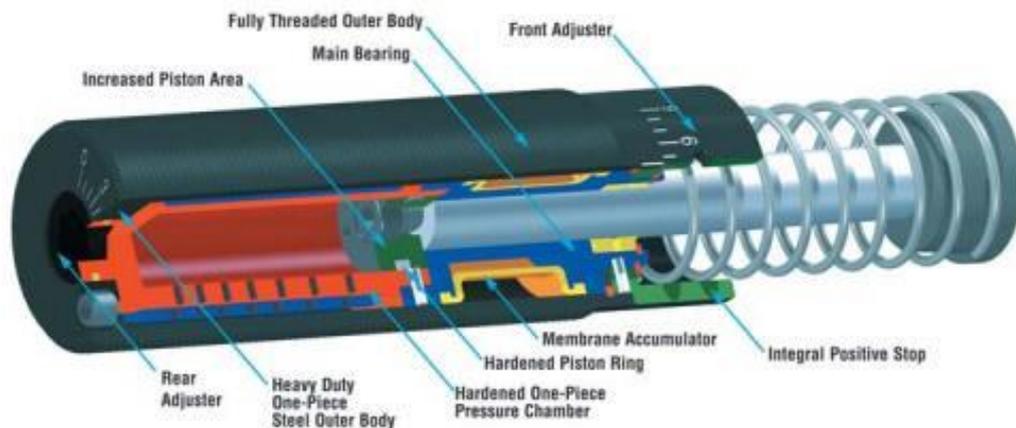


Figura 3.45. Absorbedor de choques industrial. MC 4550-1. Parker.

CAPÍTULO 4

ESTIMADO DEL COSTO

En el presente capítulo se detalla la información sobre los costos relacionados con la fabricación del equipo. Se están considerando los costos de materiales, los costos de horarios de mano de obra y la duración de las tareas. Las piezas estandarizadas como lo son los rodamientos de bolas lineales están indicadas con las referencias de los proveedores locales.

Costo de los materiales

Cabe resaltar que los sensores no se encuentran disponibles en el mercado nacional. Sin embargo, ello no es impedimento para su adquisición, tan solo se tendrá que adicionar los costos de envío.

Tabla 4.1. Costos de los materiales

Descripción	Cantidad (u)	Precio unitario (S./u)	Costo total (S./)
Rodamiento lineal de bolas	4	100	400
Guías redondas	2	800	1600
Cable de acero con fibra flexible 1/8"	3 metros	3	9
Acelerómetro piezoeléctrico	1	600	600

Transductor de fuerza	3	500	1500
Motor lineal	1200	1200	1200
Motor y reductor	4000	4000	4000
Pernos de anclaje J	8	15	120
Bloques de cimentación 2000kg	1 bloque	1000	1000
Perfil I IPB 140 St. 37	7 metros	100	700
Plancha St -37 de 10 mm 4'x8'	1	650	650
Plancha St-37 de 6 mm 4'x8'	1	400	400
Total			12179

Fabricación del portapesas

Las planchas de 10 y 6 mm son la materia prima para la fabricación del portapesas.

Tabla 4.2. Costos de fabricación del portapesas

Servicio	Costo horario (S/. / hora)	Cantidad (horas)	Costo total (S/.)
Costo de soldeo de planchas.	70	20	1400
Costo de corte de la planchas. (60 planchas)	120	10	1200
Costo por doblado y rolado de planchas (4 planchas)	60	2	120
Total			2720

- En el costo total de soldeo se incluye el costo del material de aporte, el costo por uso de las máquinas, el costo de preparación de las juntas y el costo de la mano de obra para el soldeo.
- En los costos totales de corte, doblado y rolado de las planchas se considera el costo por preparación de los equipos, el costo del uso de los equipos y el costo de la mano de obra.

Costo de recubrimiento y ensamble

Se estima que se requiere otros 900 Nuevos soles más para la fabricación de la estructura, 1000 Nuevos soles para la aplicación de un recubrimiento anticorrosivo a los elementos fabricados, 600 Nuevos soles para el ensamble de todo el equipo incluyendo los costos de equipos de carga y mano de obra.

El costo aproximado del equipo será **17400 Nuevos soles**.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

1. Se diseñó un martinete de laboratorio universitario con máxima energía de impacto por golpe igual a 750 J que permite regular la carrera y masa del martillo. De esta forma, se pueden obtener distintas combinaciones de masa y carrera según se requiera. La regulación de la altura es continua, mientras la regulación de la masa es escalonada según la masa de las pesas que se adicionen al martillo.

El equipo tiene un costo aproximado de 17400 Nuevos Soles.

Dada la importancia de la seguridad durante la operación del equipo, el martinete permite liberar el martillo a distancia mediante el accionamiento de un actuador eléctrico.

La estructura del equipo ha sido pensada en facilitar la manipulación de las partes durante el montaje. En ese sentido, las uniones atornilladas permiten ubicar más rápidamente las piezas durante el montaje.

2. Uno de los sistemas más importantes del equipo es el sistema de elevación, se optó por usar un motor eléctrico DC para elevar el martillo por las facilidades que ofrece en el control de la velocidad a distintas cargas y el cambio del sentido de giro.

Adicionalmente, se puede adicionar sensores al sistema de control del motor para optimizar la seguridad durante la operación.

