

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**PONTIFICIA  
UNIVERSIDAD  
CATÓLICA  
DEL PERÚ**

**DISEÑO MECÁNICO DE UN GRIPPER PARA BRAZO  
ROBOT PARA EL PALETIZADO DE CAJAS DE 20KG Y  
PALLETS DE 25KG**

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

**JULIO CESAR RONCAL JAICO**

**ASESOR: Víctor Girón**

**Lima, octubre del 2015**



## RESUMEN

La presente tesis comprende el diseño mecánico de un gripper (garra o manipulador) para brazo robot para el paletizado de cajas de 20kg y pallets de 25kg. La función principal del gripper es sujetar y descargar pallets y cajas por separado. La función del conjunto es transportar un pallet proveniente de un conjunto de pallets apilados hacia la zona de paletizado. Después, transportar cajas de una en una, provenientes de una faja transportadora, hacia la zona de paletizado. En esta zona, se descargan las cajas sobre el pallet formando un arreglo.

El diseño óptimo fue el resultado de un proceso de selección dentro de las alternativas de solución planteadas, las cuales, se evaluaron tanto técnica como económicamente hasta llegar a la mejor opción que cumpla con las exigencias de diseño. La metodología utilizada en el presente diseño está basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI 2221).

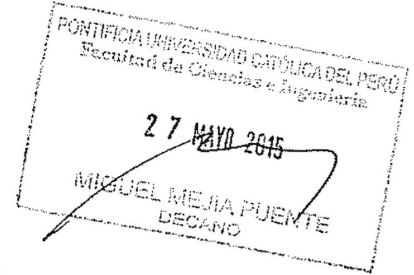
Posteriormente, se calculan, dimensionan y seleccionan los elementos principales que permitan al gripper la sujeción de cajas y de pallets. Dentro del cálculo, se experimentó en el laboratorio de manufactura de la PUCP, la deformación que sufre la caja al aplicarle la fuerza de sujeción, concluyéndose así que la caja no sufre daños en la manipulación.

Además, se presentan los planos de ensamble y despiece del gripper así como los materiales necesarios para su construcción. Finalmente, se presenta la cotización para la fabricación de este, obteniéndose un costo aproximado de S/.12 279,6 Nuevos Soles, costo que podría disminuir optimizando formas constructivas y materiales utilizados.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	DISEÑO MECANICO DE UN GRIPPER PARA BRAZO ROBOT PARA EL PALETIZADO DE CAJAS DE 20 kg Y PALLETS DE 25 kg
ÁREA	Producción # 5 2
PROPUESTO POR	Ing. Víctor Girón
ASESOR	Ing. Víctor Girón
TESISTA	Julio Roncal Jaico
CÓDIGO	20099039
FECHA	22 de mayo del 2015



**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

Los brazos robots tienen cada vez más aplicaciones en la industria ya que permiten simplificar la automatización de procesos en los casos donde se requiere flexibilidad para adaptarse a cambios en las tareas a realizar, ya sea por cambio en secuencias de trabajo o en tamaños de objetos a manipular.

Para que un brazo robótico pueda interactuar con los objetos se necesita un gripper (garra de sujeción), que es un manipulador que toma los objetos para su manipulación y traslado. Debido a la variación de tamaños y formas de los objetos a cargar se requiere diseñar los grippers para los casos particulares.

Una aplicación de los robots es la de paletización de cajas. Un brazo robótico puede tomar un pallet de un conjunto de pallets vacíos y colocarlo en un lugar específico, luego tomar cajas provenientes de las líneas de empaquetado y colocarlas en un arreglo sobre el pallet.

Se encarga en el presente trabajo la realización del diseño mecánico de un gripper para brazo robot para el paletizado de cajas de 20kg y pallets de 25kg.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO MECANICO DE UN GRIPPER PARA BRAZO ROBOT  
PARA EL PALETIZADO DE CAJAS DE 20kg Y PALLETS DE 25kg**

Introducción

1. Estado de la tecnología.
2. Diseño preliminar.
3. Diseño de detalle.
4. Costos de fabricación.

Planos de ensamble y despiece.

Observaciones y Recomendaciones.

Conclusiones.

Bibliografía.

Anexos.

*Máximo: 100 páginas*

Ing. (nombre y apellidos)  
Asesor



A Dios.

A mis padres Julio y Evelina por su amor y sacrificio para lograr este objetivo.

A mi hermano Juan Pablo por su gran amistad.

A mi abuelita Lily por sus bendiciones y buenos deseos.

A mis tíos Marco y Vicente por su gran apoyo y servirnos de ejemplo.

A mi tía Rosa Elena por sus consejos y su inmenso cariño.

A Mateo, Teresa, Marquito, Sebastián y Mía con el deseo de servirles de ejemplo.

## INDICE DE CONTENIDO

RESUMEN.....	i
APROBACIÓN DEL TEMARIO DE TESIS.....	ii
DEDICATORIA .....	iv
INDICE DE FIGURAS.....	vii
INDICE DE TABLAS .....	x
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1.....	2
ESTADO DE LA TECNOLOGÍA.....	2
1.1. Paletizado.....	2
1.1.1. Tipos de Pallet.....	3
1.1.2. Dimensiones de los pallet.....	4
1.2. Brazos robóticos para paletizado .....	4
1.3. Grippers o manipuladores .....	6
1.3.1. Tipos de sujeción.....	6
1.3.2. Tipos de accionamiento.....	9
1.3.3. Tipos de fuentes de energía.....	12
CAPÍTULO 2.....	15
DISEÑO CONCEPTUAL PRELIMINAR .....	15
2.1. Sistema con paletizado manual .....	15
2.1.1. Componentes del sistema de paletizado.....	16
2.2. Sistema propuesto de trabajo .....	18
2.3. Concepto de diseño .....	21
2.3.1. Lista de exigencias .....	22
2.3.2. Proceso de abstracción .....	24
2.3.3. Secuencia de operaciones.....	25
2.3.4. Estructura de funciones .....	27
2.3.5. Matriz morfológica.....	28
2.3.6. Evaluación de los conceptos de solución .....	30
CAPITULO 3.....	36
DISEÑO DE DETALLE.....	36
3.1. Esquema general de funcionamiento.....	36

3.2.	Sistema de accionamiento para coger pallets .....	37
3.2.1.	Esquema de sujeción de pallets .....	37
3.2.2.	Cálculo de garras superiores para pallets .....	38
3.2.3.	Cálculo y selección del actuador neumático .....	44
3.2.4.	Cálculo del sistema cremallera y engranajes.....	48
3.2.5.	Cálculo y selección de la guía deslizante circular .....	50
3.2.6.	Cálculo del eje para engranajes y soporte .....	52
3.2.7.	Cálculo de chavetas.....	56
3.3.	Sistema de accionamiento para coger cajas .....	58
3.3.1.	Esquema de sujeción de cajas .....	58
3.3.2.	Cálculo de garras inferiores para cajas.....	59
3.3.3.	Ensayo de fuerza máxima de compresión de la caja .....	68
3.3.4.	Cálculo y selección del actuador neumático .....	70
3.3.5.	Cálculo y selección de la guía deslizante .....	72
3.3.6.	Cálculo de pieza guía .....	74
3.3.7.	Cálculo de piezas de unión.....	77
3.3.8.	Cálculo de tornillos .....	81
3.4.	Estructura de soporte.....	83
3.5.	Sistema neumático .....	86
3.6.	Tiempos de operación .....	87
	CAPÍTULO 4 .....	89
	COSTOS DE FABRICACIÓN .....	89
4.1.	Costos de diseño.....	89
4.2.	Costos de elementos normalizados .....	90
4.3.	Costos de elementos estructurales.....	91
4.4.	Costos de maquinado y ensamble .....	91
4.5.	Costo total .....	92
	PLANOS DE ENSAMBLE Y DESPIECE.....	93
	CONCLUSIONES .....	94
	OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES .....	96
	BIBLIOGRAFÍA .....	97



## INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Dimensiones pallet 1000x1200 .....	4
Figura 2: Robot industrial KR 30-3 .....	6
Figura 3: Ventosa para sujeción.....	7
Figura 4: Pinza angular de dos garras para piezas pequeñas.....	7
Figura 5: Pinza paralela de dos garras.....	8
Figura 6: Pinza universal central de tres garras.....	8
Figura 7: Circuito de vacío básico .....	9
Figura 8: Pinza universal central de tres garras.....	10
Figura 9: Pinza angular impulsada por piñón cremallera.....	11
Figura 10: Sección de la pinza paralela de dos garras carrera larga.....	11
Figura 11: Pinza de palanca reciproca .....	12
Figura 12: Circuito neumático de fuerza.....	13
Figura 13: Circuito hidráulico de fuerza .....	14
Figura 14: Sistema actual de trabajo .....	16
Figura 15: Maquina encajadora automática “Wrap around”- EarFlap War150.....	17
Figura 16: Caja de 48 latas.....	17
Figura 17: Tarro de 0.41kg.....	18
Figura 18: Arreglo de cajas en pallet .....	18
Figura 19: Sistema propuesto de trabajo.....	19
Figura 20: Elevación del sistema propuesto de trabajo.....	20
Figura 21: Robot industrial KR 40 PA.....	20
Figura 22: Estructura de funciones principal .....	27
Figura 23: Solución 1 .....	30
Figura 24: Solución 2.....	31
Figura 25: Solución 3.....	32
Figura 26: Solución 4.....	33
Figura 27: Vista general del gripper.....	37
Figura 28: Sujeción de pallets.....	38
Figura 29: Vista de las garras para pallet .....	38
Figura 30: Vista de las garras para pallet .....	39
Figura 31: DCL de las garra con pallet .....	41
Figura 32: Momento flector en la sección.....	41

Figura 33: Sección para analizar deformaciones.....	42
Figura 34: Deformaciones de las garras para pallet.....	43
Figura 35: DCL de las garra con pallet.....	44
Figura 36: Esquema del sistema superior.....	45
Figura 37: DCL de la fuerza de contacto.....	45
Figura 38: Montaje del actuador.....	47
Figura 39: Engranajes con cremallera.....	48
Figura 40: Esquema de guías circulares.....	50
Figura 41: Esquema del cilindro LM de casquillo lineal.....	51
Figura 42: Eje y elementos en contacto.....	53
Figura 43: DCL del eje.....	53
Figura 44: Diagrama de fuerza cortante resultante.....	54
Figura 45: Diagrama de momento flector resultante.....	54
Figura 46: Diagrama de momento torsor.....	54
Figura 47: Chaveta y elementos en contacto.....	57
Figura 48: Sujeción de cajas.....	59
Figura 49: Garras para caja.....	59
Figura 50: DCL de la caja con las garras.....	60
Figura 51: DCL de las garra con caja.....	61
Figura 52: Momento flector en la sección.....	61
Figura 53: Momento flector en la sección.....	62
Figura 54: Momento flector en la sección.....	62
Figura 55: Deformación de la garra.....	64
Figura 56: DCL de la garra.....	64
Figura 57: Diagrama fuerza cortante.....	65
Figura 58: Diagrama momento flector.....	65
Figura 59: Cordones de soldadura.....	67
Figura 60: Ensayo para obtener deformación.....	69
Figura 61: DCL del sistema de correderas.....	70
Figura 62: Montaje del actuador neumático.....	72
Figura 63: Conjunto de precisión lineal.....	72
Figura 64: Conjunto de precisión lineal.....	73
Figura 65: Pieza guía.....	74
Figura 66: Fuerzas sobre pieza guía.....	75

Figura 67: Diagrama de fuerza cortante.....	75
Figura 68: Diagrama de momento flector.....	75
Figura 69: Cordones de soldadura.....	76
Figura 70: Piezas de unión.....	78
Figura 71: Fuerzas sobre pieza de unión.....	78
Figura 72: Parte central de la pieza de unión.....	78
Figura 73: Diagrama de momento flector.....	79
Figura 74: Cordones de soldadura.....	80
Figura 75: Tornillos de las garras.....	81
Figura 76: Tipo de unión UTT.....	82
Figura 77: Estructura del gripper.....	83
Figura 78: Vista de la soldadura de la estructura.....	84
Figura 79: Fuerza sobre los flejes.....	85
Figura 80: Esquema neumático.....	86
Figura 81: Diagrama eléctrico de control.....	87
Figura 82: Diagrama eléctrico de potencia.....	87

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Soluciones preliminares .....	30
Tabla 2: Evaluación de los conceptos de solución- Valor técnico .....	34
Tabla 3: Evaluación de los conceptos de solución- Valor económico .....	34
Tabla 4: Diagrama de evaluación técnico-económico según VDI 2225 .....	35
Tabla 5: Guías deslizantes circulares .....	52
Tabla 6: Chavetas seleccionadas .....	58
Tabla 8: Resultados ensayos para caja vacía.....	69
Tabla 9: Características de la guía deslizante.....	74
Tabla 10: Costos de diseño .....	90
Tabla 10: Costos de elementos normalizados .....	90
Tabla 11: Costos de elementos estructurales.....	91
Tabla 12: Costos de maquinado y ensamble .....	92
Tabla 13: Costo total .....	92
Tabla 14: Lista de planos .....	93

## INTRODUCCIÓN

Se tiene el caso de una mediana empresa que produce tarros de leche y los comercializa en cajas. Esta empresa tiene una línea de encajado, la cual entrega los productos terminados en presentaciones de cajas de 20kg, los cuales se transportan por una faja hacia una mesa. Después, los operarios apilan manualmente dichas cajas sobre un pallet de 25kg formando un arreglo.

Una opción para aumentar la productividad, es automatizar el proceso de paletizado de cajas. Un robot industrial puede ser utilizado para realizar esta tarea permitiendo una disminución de tiempos, aumento de la producción, disminución de accidentes de los operarios por excesiva carga, disminución de operarios y menos pérdidas por golpes al producto por mala manipulación. De acuerdo al flujo de producto, espacio disponible y a la versatilidad de objetos a cargar, la mejor opción es un brazo robótico, el cual puede tomar un pallet de un conjunto de pallets vacíos y colocarlo en un lugar específico, luego tomar las cajas de la bandeja de la faja y colocarlas en un arreglo sobre el pallet.

Para que el brazo robótico pueda interactuar con los objetos se necesita un gripper (garra de sujeción), que es un manipulador que puede tomar los pallets y cajas para realizar su traslado. El brazo robot se adquiere en el mercado seleccionándolo con la carga básicamente, pero el gripper requiere un diseño mecánico. Debido a la variación de formas, tamaños y pesos de los objetos a cargar (pallet y cajas) el gripper no puede ser genérico y se requiere de un diseño de éste.

## CAPÍTULO 1

### ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

#### 1.1. Paletizado

Del Manual de logística de paletización se tiene el siguiente concepto sobre el paletizado: paletizar es agrupar sobre una superficie (pallet, tarima, pallet) una cierta cantidad de objetos que en forma individual son poco manejables, pesados y/o voluminosos; o bien objetos fáciles de desplazar pero numerosos, cuya manipulación y transporte requerirían de mucho tiempo y trabajo; con la finalidad de conformar una unidad de manejo que pueda ser transportada y almacenada con el mínimo esfuerzo y en una sola operación y en un tiempo muy corto.

Una de las operaciones más repetitivas en la cadena de distribución es la manipulación física de mercaderías. Siempre, antes y después de un almacenamiento y de un transporte, por corto que este sea, existe una manipulación. La forma más lógica de reducir este costo es mecanizar las operaciones. Bajo estas condiciones, la mejor forma de reducir la manipulación es lograr mover de una sola vez el mayor número de cajas o productos en general. Esta es la razón de porque paletizar, ya que se logra una unidad de carga superior.

### 1.1.1. Tipos de Pallet

Según la guía de ENVASES Y EMBALAJES del Ministerio de Comercio Exterior y Turismo del Perú los tipos son los siguientes:

#### TIPO 1

Son de una sola cara y no reversibles, son las más económicas. Se les denomina de dos entradas porque permiten el uso de montacargas solo por dos lados. La base es de tablas de cuartones.

#### TIPO 2

Son de dos caras y no reversibles, son las más utilizadas para usos generales. Su base es de tacos o cuartones. El espacio inferior libre para manipuleo y carga es arreglado para utilizar montacargas motorizado o manual. Pueden ser fabricadas de más de 2 entradas. Este es el tipo de pallet se utiliza en el desarrollo del trabajo, se trabaja con 4 entradas.

#### TIPO 3

Son de dos caras y tienen base de tacos o cuartones. Tienen tablas arriba y abajo que los hace reversibles y puede ponerse carga en ambas caras. Pueden ser fabricadas de 2 o 4 entradas.

#### TIPO 4

Son de doble cara, no reversible y con tablas superiores con un reborde o pestaña. Las tablas de abajo están en línea con los cuartones o tacos, ya sea de 4 o 2 entradas respectivamente. Las tablas de los extremos de abajo tienen chaflán para facilitar la entrada del montacargas.

#### TIPO 5

Son de doble cara, doble reborde o pestaña y no reversibles. Son de 2 entradas con base de cuartones, también llevan chaflan en las tablas extremas de abajo.

### 1.1.2. Dimensiones de los pallet

Del manual “Paletización y Contenedores”, se muestra que el pallet más utilizado es de 1 x 1.2 m donde la primera es la longitud la segunda es la profundidad. Del mismo manual, se presentan los pallets más utilizados en el mercado:

800x1200. Estiba europea

Es más utilizado en Europa, destinada principalmente al transporte por vagones a suministros de grandes superficies, que exigen que la unidad paletizada sea lo más pequeña posible.

1000x1200

Es el estándar a nivel internacional. Destinado principalmente a transporte por camión. Es más estable y permite alturas mayores de paletizado. Generalmente de madera. Se utiliza este tipo de pallet debido al tamaño y que permite mayores alturas. El pallet es de tipo 2 con cuatro entradas, tiene por dimensiones generales 1200 x 1000 x 161mm, tendrá cuatro entradas, pesará 25kg y tendrá una carga máxima de 1200 kg. A continuación se muestran sus dimensiones:

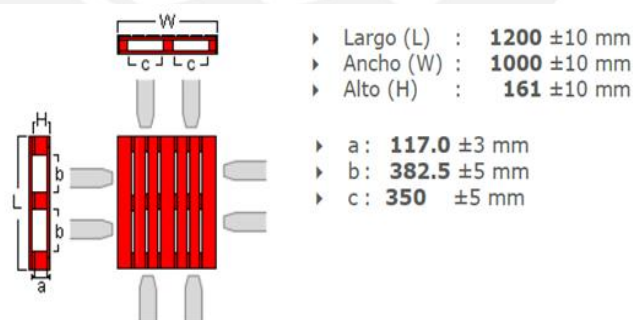


Figura 1: Dimensiones pallet 1000x1200

Fuente: [http://www.lpr.eu/UploadBestanden/LPR\\_Especificaciones\\_del\\_producto\\_1200x1000-2.pdf](http://www.lpr.eu/UploadBestanden/LPR_Especificaciones_del_producto_1200x1000-2.pdf)

Consulta: Octubre 2014

### 1.2. Brazos robóticos para paletizado

Para el caso de paletizado, la maquinaria depende del nivel de producción:



**Alta Producción:** Para alta producción se utilizan sistemas automatizados que comprenden la recepción de material, el paletizado, compactar el conjunto pallet con material con plástico y el despacho. Estos sistemas se centran en producto específico a grandes flujos que pueden llegar hasta 4500 cajas/ hora por ejemplo.

**Media Producción:** Para media producción se puede usar un brazo robot debido a que es versátil y puede paletizar más de un tipo de productos, también si el espacio es reducido es una buena opción. Se usa en aquellas aplicaciones donde se requiere que el robot reciba sacos de diferentes líneas a la vez y tenga un amplio rango de giro y movimiento. Estos brazos pueden paletizar hasta 1600 cajas/ hora por ejemplo.

**Baja producción:** En este caso se puede usar también un brazo robot debido al flujo no tan elevado y al espacio. Cuando se tiene un mínimo espacio es recomendable un paletizador tipo pórtico o por grapa. Los productos llegan a la base del pórtico por medio de una faja transportadora y este, con un gripper o grapa de sujeción, los coge en línea y los transporta al pallet. Por ejemplo de 300 a 1200 sacos/ hora. Es un equipo muy rígido.

Para la selección de un brazo robótico se requiere el peso de la carga a paletizar. Se podría separar el peso de la siguiente manera:

- Pequeños robots ( menos de 5kg)
- Robots industriales:
  - Carga ligera (5kg a 16 kg)
  - Carga mediana (30kg a 90kg)
  - Carga pesada (90kg a 300kg)
  - Carga muy pesada (300kg a 1300kg)

En la siguiente figura se observa un brazo robot para carga mediana.

ductos | Robots industriales | Carga mediana | KR 30-3



Figura 2: Robot industrial KR 30-3

Fuente: <http://www.kuka-robotics.com/en/products/>

Consulta: Octubre 2014

### 1.3. Grippers o manipuladores

#### 1.3.1. Tipos de sujeción

##### **Sujeción por ventosa**

Este tipo de sujeción funciona con un generador de vacío. La ventosa es la superficie en contacto con el objeto a trasladar. Cuando la presión atmosférica es más alta que la presión entre la ventosa y la superficie de trabajo, la presión de aire ambiental presiona la ventosa contra la superficie de trabajo. La diferencia de presión es alcanzada por la conexión de la ventosa al generador de vacío, el cual evacua el aire del espacio entre la ventosa y el área de trabajo. Cuando la ventosa está en contacto con la superficie de trabajo, el aire no puede ingresar por los lados y se genera el vacío. La fuerza de agarre de las ventosas incrementa proporcionalmente con la diferencia entre la presión ambiental y la presión dentro de la ventosa. Los materiales más usados para ventosas son: Silicona, caucho de nitrilo, caucho fluorado, caucho natural, PVC, entre otros. En la siguiente figura se tiene la ventosa por sujeción.

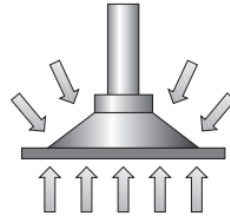


Figura 3: Ventosa para sujeción

Fuente: <http://www.esperia.es/modulos/usuariosFtp/conexion/archi363A.pdf>

Consulta: Octubre 2014

### Sujeción por pinza de desplazamiento angular

Las mordazas son pivoteadas desde un extremo y con movimiento sincronizado y autocentrante. Este movimiento es angular y va desde el ángulo de inicio hasta el ángulo en que se tiene contacto con la pieza y se produce la sujeción. Se usan cuando es necesario que el cuerpo de la pinza este lejos de la zona de apriete. En la figura se observa una pinza angular, se aprecia que el movimiento del cilindro, sube el accionador de la parte superior. Esto transforma el movimiento vertical del cilindro en movimiento angular de las mordazas.

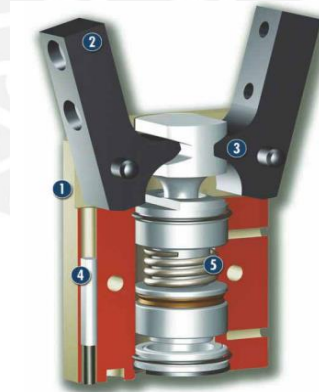


Figura 4: Pinza angular de dos garras para piezas pequeñas

Fuente: [http://www.schunk.com/schunk\\_files/attachments/catalog\\_GrippingModules\\_0806\\_Part2\\_418-831\\_ES.pdf](http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/catalog_GrippingModules_0806_Part2_418-831_ES.pdf)

Consulta: Octubre 2014

### Sujeción por pinza de desplazamiento lineal

Este sistema de sujeción se da tanto para dos como para tres garras. Las garras se conectan a las mordazas, las cuales son mayormente de acero, acero templado, pero

también hay de aleaciones de acero. Es versátil y es compatible con los diferentes tipos de accionamiento. Es el gripper más común pues su movimiento es sincronizado y autocentrante. En la figura se aprecia una pinza paralela de dos garras para piezas pequeñas, la cual cuenta con dos garras de acero que se trasladan linealmente.



Figura 5: Pinza paralela de dos garras

Fuente: [http://www.schunk.com/schunk\\_files/attachments/catalog\\_GrippingModules\\_0806\\_Part1\\_001-417\\_ES.pdf](http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/catalog_GrippingModules_0806_Part1_001-417_ES.pdf)

Consulta: Octubre 2014

### **Pinza de más de 2 garras**

Es similar a la pinza de desplazamiento lineal, pero en este caso se cuentan con tres o cuatro garras de sujeción que tienen movimiento sincronizado. En la siguiente figura una pinza de tres garras la cual es accionada mediante el principio de gancho de cuña.



Figura 6: Pinza universal central de tres garras

Fuente: [http://www.schunk.com/schunk\\_files/attachments/catalog\\_GrippingModules\\_0806\\_Part2\\_418-831\\_ES.pdf](http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/catalog_GrippingModules_0806_Part2_418-831_ES.pdf)

Consulta: Octubre 2014

### 1.3.2. Tipos de accionamiento

#### Principio de generación de presión de vacío

Se refiere a vacío a la presión de aire que está por debajo de la presión atmosférica normal. Para sujeción por vacío, relativamente valores bajos son suficientes. Las válvulas de vacío están en el rango entre 1 mbar y la presión atmosférica (1013 mbar).

Este mecanismo genera una presión de vacío, lo cual origina una fuerza de retención al hacer contacto con el objeto a manipular. La magnitud de esta fuerza depende de la variación de presión. En la siguiente figura, podemos apreciar el circuito de vacío básico.

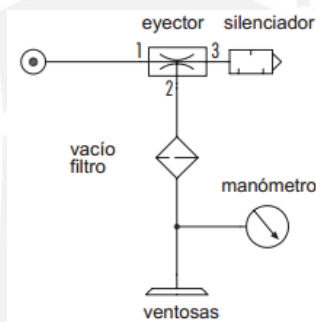


Figura 7: Circuito de vacío básico

Fuente: <http://www.esperia.es/modulos/usuariosFtp/conexion/archi363A.pdf>

Consulta: Octubre 2014

Ventajas y desventajas:

- No es complejo
- Fácil de instalar
- No tiene gran cantidad de componentes, fácil mantenimiento
- No es autocentrante
- El agarre depende de la superficie en contacto con el prensor

#### Principio de gancho de cuña cinemático

Este principio, se basa en un soporte y una cuña. Cuando se da una fuerza hacia la cuña esta tiende a desplazar el soporte o viceversa, produciendo movimiento debido a las superficies planas opuestas en contacto. Para el caso de los grippers, el sistema consta de un cilindro, impulsado neumáticamente, el cual es vertical y está sujeto en la parte

superior a un gancho de cuña. Este gancho está en contacto con dos o tres mordazas (según el número de garras de la pinza). La superficie de contacto son dos planos inclinados opuestos, los cuales transforman el movimiento vertical del cilindro en movimiento horizontal de las garras.

En la siguiente figura se puede observar el sistema para un gripper universal de tres garras. Se aprecia en 1, las tres mordazas que se adaptaran con los dedos prensores. En 2 se aprecia el sistema cinemático, el principio de gancho de cuña. El cilindro 4, impulsado neumáticamente, empuja el gancho de cuña, el cual impulsa a las mordazas.

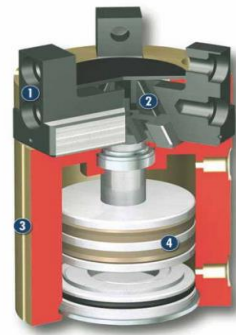


Figura 8: Pinza universal central de tres garras

Fuente: [http://www.schunk.com/schunk\\_files/attachments/catalog\\_GrippingModules\\_0806\\_Part2\\_418-831\\_ES.pdf](http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/catalog_GrippingModules_0806_Part2_418-831_ES.pdf)

Consulta: Octubre 2014

Ventajas y desventajas:

- Es autocentrante
- Tiene alta fuerza de agarre
- Permite un agarre exterior como interior de la pieza
- Depende de la superficie exterior o interior de la pieza para poder cogerla adecuadamente.

### Principio de piñón cremallera

Este principio basa el abrir y cerrar del gripper en un sistema piñón y cremallera. Al actuar una fuerza en la cremallera permite el giro de los piñones que están sujetos a las pinzas. Por otro lado, el accionamiento puede ser en dirección contraria, estando

conectadas a las pinzas dos cremalleras que se mueven de acuerdo a un piñón fijo. En la siguiente imagen se observa el primer caso, un actuador que mueve la cremallera permitiendo el giro de las pinzas.

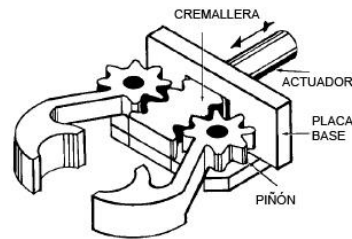


Figura 9: Pinza angular impulsada por piñón cremallera

Fuente: [http://www.tecnoficio.com/soldadura/soldadura\\_robotica1.php](http://www.tecnoficio.com/soldadura/soldadura_robotica1.php)

Consulta: Octubre 2014

En la figura, se observa una pinza paralela de dos garras para carreras largas. Esta pinza tiene un desplazamiento lineal. En la siguiente figura, se observa la caja del gripper mostrando sus componentes. Las garras se ubican en posición vertical superior de la caja. La parte 1 son las mordazas para la adaptación de las pinzas. El número 5 muestra el piñón y la cremallera que permiten el movimiento de las mordazas. Cabe resaltar que la cremallera es fija. La cámara del pistón se impulsa neumáticamente y el sistema piñón cremallera permite un movimiento sincronizado.

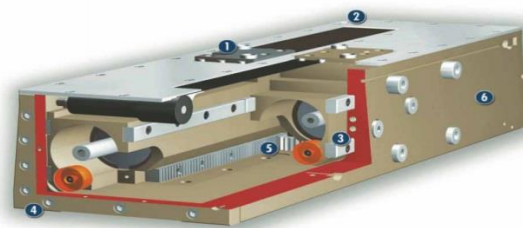


Figura 10: Sección de la pinza paralela de dos garras carrera larga

Fuente: [http://www.schunk.com/schunk\\_files/attachments/catalog\\_GrippingModules\\_0806\\_Part1\\_001-417\\_ES.pdf](http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/catalog_GrippingModules_0806_Part1_001-417_ES.pdf)

Consulta: Octubre 2014

Ventajas y desventajas:

- Es autocentrante y sincronizado
- Alta fuerza de sujeción

- Posibilidad de trabajar con dos o tres pinzas
- Para el caso de que el piñón mueva dos cremalleras que alojan las pinzas, se requiere un gran tamaño de estas para alojar piezas grandes. Se incrementa el tamaño del gripper

### Principio de palanca

Este principio consiste en generar una fuerza de palanca para impulsar el movimiento de las garras del gripper. Consta de un actuador que impulsa un cilindro que está conectado a un extremo de una biela. Al moverse la biela, transmite el movimiento de las garras del gripper. Esto se aprecia en la siguiente figura:

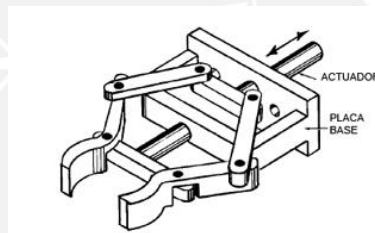


Figura 11: Pinza de palanca recíproca

Fuente: [http://www.tecnoficio.com/soldadura/soldadura\\_robotica1.php](http://www.tecnoficio.com/soldadura/soldadura_robotica1.php)

Consulta: Octubre 2014

Ventajas y desventajas:

- Es autocentrante gracias a la palanca
- Es un sistema simple de funcionamiento
- La fricción en la palanca puede generar desgaste y pérdidas de fuerza de agarre.