3. La mayoría de piezas que han sido seleccionadas son estandarizadas y optimizadas. En el caso de los rodamientos lineales con guías redondas de acero se evalúa una alternativa que permite estimar la vida útil del rodamiento en términos de carreras recorridas (u horas de servicio) y de esa forma es posible prever los costos de mantenimiento. Por otro lado, las piezas que requieren ser fabricadas cuentan con una simplicidad en geometría y de

montaje que permite que sean manufacturadas sin la necesidad de requerir de un servicio de manufactura ni muy complejo ni de tecnología costosa.

4. Aunque inicialmente se consideró utilizar un servomotor síncrono, durante la selección de los motores se encontró una limitación a su uso. Los servomotores no pueden mantener cargas suspendidas como la masa del martinete. Trabajar de esta manera implica que el motor trabaje como freno para mantener suspendida la carga y ello produce el calentamiento del motor. Si se deseara utilizar un servomotor se debería sobredimensionar el motor o contar un sistema de freno auxiliar al eje del motor.
5. Cuando se verificó analíticamente la rigidez de las guías, se encontró una deformación máxima de 3,8 milímetros al medio de la guía. El cálculo es conservador al considerar que los apoyos de la guía se comportan como articulados y permiten desalineamientos. En realidad las deflexiones en la guía son menores; los apoyos de la guía están sujetos con uniones atornilladas de tal manera que aumentan la rigidez del sistema guía.

Mediante la verificación del portapesas por métodos finitos se encontró los máximos esfuerzos en los agujeros de la sección media inferior del portapesas iguales a 200 N/mm^2 . El acero seleccionado St 37 tiene una resistencia de 240 N/mm^2 y cumple con la sollicitación.

El bloque de impacto, que se ubica en la parte inferior del sistema martillo y soporta esfuerzos no uniformemente distribuidos durante la deformación, es de acero austenítico resistente al impacto X120Mn12 y soporta hasta 800 N/mm^2 a la fluencia.

6. Si bien se esperaría que las cargas resultantes en los elementos sean mayores para velocidades mayores y la misma energía, se tiene conocimiento de experiencias de otros autores a través de gráficas que en el rango de velocidades de deformación menores a 100 s^{-1} , las variaciones en los esfuerzos y cargas producidas no son significativas. Esta característica puede ser aprovechada para este tipo de conformado.

7. Un aspecto relevante de las relaciones empíricas utilizadas para determinar los esfuerzos durante el conformado es que indican que el grado de deformación es más importante que la velocidad de deformación. Ello quiere decir que la carrera del martillo, la cual determina la velocidad de deformación, no es tan relevante como lo es la energía para el conformado.

Recomendaciones

1. Se puede mejorar la estimación de la potencia del motor del sistema de elevación, ya que inicialmente no se ha considerado las pérdidas de potencia en los distintos elementos de transmisión.
2. El mecanismo de liberación de la carga debe ser ensayado y mejorado. La geometría del gancho es un factor importante en el aspecto de la seguridad del equipo.
3. Se recomienda la incorporación de una malla alrededor de la mesa de trabajo para asegurar que la pieza golpeada no lastimará a los observadores.
4. Se recomienda el desarrollo de un sistema de adquisición de datos para la recopilación de los datos registrados durante el impacto.



Bibliografía

1. Altan T., “**Cold and Hot Forging: Fundamentals and Applications**”, Volumen. ASM International, 2005. pp. 215-216
2. Datsko, J. “**Material properties and manufacturing process**”. New York 1996.
3. Datsko, J. “**Material selection for design and manufacturing**”. New York, 1997. USA
4. El-Magd, E.: “**Mechanical properties at high strain rates**” Colloque C8, supplement au Journal de Physique III, Volume 4, septembre 1994. Aachen Technical University.
5. Larrodé, E. “**Grúas**” Reverte, 1996. pp. 161 – 171.
6. Manual de Dibujo Mecánico 1. Lima: PUCP, 2006.
7. Metz R. “**Impact and drop testing with ICP Force sensors**” Sound and vibration. New York, 2007.
8. Nonnast, R. “El proyectista de estructuras metálicas”. Volumen 1. Madrid: Paraninfo, 1993.
9. Norton, M. P. “**Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers**” Cambridge: Cambridge University Press, 2003.
10. Pahl, Gerard. Engineering Design: a systematic approach. 3rd Edition. London: Springer, 2007.
11. Parker. “**Industrial Shock Absorbers**”. Febrero, 2007. USA.
12. Schigley, J. , Mischke C. “**Standart Handbook of Machine Design**” McGraw Hill. Tercera Edicion (1 de Julio del 2014)
13. Schuler GmbH. “**Metal forming handbook**” Berlín: Springer, 1998
14. Schey, John A. “**Procesos de manufactura**” México: McGraw-Hill, 2002
15. SKF. “**Linear bearings and units: Technical handbook**”. Octubre, 2011. Sweden.
16. Smith, W. “**Fundamentos de la ciencia e ingeniería de los materiales**” Tercera edición. Mc Graw-Hill, Inc.1998 Madrid España pp 195 – 243

17. Subramanian, T. L. and Altan T. “**A Practical Method for Estimating Forging Loads with the Use of a Programmable Calculator**” *Journal of Applied Metal Working*. Nro 2. Enero 1980 pág. 60-68 Volumen 1 Número 2 1980 American Society for Materials.
18. Tlustý, Jiri. “**Manufacturing process and equipment**”
Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 2000
19. Tschätsch, Heinz. “**Metal forming practise**”
Berlín: Springer, 2006
20. Rodríguez, J. “**Resistencia de materiales 2**”
Lima: Editorial PUCP. 2011

Enlaces web visitados

- FIA: Forging Industry Association - www.forging.org
- Schuler - <http://www.schulergroup.com/>