### 1.3.3. Tipos de fuentes de energía

#### Servomotor

El servomotor es un motor en el que puede controlarse tanto funcionamiento, como velocidad y posición. Este control se da mediante un dispositivo llamado encoder, que manda señales electrónicas. El servomotor envía pulsos electrónicos por medio de un circuito de control para determinar el ángulo de posición del motor.



Ventajas:

Mayor productividad que un motor eléctrico

Emplea energía necesaria sin desperdicios

Pueden brindar una sobrecarga de trabajo aproximadamente de 400% más de su torque y velocidad nominal sin sufrir daño

Mínimo mantenimiento

### Neumático

El accionamiento neumático, se basa en la utilización de aire comprimido para generar fuerza y mover las garras del gripper. El aire es tomado del ambiente y se comprime hasta una alta presión. Los elementos básicos que contiene son los siguientes:

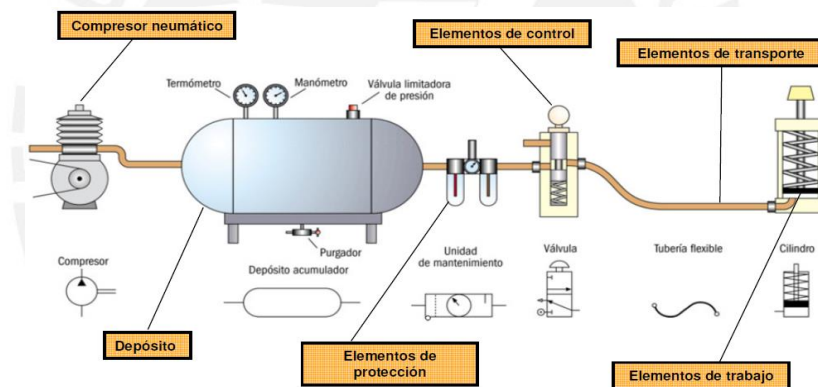


Figura 12: Circuito neumático de fuerza

Fuente: <http://www.areatecnologia.com/NEUMATICA.htm>

Consulta: Octubre 2014

Se cuentan con los siguientes componentes: Compresores, depósito, filtro, válvulas, cilindro.

Ventajas y desventajas:

- Facilidad de transformar la fuerza del pistón en fuerza de apriete de garras
- Es ampliamente utilizado en plantas industriales
- Poseen alta fuerza de apriete en relación a su tamaño
- Alta velocidad de reacción
- Preparación del aire comprimido requiere eliminación de impurezas y humedad

## Hidráulico

La hidráulica en la industria emplea aceite a presión para generar movimiento de las garras. Son parecidos a los actuadores neumáticos, también tienen actuadores lineales con cilindros de doble y simple efecto.

En el circuito hidráulico de fuerza que se observa en la figura, se tiene un depósito de aceite, dentro del cual hay una bomba que inyecta el fluido al circuito a alta presión. Tiene la unidad de control de control de presión, una válvula anti retorno y otra válvula que regula la dirección del movimiento del pistón y finalmente el pistón.

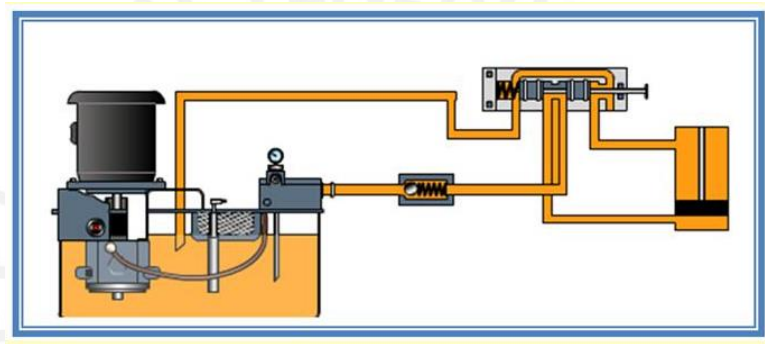


Figura 13: Circuito hidráulico de fuerza

Fuente: [http://www.tecnologia-tecnica.com.ar/index\\_archivos/Page4769.htm](http://www.tecnologia-tecnica.com.ar/index_archivos/Page4769.htm)

Consulta: Octubre 2014

### Ventajas

- Gran fuerza de apriete, el fluido se encuentra a una presión 10 veces mayor a la neumática.
- Simplicidad: pocas piezas en movimiento como bombas y cilindros
- Mayor costo de mantenimiento debido a la alta presión
- Menor precisión de movimientos, velocidad lenta
- Suciedad de las instalaciones: manipulación de aceites, aparatos, tuberías.

## CAPÍTULO 2

### DISEÑO CONCEPTUAL PRELIMINAR

#### 2.1. Sistema con paletizado manual

Para el paletizado se tiene las siguientes características:

- La caja contiene 48 tarros de 0.41kg cada uno. La caja pesa 20kg y sus dimensiones son 45x30x22 cm.
- La línea de producción para cajas tienen un flujo de 15 cajas por minuto.

Actualmente, estas cajas se colocan manualmente en pallets al momento que son descargados de la faja transportadora. Se necesita dos operarios para esta labor.

Los pallets utilizados son estándar con dimensiones de 1200x1000x161mm de aproximadamente 25 kg.

Para transportar los pallets se utiliza una carretilla hidráulica, maniobrado por un operario. Él se encarga de llevar los pallets vacíos a la zona de paletizado y también retirarlos cuando estén llenos para el despacho. En la siguiente figura se aprecia mejor el sistema actual de trabajo planteado:

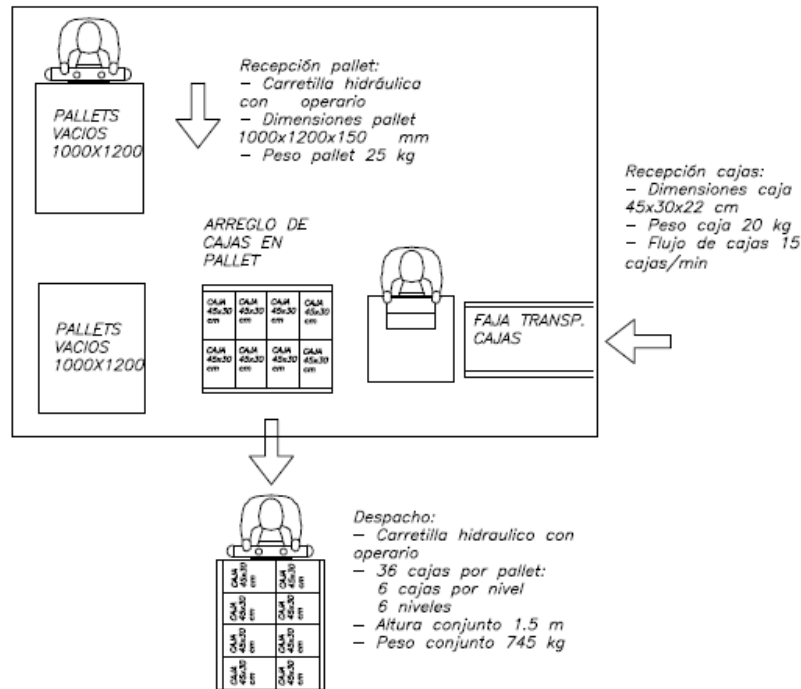


Figura 14: Sistema actual de trabajo

Fuente: PROPIA

### 2.1.1. Componentes del sistema de paletizado

#### Maquina encajadora

Datos técnicos de la maquina encajadora:

“Wrap around”- EarFlap War150

Características necesarias para el paletizado:

- Producción (variable según formato): hasta 15 cajas/min.
- Dimensiones de las cajas admisibles, largo: 200 - 500 mm. Ancho: 150 - 350 mm. Alto: 85 - 320 mm.
- Altura de la faja de salida regulable

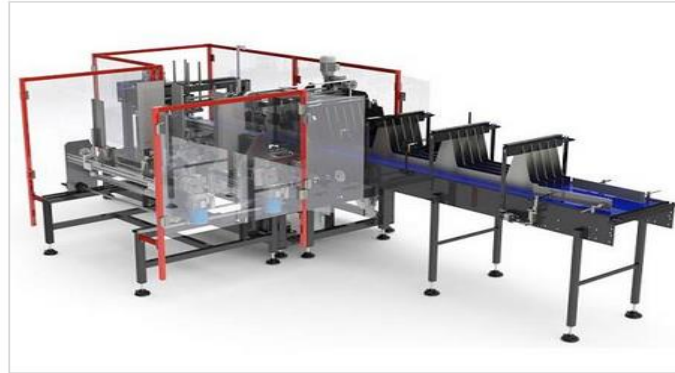


Figura 15: Máquina encajadora automática “Wrap around”- EarFlap War150

Fuente: <https://www.interempresas.net/Envase/Productos/Encajadoras-encartonadoras-formadoras--de-cajas.html#!Producto-Encajadoras-automaticas-Wrap-Around-EarFlap-War150-125056>

Consulta: Noviembre 2014

El flujo de cajas es de 15 cajas/ min. A continuación se muestran las características de dichas cajas:

### **Caja a paletizar**

La caja contiene 48 tarros de 0.41kg cada uno. La caja pesa 20kg y sus dimensiones son 45x30x22 cm. Se observa en la figura la caja de 48 envases.

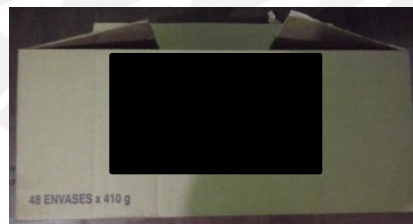


Figura 16: Caja de 48 latas

Fuente: PROPIA

Tarros: Las cajas contendrán tarros de 0.41 kg y se muestran en la siguiente imagen.



Figura 17: Tarro de 0.41kg

Fuente: <http://www.gopixpic.com/>

Consulta: Octubre 2014

### Arreglo de cajas en el pallet

El pallet de 1000x1200 de área contendrá 8 cajas por nivel. Los arreglos de pallets con cajas son los siguientes:

El pallet con cajas tiene 6 niveles de 8 cajas cada uno, en total 48 cajas. El conjunto tiene una altura de 147cm y pesa 985 kg.

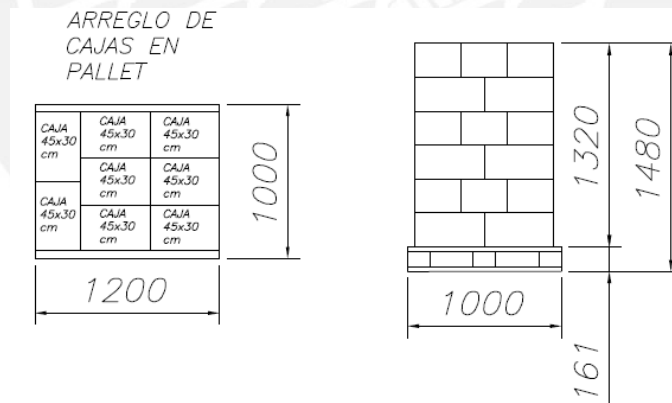


Figura 18: Arreglo de cajas en pallet

Fuente: PROPIA

## 2.2. Sistema propuesto de trabajo

Se propone mejorar el sistema de paletizado manual automatizando la operación. Se plantea implementar un brazo robot, de 40kg de carga máxima, entre los pallets vacíos y la faja transportadora de la máquina de encajado. El brazo robot se encarga del

paletizado tanto de cajas como de pallets formando un arreglo. El posterior despacho del arreglo no se altera, es decir continúa de manera manual. El área de trabajo del brazo robot debe ser restringida para los operarios mientras éste este en operación. Por tal motivo, dicha área estará cercada con una rejilla de seguridad, la cual deberá contar con la señalización correspondiente. Deberá contar con un ingreso y una salida: acceso de los pallets vacíos y salida de los pallets con cajas. En las siguientes figuras se observa:

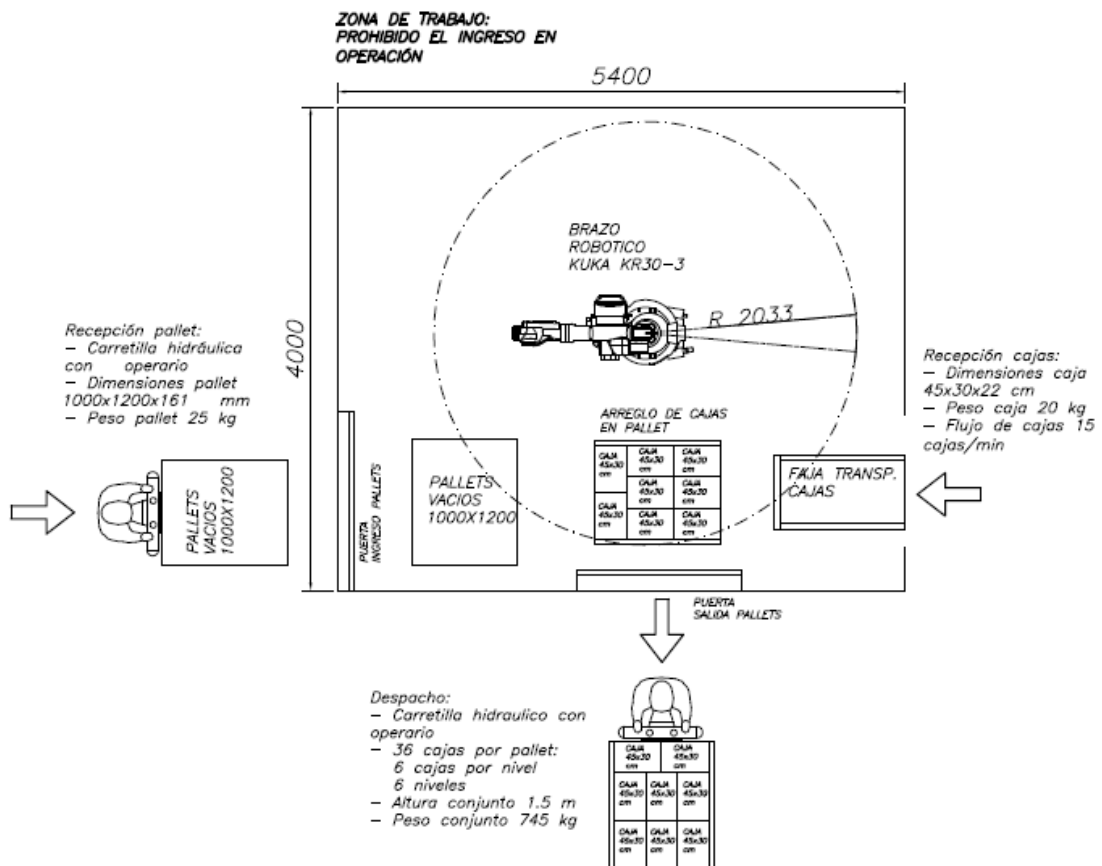


Figura 19: Sistema propuesto de trabajo

Fuente: PROPIA

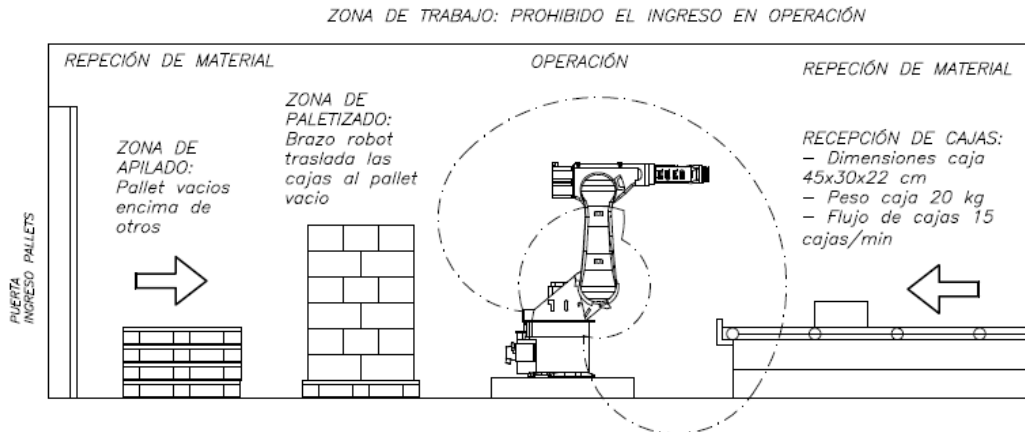


Figura 20: Elevación del sistema propuesto de trabajo

Fuente: PROPIA

### Brazo robótico

El brazo robótico tentativo a usar es el modelo KR 40 PA de la empresa KUKA los detalles técnicos se muestran en la siguiente figura:



#### KR 40 PA

Decididamente, paletiza mucho más El nuevo robot de paletizado de KUKA alcanza en las europaletas alturas de apilamiento netas de hasta 1,6 m.

#### Cargas

Carga	40 kg
Carga adicional	20 kg

#### Zona de trabajo

Máx. alcance	2091 mm
--------------	---------

#### Otros datos y modelos

Número de ejes	4
Repetibilidad	$< \pm 0,05$ mm
Peso	700 kg
Posiciones de montaje	Suelo
Unidades de control	KR C4

Figura 21: Robot industrial KR 40 PA

Fuente: <http://www.kuka-robotics.com/en/products/>

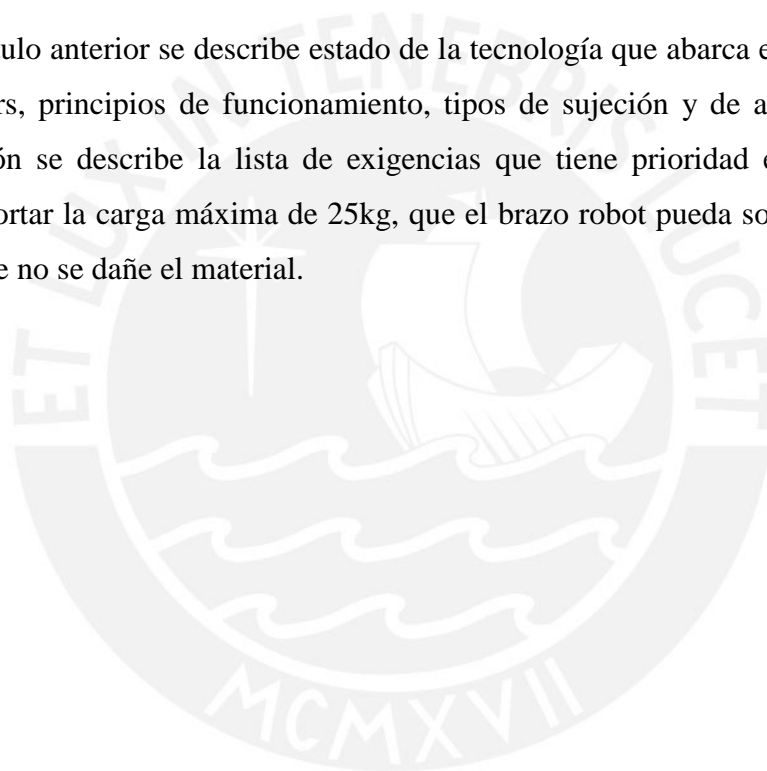
Consulta: Octubre 2014



### 2.3. Concepto de diseño

En esta sección se presenta el concepto de diseño que sigue la metodología de diseño según VDI 2225. Para obtener el concepto de solución óptimo se realiza la metodología: lista de exigencias, estructura de funciones, secuencia de operaciones, matriz morfológica, conceptos de solución preliminares, para llegar finalmente al concepto de solución definitivo.

En el capítulo anterior se describe estado de la tecnología que abarca el estado actual de los grippers, principios de funcionamiento, tipos de sujeción y de accionamiento. En esta sección se describe la lista de exigencias que tiene prioridad en que el gripper pueda soportar la carga máxima de 25kg, que el brazo robot pueda soportar el peso del gripper que no se dañe el material.



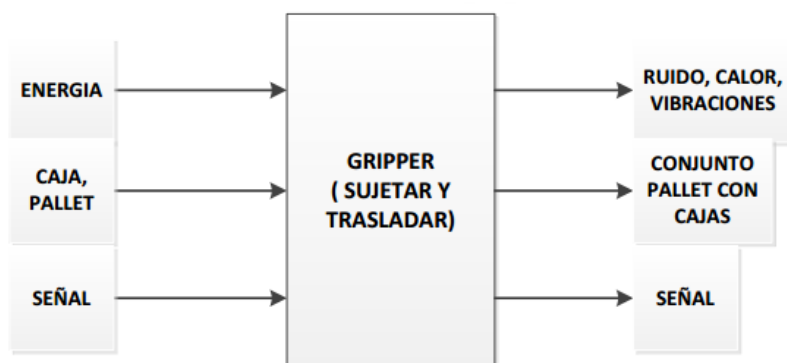
2.3.1. Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			Pag. 1 de 3
			Edición: Rev.3
TESIS		DISEÑO MECANICO DE GRIPPER PARA BRAZO ROBOT PARA EL PALETIZADO DE CAJAS DE 20KG Y PALLETS DE 25KG	Fecha: 20/11/14
SECCIÓN INGENIERIA MECÁNICA		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU	Revisado: V.G.
SECCIÓN INGENIERIA MECÁNICA		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU	Elaborado por: J.R.
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
07/11/14	E	Función principal: Transportar pallet vacío de 1200x1000x161 mm de la zona de apilado a la zona de llenado y transportar cajas de 45x30x22 cm hacia dicho pallet.	J.R.
07/11/14	E	Materia prima: La materia prima empleada serán las cajas de 45x30x22cm con un flujo de 15 cajas/min y el pallet vacío de 1200x1000x161mm.	J.R.
14/11/14	E	Fuerza: La fuerza de agarre debe ser la necesaria para poder sujetar y trasladar sin problemas al pallet de 25kg y cajas de 20kg.	J.R.
14/11/14	E	Energía: El gripper deberá ser accionado con una fuente de energía que permita sujetar el peso máximo de 25kg sin problemas.	J.R
07/11/14	D	Señales: El gripper contará con señales que indiquen cuando esté en funcionamiento o no.	J.R

LISTA DE EXIGENCIAS			Pag. 2 de 3
			Edición: Rev.3
TESIS		DISEÑO MECANICO DE GRIPPER PARA BRAZO ROBOT PARA EL PALETIZADO DE CAJAS DE 20KG Y PALLETS DE 25KG	Fecha: 20/11/14
SECCIÓN INGENIERIA MECÁNICA		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU	Revisado: V.G.
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
19/11/14	E	Peso: El peso del gripper no debe exceder a la carga máxima del brazo robot seleccionado (40kg).	J.R.
19/11/14	D	Fabricación: El gripper deberá poder ser fabricado en talleres del medio local.	J.R.
19/11/14	D	Componentes: Se intentará realizar un diseño con el menor número de componentes.	J.R.
21/11/14	D	Montaje: El gripper deberá ser de fácil montaje y desmontaje en caso se necesite trasladar.	J.R.
21/11/14	D	Mantenimiento: El mantenimiento deberá ser sencillo, económico y de poca frecuencia.	J.R.
21/11/14	D	Montaje: El gripper deberá tener un montaje lo más sencillo posible con el brazo robótico seleccionado.	J.R.
21/11/14	D	Tamaño: Se intentará realizar un diseño del gripper lo más compacto posible.	J.R.

LISTA DE EXIGENCIAS		Pag. 3 de 3	
		Edición: Rev.3	
TESIS		Fecha:20/11/14	
		Revisado: V.G.	
SECCIÓN INGENIERIA MECÁNICA		Elaborado por: J.R.	
		DISEÑO MECANICO DE GRIPPER PARA BRAZO ROBOT PARA EL PALETIZADO DE CAJAS DE 20KG Y PALLETS DE 25KG	
		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU	
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
05/08/15	E	Seguridad con personas: Cuando el gripper esté operando, los operarios no deben ingresar a la zona de trabajo por su seguridad.	J.R.
05/08/15	E	Seguridad con personas: El ambiente de trabajo del gripper deberá estar cercado y tener solo puertas para el ingreso y salida de los pallets.	J.R.
06/08/15	D	Seguridad del producto: El producto a trasladar no debe sufrir golpes ni dañarse al momento de la manipulación, traslado y descarga.	J.R.

### 2.3.2. Proceso de abstracción



**Entrada:**

- Energía: Energía humana para encender el gripper  
Energía para accionar la sujeción y descarga del gripper
- Material: Cajas, pallet
- Señal: Señal visual que indica que el gripper está correctamente instalado y operando adecuadamente.  
Señal que permite el accionamiento de sujeción y descarga del gripper

**Salida:**

- Energía: Ruido, calor, vibraciones
- Material: Cajas, pallet
- Señal: Señal visual que indica que el gripper realizó de manera adecuada su trabajo  
Señal visual que indica que las cajas y pallet fueron colocados correctamente

**2.3.3. Secuencia de operaciones**

En las figuras anteriores se muestra el sistema propuesto de trabajo, a continuación se enumera cada paso a realizar para el paletizado automático de cajas:

**Preparación**

1. Revisar máquina de encajado antes del encendido
2. Revisar brazo robótico antes del encendido
3. Realizar la conexión de la fuente de energía para el gripper
4. Montaje del gripper manual
5. Prender Brazo robótico
6. Programación de brazo robot con gripper ( únicamente la primera vez que entre en funcionamiento el sistema, posteriormente ya no es necesario)
7. Prender máquina de encajado flujo 15 cajas/min
8. Puesta en marcha del sistema maquina encajado y brazo robótico

### **Ejecución**

9. Trasladar brazo robot con gripper hacia el pallet en la zona de apilado.
10. Accionar sujeción para pallet
11. Sujetar pallet con gripper
12. Trasladar el pallet de zona de apilado a zona de paletizado.
13. Accionar descarga para pallet
14. Descargar pallet del gripper
15. Trasladar brazo robot con gripper hacia la caja en la faja transportadora
16. Accionar sujeción para caja
17. Sujetar caja con gripper
18. Trasladar caja de faja transportadora a zona de paletizado.
19. Accionar descarga para caja
20. Descargar caja del gripper
21. Repetir hasta lograr arreglo.

### **Control**

22. Control de que la operación se realice de manera adecuada
23. Control para accionar la energía para la sujeción
24. Control para accionar la energía para la descarga
25. Control de las cajas que no esten maltratadas

### **Fase final**

26. Operario pone carro montacarga manual se pone debajo del pallet lleno.
27. Operario retira el pallet de la zona de apilado y lo traslada a zona de despacho.

Una vez finalizada la labor del día:

28. Apagar brazo robot
29. Desmontar gripper
30. Limpiar gripper y brazo robot

2.3.4. Estructura de funciones

Se muestra a continuación la estructura de funciones:

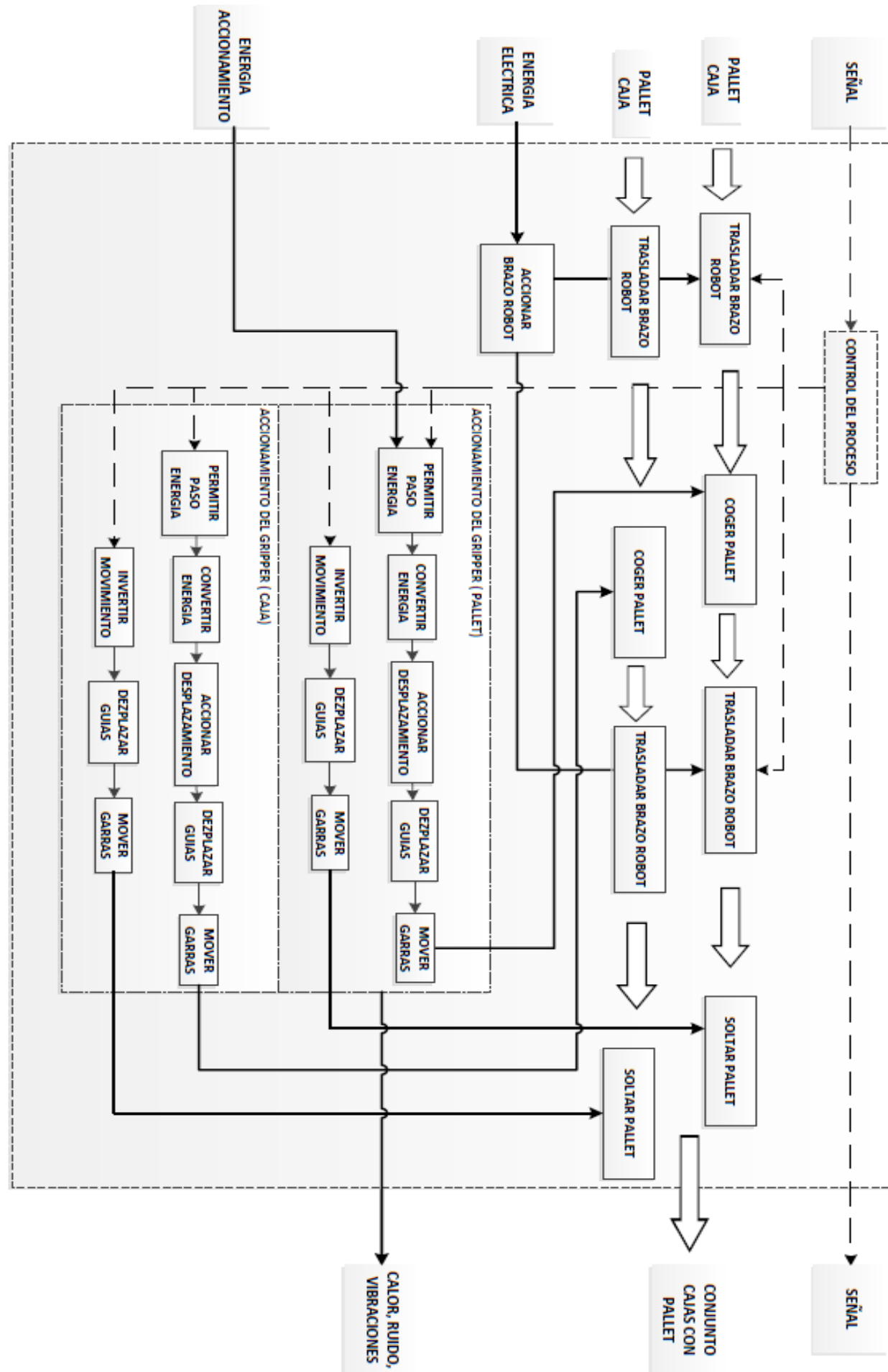


Figura 22: Estructura de funciones principal

Fuente: PROPIA

2.3.5. Matriz morfológica

FUENTE DE ENERGIA	 ENERGÍA NEUMÁTICA	 ENERGIA ELECTRICA	
<b>INTERACCIÓN CON PALLET</b>			
PERMITIR PASO DE ENERGIA	 VÁLVULA SOLENOIDE	 RELE	
CONVERSIÓN DE ENERGIA	 CILINDRO CON BASTAGO	 PISTON GIRATORIO	 SERVOMOTOR
TIPO DE ACCIONAMIENTO	 GANCHO DE CUÑA	 PALANCA	 PIÑON CREMALLERA
DIRIGIR MOVIMIENTO	 FUERZA DIRECTA	 PASADOR	 GUIAS DESLIZANTES
TIPO DE RETORNO DE GARRAS	 RESORTE	 CILINDRO DOBLE SENTIDO	 CAMBIAR DIRECCIÓN GIRO EJE
TIPO SUJECIÓN	 PINZA DOS GARRAS PARALELA	 PINZA DOS GARRAS ANGULAR	 PINZA ANGULAR DE 4 GARRAS



FORMA DE SUJECIÓN	SOSTENER PESO	FUERZA FRICCIÓN		
<b>INTERACCIÓN CON CAJAS</b>				
PERMITIR PASO DE ENERGIA	VÁLVULA SOLENOIDE	RELE		
CONVERSIÓN DE ENERGIA	CILINDRO CON BASTAGO	PISTON GIRATORIO	SERVOMOTOR	
TIPO DE ACCIONAMIENTO	GANCHO DE CUÑA	PALANCA	PIÑON CREMALLERA	EMPUJE
DIRIGIR MOVIMIENTO	DIRECTO A GARRA	PASADOR	GUIAS DESLIZANTES	
TIPO DE RETORNO DE GARRAS	RESORTE	CILINDRO DOBLE SENTIDO	CAMBIAR DIRECCIÓN GIRO EJE	
TIPO SUJECIÓN	PINZA DOS GARRAS PARALELA	PINZA DOS GARRAS ANGULAR	PINZA ANGULAR DE 4 GARRAS	
FORMA DE SUJECIÓN	SOSTENER PESO	FUERZA FRICCIÓN		

**2.3.6. Evaluación de los conceptos de solución**




SOLUCIÓN 1 (AZUL)	
SOLUCIÓN 2 (AMARILLO)	
SOLUCIÓN 3 (VERDE)	
SOLUCIÓN 4 (ROJO)	

Tabla 1: Soluciones preliminares

Fuente: PROPIA

**Solución 1**

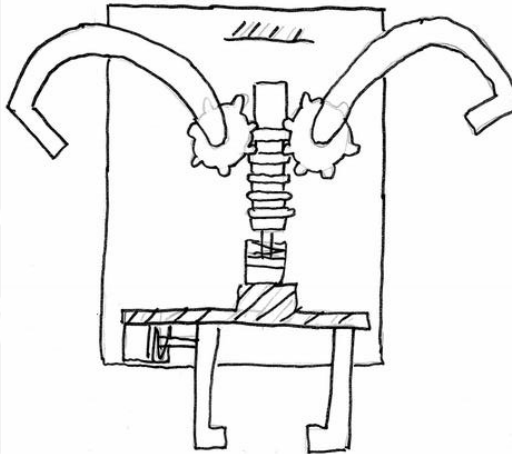


Figura 23: Solución 1

Fuente: PROPIA

La energía a suministrar es energía neumática. La interacción de cajas y de pallets será por mecanismos separados. Para coger el pallet se usan garras de movimiento angular por el principio de cremallera-piñón. Para las cajas, garras de movimiento lineal y movimiento sincronizado por principio de empuje. Las garras deben cerrarse para sujetar la caja. Al momento de coger las cajas, las garras superiores están inclinadas hacia arriba para no cruzarse en la operación y permitir el paletizado sin problemas.

Las ventajas son: simple funcionamiento para coger pallets, sujeción sincronizada, permite trabajar de manera adecuada el paletizado de cajas y de pallets por separado, el

uso de neumática permite un sistema con fácil regulación de velocidad y de menor tamaño. Desventajas son: desgaste de las partes en contacto (fricción), la instalación del sistema neumático, el mantenimiento del sistema neumático y el ruido del aire en la descarga a la atmósfera.

## Solución 2

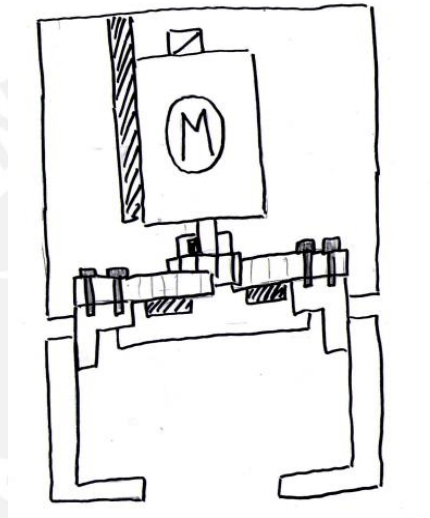


Figura 24: Solución 2

Fuente: PROPIA

La energía a usar es eléctrica. En esta opción la interacción entre cajas y pallet será por un mismo mecanismo. Las garras del gripper cogen tanto la caja como el pallet variando el ancho de apertura, el movimiento de las garras es lineal. Las ventajas son: sistema compacto, simple funcionamiento y un solo mecanismo facilitando así el mantenimiento, no se necesita instalación de un sistema de energía (caso de la neumática por ejemplo). Las desventajas son: para el peso de la carga, se necesita un servomotor de regular tamaño que incrementaría el tamaño del gripper. Por otro lado la carrera de las garras sería muy larga.

### Solución 3

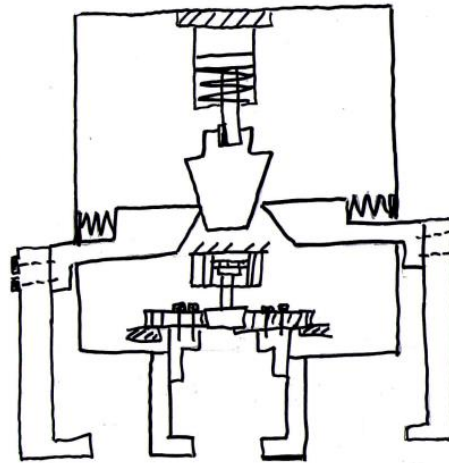


Figura 25: Solución 3

Fuente: PROPIA

Esta opción es similar a la solución 1. La diferencia radica en que se usa el principio de gancho de cuña para la apertura de las garras de pallets y, para cajas, el pistón es un cilindro rotativo que mueve el piñón que luego mueve las cremalleras. Para coger el pallet se suministra energía y se abren las garras, después se libera la energía y los resortes vuelven la cuña a su lugar apretando el pallet para su traslado. Para la descarga se abren las garras. Para coger las cajas, el cilindro rotativo es de doble efecto. El sistema también es impulsado por energía neumática. Las ventajas son: simple funcionamiento para coger pallets, agarre sincronizado, permite trabajar de manera adecuada el paletizado de cajas y de pallets por separado, el uso de neumática permite un sistema con fácil regulación de velocidad y de menor tamaño. Desventajas son: fricción entre los elementos descarga el material, caro mantenimiento (renovar piezas gastadas por fricción), la instalación del sistema neumático, el mantenimiento del sistema neumático y el ruido del aire en la descarga a la atmosfera.

### Solución 4

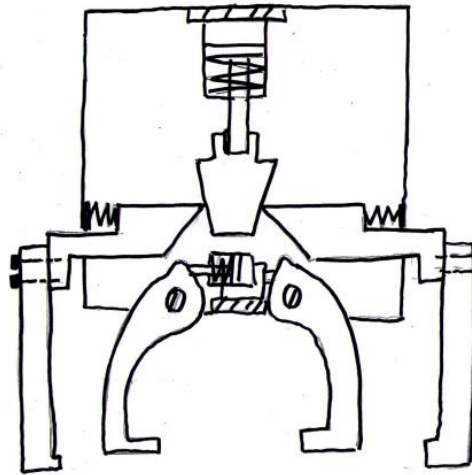


Figura 26: Solución 4

Fuente: PROPIA

Se utiliza como fuente de energía a la energía neumática. Para coger pallets se usa el principio de gancho de cuña y el movimiento es lineal. En la figura se muestra el caso en que las garras se abren impulsando la cuña, posteriormente se dejar de suministrar energía y con un resorte volver la cuña a su lugar. Es decir, cerrar para sujetar la caja. Para coger las cajas se usa el principio de palanca con movimiento angular de las garras. Se intercambian los principios de la solución 2 para verificar como varia con relación a la función. Las ventajas son: simple funcionamiento para coger cajas, alta fuerza de agarre para pallet que es la carga más pesada, agarre sincronizado, permite trabajar de manera adecuada cuando se cogen los pallet ya que las garras para cajas esta inclinadas hacia arriba y no interfieren, el uso de neumática permite un sistema con fácil regulación de velocidad y de menor tamaño. Desventajas son: fricción entre los elementos de transmisión de energía mecánica para coger pallet, las garras para coger pallet estarían muy cerca de las cajas al momento de hacer el arreglo de cajas sobre pallet, caro mantenimiento (renovar piezas gastadas por fricción), la instalación del sistema neumático, el mantenimiento del sistema neumático y el ruido del aire en la descarga a la atmosfera.

Tabla de Evaluación de conceptos de solución - Valor técnico										
No.	Propiedades Técnicas	Soluciones								
		Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución 4	
	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	
1	Función	4	3	12	1	4	3	12	2	8
2	Seguridad	4	3	12	2	8	3	12	2	8
3	Estabilidad	4	3	12	2	8	3	12	2	8
4	Sujeción autocentrante	3	3	9	3	9	3	9	3	9
5	Manejo	4	2	8	2	8	2	8	2	8
6	Montaje	3	2	6	3	9	2	6	2	6
7	Mantenimiento	3	2	6	3	9	2	6	2	6
8	Facilidad de operación	4	3	12	3	12	2	8	2	8
9	Mínimo tamaño	3	3	9	1	3	3	9	2	6
10	Complejidad	4	2	8	3	12	2	8	2	8
	<b>Suma Total</b>	32		94		82		90		75
	<b>Valor Técnico</b>			0.734375		0.640625		0.703125		0.5859

Tabla 2: Evaluación de los conceptos de solución- Valor técnico

Fuente: PROPIA

Tabla de Evaluación de conceptos de solución - Valor económico										
No.	Aspectos Económicos	Soluciones								
		Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución 4	
	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	
1	Mínimo número de Piezas	3	2	6	3	9	2	6	2	6
2	Adquisición de piezas para Fabricación	4	3	12	3	12	3	12	3	12
3	Disponibilidad de Materiales	4	3	12	3	12	2	8	2	8
4	Productividad	4	3	12	1	4	3	12	2	8
5	Facilidad de Montaje	3	3	9	2	6	3	9	2	6
6	Facilidad de Mantenimiento	4	3	12	3	12	2	8	2	8
7	Costo de montaje	3	3	9	3	9	3	9	2	6
8	Costo de Operación	4	3	12	1	4	3	12	2	8
	<b>Suma Total</b>	29		84		68		76		62
	<b>Valor Técnico</b>			0.72414		0.5862		0.6552		0.534

Tabla 3: Evaluación de los conceptos de solución- Valor económico

Fuente: PROPIA

### Diagrama de evaluación técnico-económico

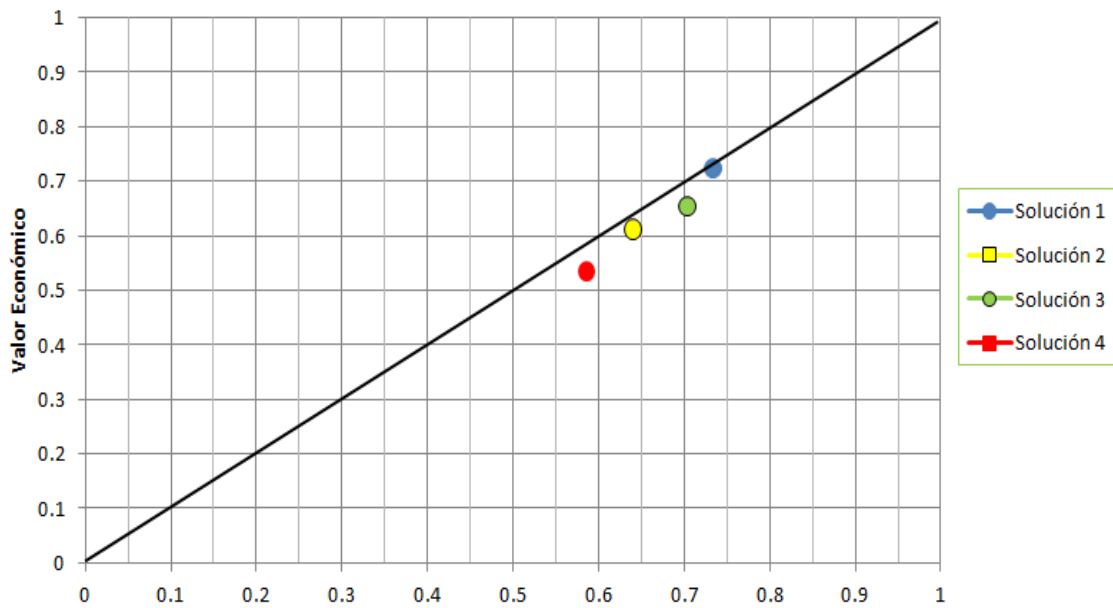


Tabla 4: Diagrama de evaluación técnico-económico según VDI 2225

Fuente: PROPIA

De acuerdo a la valoración tanto técnica como económica, el valor que se aproxima más a la recta de  $45^\circ$  es la solución 1, la cual cumple con las necesidades y exigencias para el diseño del gripper.

## CAPITULO 3

### DISEÑO DE DETALLE

#### 3.1. Esquema general de funcionamiento

El gripper consta de dos partes: sistema para el sujeción de pallets (superior) y el sistema para sujeción de cajas (inferior).

En la parte superior se observan las garras levantadas en la posición inicial, las cuales giran desde arriba hacia abajo para coger el pallet. Se accionan mediante el movimiento de una cremallera vertical impulsada por un pistón. El vástago del pistón esta enroscado al eje y sujeto con una contratuerca. Esta cremallera está sujeta a sus extremos a guías circulares deslizantes que permiten el movimiento de la cremallera a la carrera del pistón. Al desplazarse hacia arriba, se produce contacto con dos engranajes, los cuales están sujetos a un soporte por medio de una chaveta. Las garras superiores se encuentran soldadas a este soporte permitiendo el giro sincronizado de engranaje y garras. Se cuenta con un apoyo que entra en contacto con el soporte en la posición final, limitando así el giro de las garras.

En la parte inferior de aprecia las garras de sujeción: fija y móvil. La garra móvil es impulsada mediante un pistón. Este pistón está sujeto a la pieza guía enroscada en su eje



y con una contratuerca. La pieza guía está unida mediante tornillos en sus extremos a dos piezas de unión. Estas piezas están atornilladas a la garra móvil. Es decir, al moverse el vástago del pistón, se cierran las garras. La garra en su extremo tiene una superficie de caucho que genera más fricción al momento de coger la caja. Por el otro lado, la superficie es fija esta atornillada a la base inferior del gripper.

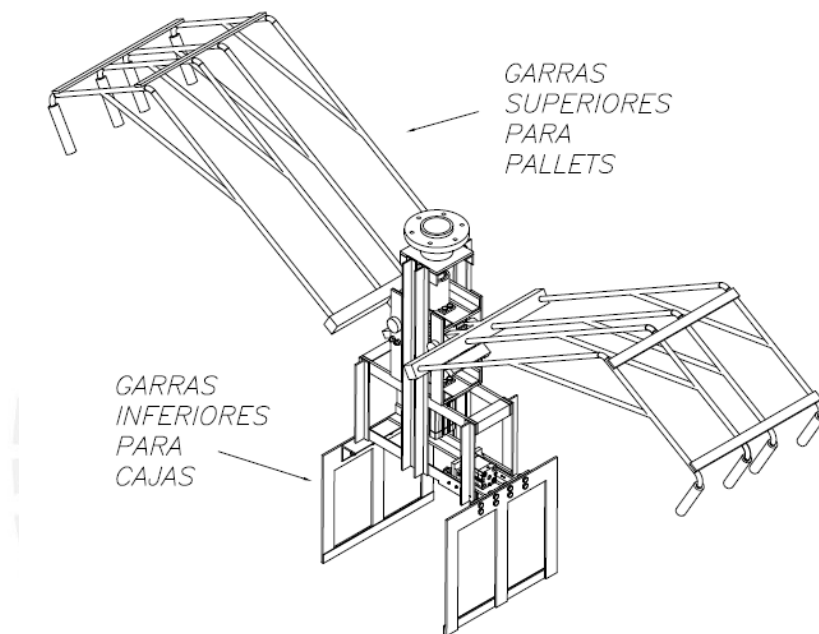


Figura 27: Vista general del gripper

Fuente: PROPIA

### 3.2. Sistema de accionamiento para coger pallets

#### 3.2.1. Esquema de sujeción de pallets

Las garras superiores sujetan el pallet por el principio de forma, es decir soportarán el peso distribuido sobre sus 8 garras (4 por lado). Al diseñar, se debe considerar que la soldadura de las garras soporte dicha fuerza y además que la flexión o desplazamiento por dicho peso no afecte la manipulación. En la siguiente figura se aprecia el principio de sujeción.

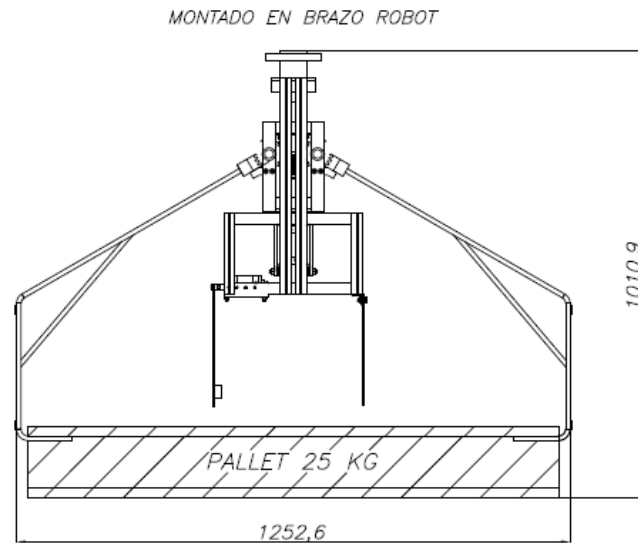


Figura 28: Sujeción de pallets

Fuente: PROPIA

### 3.2.2. Cálculo de garras superiores para pallets

Para las garras para coger pallets se utiliza tuberías de acero inoxidable AISI SAE 304 de diámetro nominal 1/8 (diámetro exterior 10.3mm), las cuales son dobladas para obtener la forma requerida para la sujeción. Se utilizan cuatro tubos por lado. Estos tubos sujetan por forma el peso del pallet. Se muestra una figura de las garras de un lado del gripper.

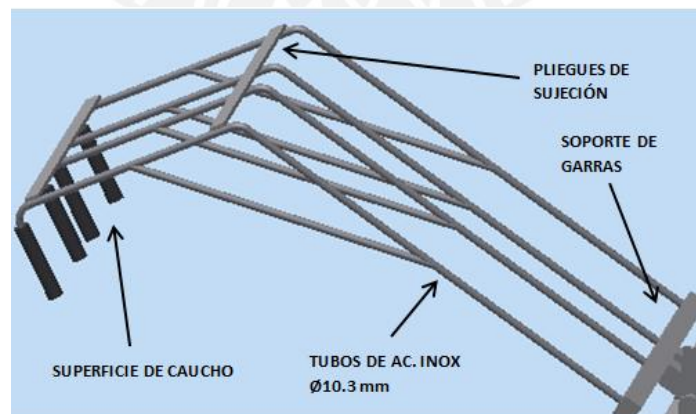


Figura 29: Vista de las garras para pallet

Fuente: PROPIA

Cálculo de soldadura

Los tubos van soldados al soporte de garras. Los tubos se introducen 15mm dentro del soporte de garras y posteriormente se sueldan. De este modo, se otorga más rigidez al sistema de garras. Se analiza el caso cuando las garras soportan el pallet. En la figura se aprecia el peso que soporta la unión y las fuerzas descompuestas.

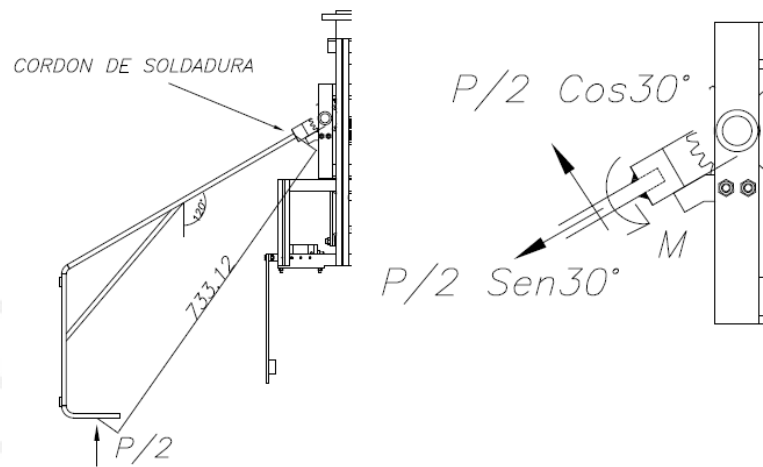


Figura 30: Vista de las garras para pallet

Fuente: PROPIA

Después de trasladar las fuerzas se calcula la fuerza y el momento. Se obtienen los esfuerzos normales al cateto y esfuerzos paralelos al cordón. Después, se pasa al cálculo de los esfuerzos tanto para carga estática y para elementos estructurales. El cálculo completo se aprecia en el ANEXO 1. A continuación se muestran los esfuerzos y se muestra que la soldadura cumple sin problemas:

Fuerza cortante	$F_c = 106.196 \text{ N}$
Fuerza normal	$F_n = 61.313 \text{ N}$
Momento flector	$M_f = 8.99 \times 10^4 \text{ Nmm}$
Esfuerzo paralelo al cordón	$\tau_a = \frac{F_c}{A/2} = 0.687 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo normal	$n_n = \frac{F_n}{A/2} = 0.397 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo por flexión  $n_f = \frac{M_f \times d}{I} = 6.183 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo normal al cateto  $n = n_n + n_f = 6.579 \frac{N}{mm^2}$

Calculo de esfuerzos estáticos:

Esfuerzo equivalente  $\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + \tau_a^2} = 6.615 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo admisible  $\sigma_{Adm} = v_1 \times v_1 \times \sigma_F = 141.45 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad  $FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 21.4$

Calculo de uniones soldadas en elementos estructurales:

Esfuerzo equivalente  $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + \tau_a^2)} = 9.38 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo admisible 1  $\sigma_1 = \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \times \beta_w} = 330 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad 1  $FS = \frac{\sigma_1}{\sigma_{eq}} = 31.98$

Esfuerzo admisible 2  $\sigma_2 = \frac{0.9 \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 237.6 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad 2  $FS = \frac{\sigma_2}{\sigma_{eq}} = 25.3$

Según Josep Vidosic en Machine Design Projects, para un diseño general de elementos de máquinas, se recomienda que el factor de seguridad se encuentre entre 1.25 a 1.5 cuando los materiales son conocidos, sujetos a esfuerzos y cargas que pueden ser determinadas y principalmente se usan para cargas bajas. Por tanto, los factores de seguridad obtenidos son admisibles.

### Cálculo de deformaciones y desplazamientos

El peso del pallet tiende a deformar la superficie en contacto con el pallet y a deflejar las garras en sí. La superficie en contacto puede desplazarse verticalmente debido a la carga distribuida del peso y las garras inclinadas podrían deflejar hacia adentro debido al peso del pallet. Debido al tubo de fijación la esquina de la garra no sufre deformaciones o no se toman en cuenta, se toma en cuenta el giro del tubo inclinado y

se verifica que no choque con la esquina de abajo del gripper. A continuación se muestra las cargas a la cual están sometidas las garras:

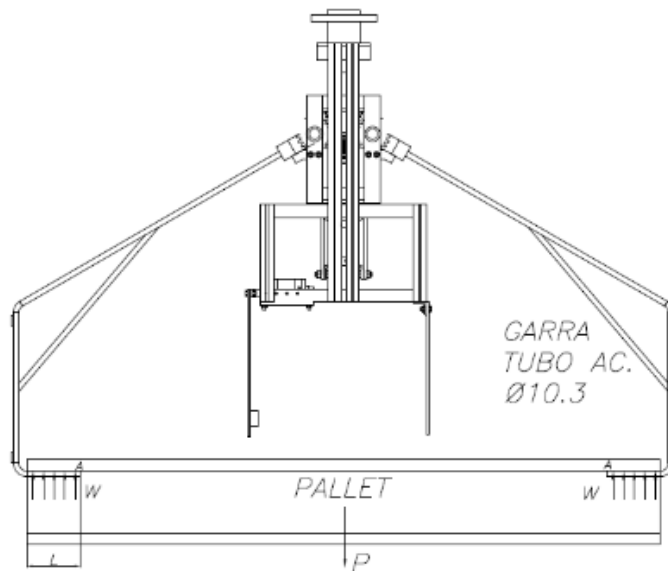


Figura 31: DCL de las garra con pallet

Fuente: PROPIA

**TUBO HORIZONTAL:**

Por el teorema de Castigliano se puede hallar el desplazamiento de los tubos, tomando dos tubos por lado y son los que soportan la fuerza:

Desplazamiento 
$$\delta = \int_0^L \frac{Mx}{E \times I} \left( \frac{\partial Mx}{\partial F} \right) ds$$

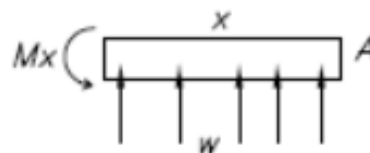


Figura 32: Momento flector en la sección

Fuente: PROPIA

Momento flector 
$$Mx = \frac{wx^2}{2} + Fx$$

Derivada del momento 
$$\frac{\partial Mx}{\partial F} = x \quad (F = 0)$$

Al resolver la integral con los valores mostrados se tiene lo siguiente para el caso mencionado de deformación por fuerza distribuida y otro extremo fijo:

Desplazamiento vertical  $\delta_A = \frac{w \times L^4}{8 \times E \times I}$

La carga distribuida es el peso del pallet de 25kg entre cuatro por cada tubo:

Carga distribuida  $w = 0.307 \frac{N}{mm}$

Desplazamiento vertical  $\delta_A = 0.049mm$

Cuanto mayor sea el desplazamiento más se ve afectada la sujeción. Por tanto, se utiliza el mayor número posible de tubos, de acuerdo a lo permisible por la geometría y formas constructivas para disminuir el desplazamiento vertical de éstas.

**TUBO INCLINADO:**

Por el teorema de Castigliano se puede hallar la deformación sufrida en la siguiente sección:

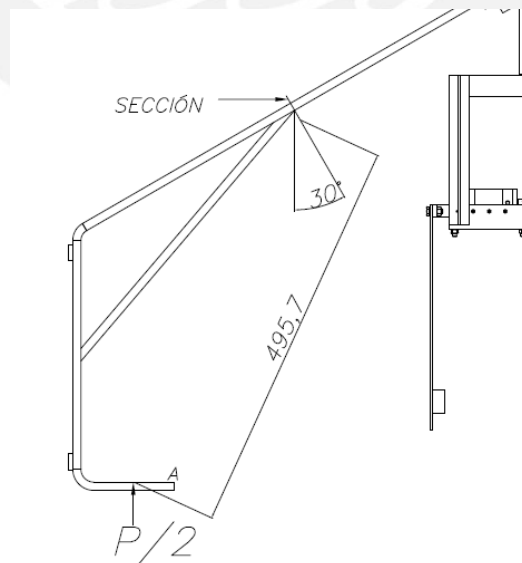


Figura 33: Sección para analizar deformaciones

Fuente: PROPIA

El peso del pallet es de 25kg, cada lado del gripper cuenta con dos garras. Es decir cada garra soporta un cuarto de la carga. Al trasladar estas fuerzas a la sección se tienen las siguientes fuerzas:

Fuerza cortante trasladada  $F_c = 83.146 N$

Fuerza normal trasladada  $F_n = 15.328 N$

Deformación axial por fuerza normal  $\delta_n = \frac{F_n \times L}{E \times A} = 5.514 \times 10^{-4} mm$

Desplazamiento por fuerza cortante  $\delta_c = \frac{w \times L^4}{8 \times E \times I} = 0.426 mm$

En la siguiente figura se aprecian las deformaciones y desplazamientos que sufren los tubos. Lo relevante es que no tenga contacto el tubo inclinado con la esquina de la estructura y que se logre dar el contacto del tubo horizontal con el pallet. En el ANEXO 2 se aprecia en detalle el cálculo de desplazamientos y deformaciones a lo largo de todo el tubo (inclinado y horizontal). En la siguiente figura se aprecian los desplazamientos los cuales son mínimos y no afectan la sujeción.

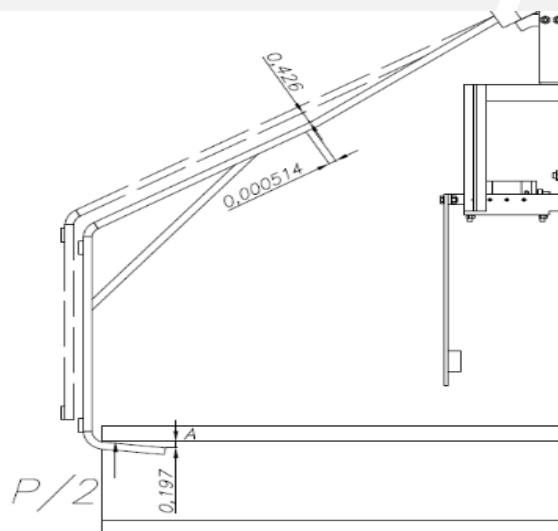


Figura 34: Deformaciones de las garras para pallet

Fuente: PROPIA

### Cálculo de esfuerzo cortante

Esta deformación es mínima pero disminuye la superficie en contacto, por tanto, la fuerza distribuida podría llegar a ser fuerza puntual como se aprecia en la siguiente figura:

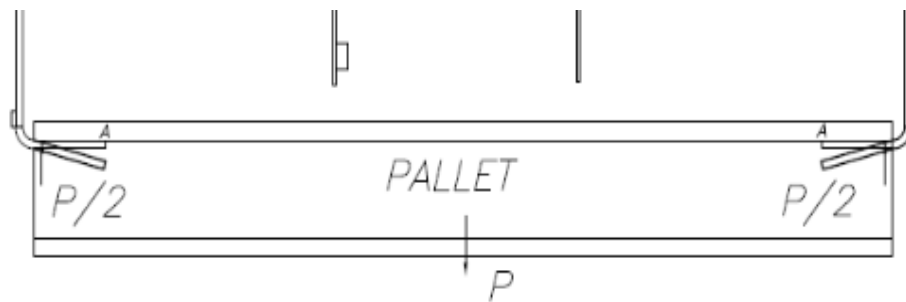


Figura 35: DCL de las garra con pallet

Fuente: PROPIA

De aquí, mediante fórmulas de resistencia de materiales para esfuerzo cortante, se analiza la fuerza cortante en el área del tubo. El material del tubo es AISI SAE 304. Se muestra que cumple sin problemas:

Esfuerzo admisible  $\tau_{Adm} = 0.8 \times \sigma_B = 496 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo de compresión  $\tau = \frac{P/2}{A} = 15.613 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad  $FS = \frac{\tau_{Adm}}{\tau} = 31.8$

### 3.2.3. Cálculo y selección del actuador neumático

El actuador neumático es el encargado de mover verticalmente a la cremallera, la cual al hacer contacto con los engranajes permite el giro de las garras superiores. Esto se aprecia en la siguiente figura:



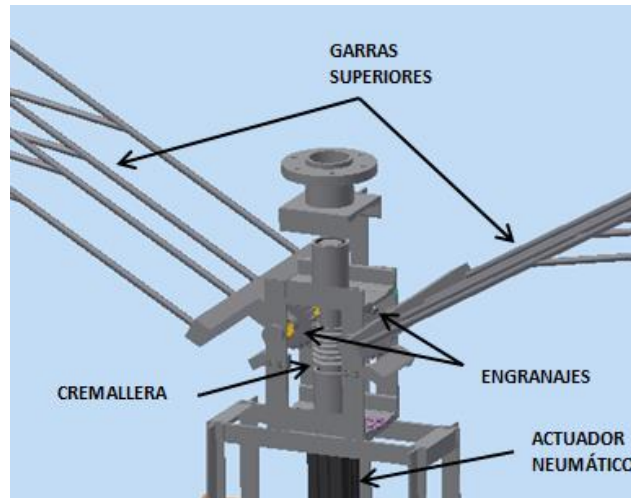


Figura 36: Esquema del sistema superior

Fuente: PROPIA

Para seleccionar el pistón se parte de la carrera y la fuerza a vencer para mover la cremallera a su posición final, no se toma en cuenta la fuerza de agarre de la garra con el pallet pues el agarre será por forma soportando el peso.

Las fuerzas a vencer para generar el movimiento serán: el peso de la cremallera y las fuerzas de contacto con las cremalleras. Esto se aprecia en el siguiente DCL.

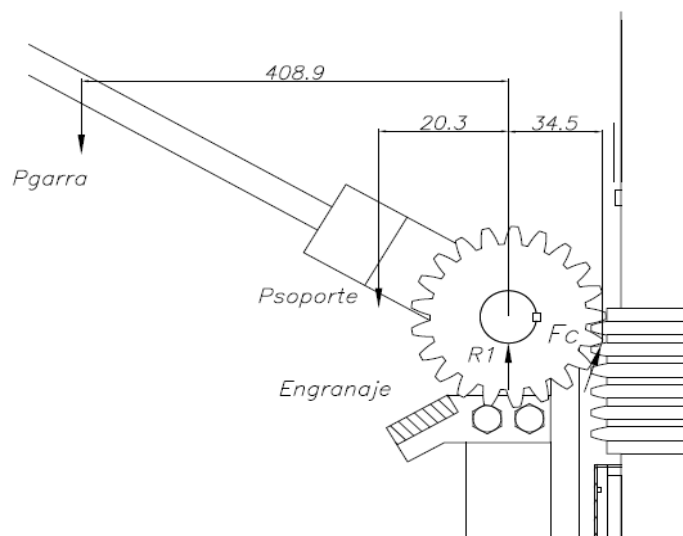


Figura 37: DCL de la fuerza de contacto

Fuente: PROPIA

$$408.9\text{mm} \times P_{\text{garra}} + 20.3\text{mm} \times P_{\text{soporte}} = 34.5 \times F_{\text{contacto}}$$

$$408.9 \times 3 + 20.3 \times 1.77 = 34.5 * F$$

$$F_{\text{contacto}} = 31.9\text{kg} = 312.94\text{N}$$

$$F_{\text{piston}} = 2 \times F_{\text{contacto}} - P_{\text{cremallera}}$$

$$F_{\text{piston}} = 2 \times 312.94\text{N} - 6.57\text{N}$$

$$F_{\text{piston}} = 619.3\text{N}$$

Ambos engranajes producen la misma fuerza de contacto contra el diente de la cremallera circular. Esta fuerza tiende a empujar la cremallera hacia arriba, por tanto se necesita equilibrar dicha fuerza insertando aire a presión a la sección superior del piston.

$$A_{\text{piston}} = \frac{\pi \times d_{\text{piston}}^2}{4}$$

$$F_{\text{piston}} = \frac{p}{A_{\text{piston}}}$$

$$619.31 = \frac{p}{0.001257\text{m}^2}$$

$$p = 0.8\text{bar}$$

Al iniciar, se inserta aire a 0.8 bar constante en el volumen que contiene el vástago para equilibrar la fuerza de contacto de los engranajes. Al accionar el actuador, se expulsa el aire de la sección superior. La carrera del actuador son 40mm en los cuales la garra pasa de la posición 1 a la posición 2. Para evitar maltratar el actuador al mover el vástago más longitud que su carrera, se tendrán unos topes en la estructura que impedirán que las garras continúen girando de la posición 2.

Para calcular la carrera del actuador se analiza el giro de las garras. Las garras deben girar 90° para llegar de la posición 1 (arriba) hacia la posición 2 de contacto con la caja (abajo).

$$P_{\text{engranaje}} = \pi \times d_{\text{piston}}$$

$$P_{engranaje} = 164.934 \text{ mm}$$

A partir del ángulo a girar, se tiene una relación con el perímetro del engranaje:

$$90^\circ = \frac{1}{4} \text{ vuelta} = \frac{1}{4} P_{engranaje} \implies \frac{164.934}{4} = 41.2^\circ$$

Es decir, por cada 40mm de avance del vástago la garra gira  $90^\circ$ . La carrera del pistón será por tanto 40mm. El actuador neumático seleccionado es el cilindro compacto marca FESTO o similar, con diámetro 40 mm y una carrera de 40mm. En el ANEXO 3 se muestra la ficha técnica del actuador neumático.

Para el montaje del actuador se utilizan dos orejas de sujeción marca FESTO o similar para el actuador seleccionado, las cuales se aprecia en el ANEXO 4. Estas orejas se unen mediante tornillos a cartelas soladas a la estructura. El montaje del actuador neumático se aprecia en la siguiente figura:

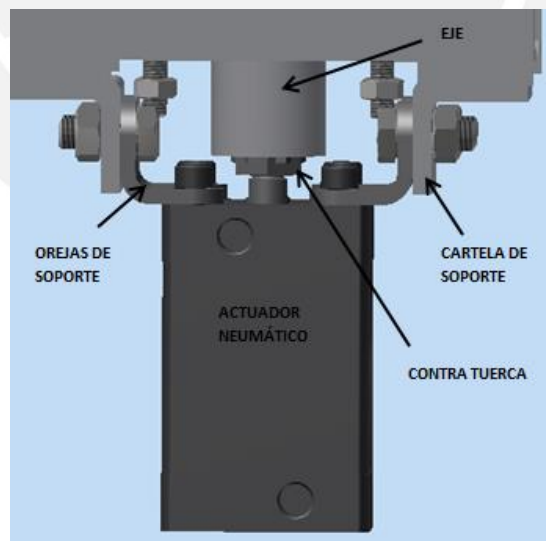


Figura 38: Montaje del actuador

Fuente: PROPIA

### 3.2.4. Cálculo del sistema cremallera y engranajes

El sistema cremallera-engranajes se encarga del abrir-cerrar de las garras para coger los pallets. El actuador neumático empuja la cremallera vertical y los dientes de esta entran en contacto con los de los engranajes permitiendo el giro. Se utiliza para ambos acero DIN Ck45, debido a sus propiedades y que es comúnmente utilizado para engranajes. Se muestran a continuación:

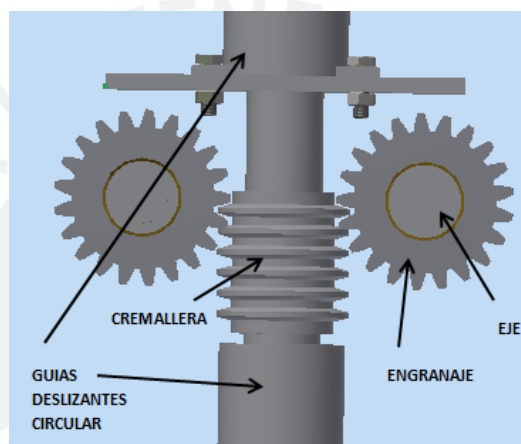


Figura 39: Engranajes con cremallera

Fuente: PROPIA

Para el diseño se cuentan con los datos de entrada de: diámetro de 60 mm para los engranajes (el cuál varía de acuerdo al módulo normalizado), ángulo de presión de 20°, el mínimo número de dientes son 18 según recomendación de norma. Se elige trabajar con  $Z=21$ .

El cálculo completo de los engranajes se muestra en el ANEXO 5. A continuación se muestran las dimensiones obtenidas y los resultados del cálculo de resistencia a la fatiga por flexión del diente:

#### Dimensiones del sistema piñón – cremallera

Módulo:  $m = 3 \text{ mm}$

Número de dientes:  $Z = 21 \text{ mm}$

Ángulo de presión:	$\alpha = 20^\circ$
Paso:	$p = 9.425 \text{ mm}$
Addendum	$h_a = 3$
Deddendum	$h_f = 3.75$
Diámetro primitivo	$d_p = 63 \text{ mm}$
Diámetro exterior	$d_a = 69 \text{ mm}$
Diámetro interior	$d_f = 55.5 \text{ mm}$

### Cálculo de resistencia a la fatiga por flexión del diente

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga del diente se tiene en cuenta la tensión admisible del material, la cual debe ser mayor a la tensión nominal en la raíz del diente. Este cálculo se muestra en detalle en el ANEXO 5.

$$\sigma_{FN} = \frac{F_t}{m_n \times b} \times K_A \times Y_{Fa} \times Y_{Sa} \times Y_\epsilon \times Y_\beta$$

Fuerza tangencial en el diente  $F_t = 312.94 \text{ N}$

Tensión nominal en la raíz del diente  $\sigma_{FN} = 26.65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FLim}}{S_{Fmin}} \times Y_{ST} \times Y_{\delta rel.T} \times Y_{R.rel.T} \times Y_X \times Y_{NT}$$

Esfuerzo pulsante de flexión en la raíz  $\sigma_{FLim} = 170 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Tensión admisible del material  $\sigma_{FP} = 207.21 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{FN} \leq \sigma_{FP}$$

$$25.24 \leq 207.21$$

### 3.2.5. Cálculo y selección de la guía deslizante circular

En el gripper se cuenta con dos guías deslizantes circulares a los extremos de la cremallera. Están sujetas apoyadas a la estructura y sujetas a esta mediante un soporte de guías el cual esta atornillado a la estructura. Estas guías permiten el desplazamiento vertical de la cremallera. Se muestra un esquema a continuación:

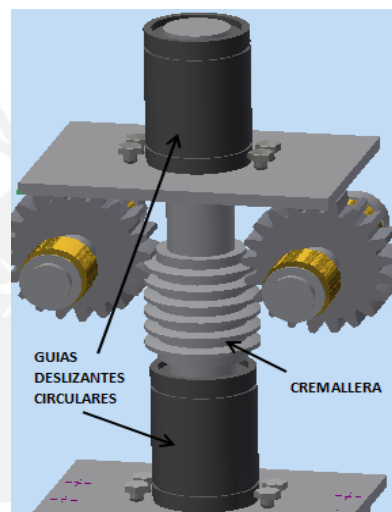


Figura 40: Esquema de guías circulares

Fuente: PROPIA

Se seleccionan dos guías circulares marca THK modelo LME 20 de 60mm de longitud para ambos extremos de la cremallera. Este modelo cuenta con un casquillo lineal para el movimiento lineal el cual es montado al eje, donde las bolas establecen un punto de contacto con este y permiten el deslizamiento. Este sistema permite un movimiento recto con la mínima resistencia de fricción y a altas velocidades. Este sistema está hecho de acero al alto cromo-carbono y sus superficies se rectifican con un tratamiento térmico. Las dimensiones se pueden apreciar en la ficha técnica en el ANEXO 6. Estas guías se mantienen fijas mediante un soporte que va atornillado a la estructura. Se puede apreciar el cilindro LM en la siguiente figura.

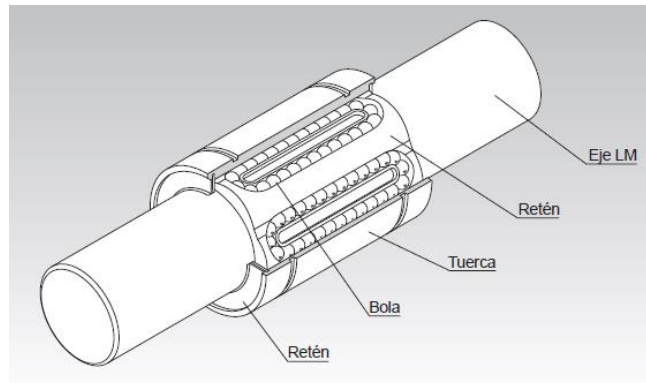


Figura 41: Esquema del cilindro LM de casquillo lineal

Fuente: [https://tech.thk.com/index\\_en.php](https://tech.thk.com/index_en.php)

Consulta: Marzo 2015

Cálculo del tiempo de vida útil

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n1 \times 60}$$

$L$ : Vida nominal (km)

$L_h$ : Tiempo de vida útil (h)

$l_s$ : Longitud de carrera (m)

$n1$ : Cantidad de vaivenes por minuto ( $\text{min}^{-1}$ )

$$L_h = \frac{121381.86 \times 10^3}{2 \times 0.04 \times 10 \times 60}$$

$$L_h = 2528789 \text{ horas}$$

En la siguiente tabla se muestran las características de las guías, los tiempos y longitud de vida.

GUIAS DESLIZANTES CIRCULARES	
Marca	THK
Modelo	LME 30
$D_{\text{exterior}}$	47 mm
$D_{\text{interior}}$	30 mm
Longitud	68 mm
Hilera de bolas	6
Capacidad carga estatica	2750 N
Capacidad carga	1570 N
Peso	325 g
Excentricidad	15 $\mu\text{m}$
Cantidad	2
Longitud de vida calculada	46818.7 km
Tiempo de vida util calculada	2528788.75 h

Tabla 5: Guías deslizantes circulares

Fuente: PROPIA

### 3.2.6. Cálculo del eje para engranajes y soporte

Para sujetar los engranajes y permitir su giro se utilizan ejes. Los engranajes están apoyados en sus extremos por planchas atornilladas a la estructura. Para impedir su movimiento se usa un cambio de sección en un lado, y en el otro un anillo sujetador. El diámetro del eje es de 20mm y su largo de 125 mm. Sobre el eje se soporta el engranaje y el soporte de garras. Además, para permitir el giro y mantener las partes en su posición, se usan dos bocinas. El material del eje es acero DIN Ck45.

A continuación se aprecia el eje y las los componentes en contacto con este.



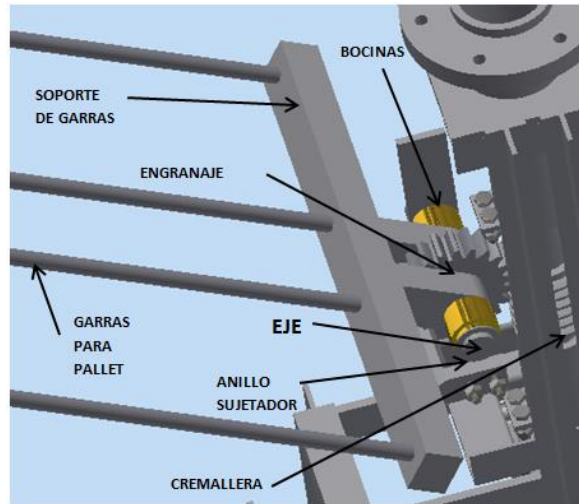


Figura 42: Eje y elementos en contacto

Fuente: PROPIA

A continuación se muestran las fuerzas que se producen en el eje los elementos en contacto con este. De estas fuerzas se obtienen los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor. Para el diagrama de fuerza y de momento flector se presentan los diagramas de fuerza y momento resultantes de ambos planos.

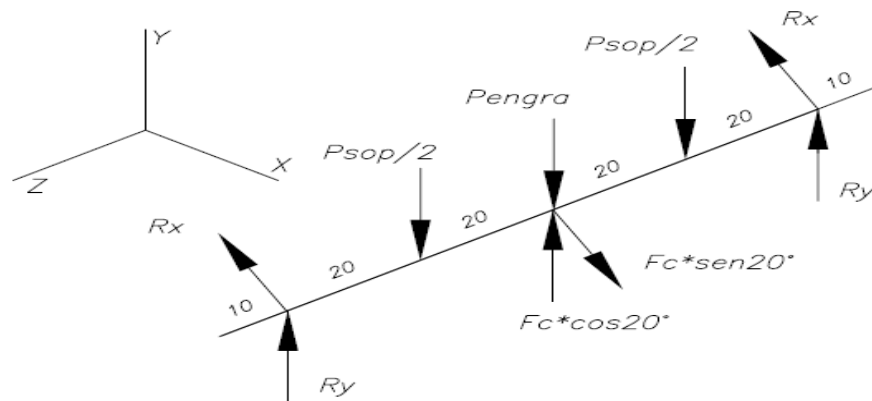


Figura 43: DCL del eje

Fuente: PROPIA

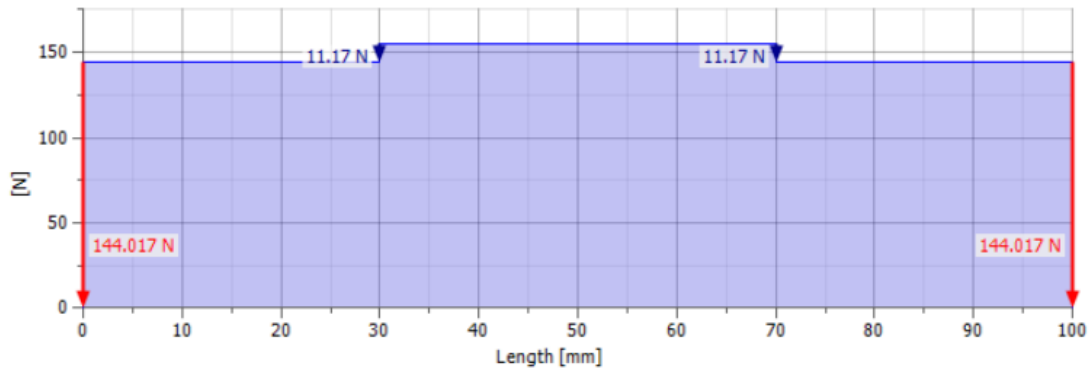


Figura 44: Diagrama de fuerza cortante resultante

Fuente: PROPIA

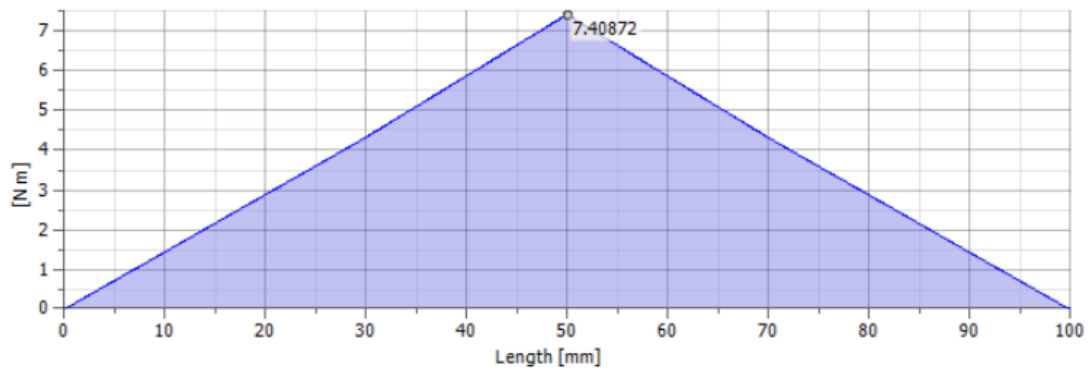


Figura 45: Diagrama de momento flector resultante

Fuente: PROPIA

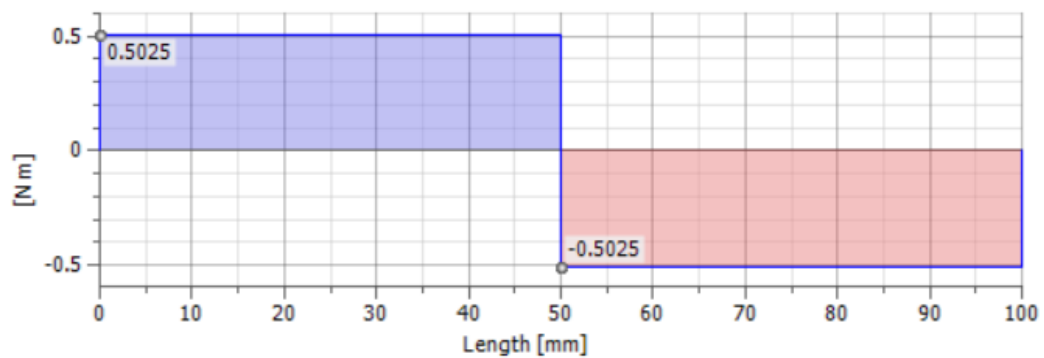


Figura 46: Diagrama de momento torsor

Fuente: PROPIA

Se aprecia que la sección más cargada es el centro, por tanto, con las fuerzas y momentos se calcula la resistencia del eje. Este cálculo y los diagramas se muestran en detalle en el ANEXO 7, los resultantes son los siguientes:

De los diagramas se obtiene lo siguiente en la sección más cargada:

Momento flector	$M_f = 7.409 \text{ Nmm}$
Momento torsor	$M_t = 0.5025 \text{ Nmm}$
Fuerza cortante	$F_c = 155.187 \text{ N}$

#### Cálculos de esfuerzos

Esfuerzo de flexión	$\sigma_f = 9.43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo de torsión	$\tau_t = 0.32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo cortante	$\tau_c = 0.494 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Según el criterio de esfuerzos de Von Mises se tiene la siguiente fórmula para el esfuerzo equivalente:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)} = 9.488 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo máximo de fluencia	$\sigma_F = 390 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 41.1$

#### Cálculos de esfuerzos de fatiga

Debido a que la cremallera se dirige de arriba hacia abajo, lo mismo pasa con las fuerzas en el pasador: cambian de dirección. Esto produce una fatiga alternante que va desde un valor hasta el negativo de este.

Coeficiente de tamaño	$c_t = 0.82$
Coeficiente de temperatura	$c_{temp} = 0.82$
Coeficiente de carga	$c_{carg} = 0.82$
Factor de concentración de esfuerzos	$\beta_k = 2$
Esfuerzo de flexión alternante	$\sigma_{fa'} = \frac{\beta_k}{c} \times \sigma_f = 23.008 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo de torsión alternante	$\tau_{ta'} = \frac{\beta_k}{c} \times \tau_t = 0.78 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo equivalente alternante	$\sigma_{eqa'} = \sqrt{\sigma_{fa'}^2 + 3(\tau_{ta'}^2)} 23.048 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia fatiga por flexión alternante	$\sigma_{fAlt} = 350 \frac{N}{mm^2}$
Factor de seguridad	$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eqa'}}{\sigma_{fAlt}}} = 15.2$

Los factores de seguridad obtenidos son admisibles pues superan el rango 1.25 a 1.5 antes mencionado de acuerdo al tipo de material, carga y esfuerzos.

### 3.2.7. Cálculo de chavetas

Las chavetas se encargan de fijar y conducir el movimiento del engranaje al soporte de garras. En la siguiente figura se aprecia al engranaje y al soporte de garras montados al eje. Para impedir el movimiento axial se usan dos bocinas. Por un lado hay un cambio de sección del eje y por el otro extremo un anillo de retención. Se usan bocinas para mantener fijo el sistema. La chaveta unirá por el centro al eje y por los extremos a los lados del soporte de garras.

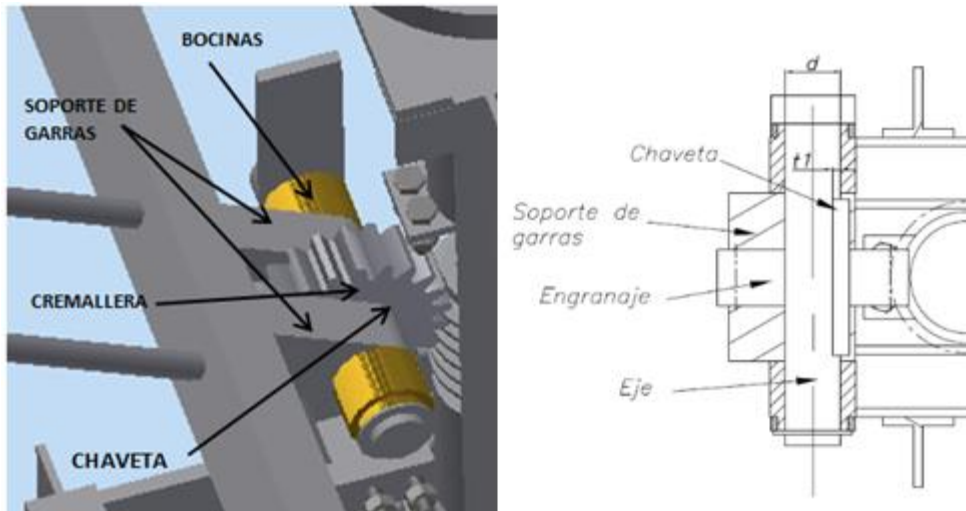


Figura 47: Chaveta y elementos en contacto

Fuente: PROPIA

De acuerdo al diámetro del eje se seleccionan las dimensiones de la chaveta, lo que varía es la longitud. La fuerza de contacto de la cremallera con el engranaje es la que conducirá el giro. Esta fuerza es trasladada al extremo del eje y acompañada de un momento. Los resultados se aprecian a continuación:

Diámetro del eje	$d = 20 \text{ mm}$
Ancho de la chaveta	$b = 6 \text{ mm}$
Altura de la chaveta	$h = 6 \text{ mm}$
Fuerza tangente al eje	$F_t = 294.07 \text{ N}$
Momento torsor	$M_t = 9263 \text{ Nmm}$

#### Cálculos de la longitud mínima de la chaveta

Según la norma DIN 6885, se tiene el siguiente cálculo de chavetas:

Presión admisible para acero	$p_{adm} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Longitud efectiva seleccionada	$L_{ef} = 56 \text{ mm}$
Presión calculada	$p = 2.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Longitud efectiva mínima

$$L_{ef\_minima} = 10.117 \text{ mm}$$

Se aprecia que la longitud seleccionada cumple. Los cálculos de aplastamiento y corte de la chaveta se aprecian en el ANEXO 8. Por tanto se eligen dos chavetas DIN6885 6x6x56

CHAVETAS PARALELAS DIN6885 ACERO C45	
Ft	294.07 N
Mt	9263 Nmm
d	20 mm
t1	3.5 mm
b	6 mm
h	6 mm
Lef_min	10.117 mm
L	56 mm
DIN6885 6x6x56	2 UND

Tabla 6: Chavetas seleccionadas

Fuente: PROPIA

### 3.3. Sistema de accionamiento para coger cajas

#### 3.3.1. Esquema de sujeción de cajas

Las garras inferiores sujetan las cajas por el principio de fricción, es decir soportaran la caja por los extremos y generan una fuerza de fricción que permite el equilibrio con el peso. Además, se debe tener en consideración que la flexión o desplazamiento de dichas garras no afecte la manipulación.

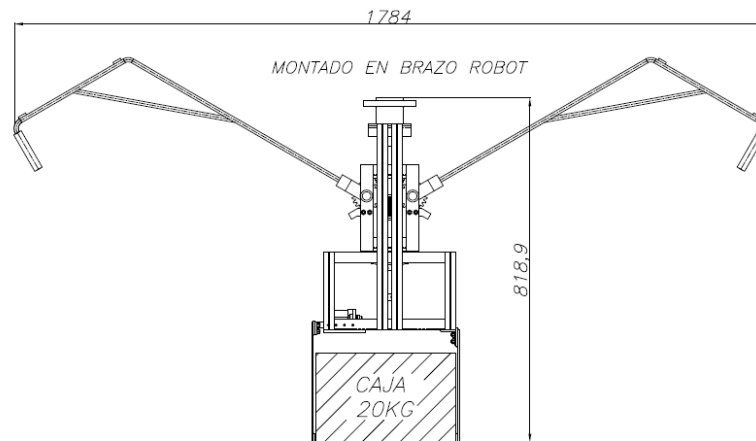


Figura 48: Sujeción de cajas

Fuente: PROPIA

### 3.3.2. Cálculo de garras inferiores para cajas

La forma de sujeción para cajas será por fricción, con una garra móvil y otra fija. Esta garra se cierra y permite que la otra garra fija entre en contacto. Para distribuir la fuerza se usan dos superficies antideslizantes no abrasivas, una en cada lado y están distribuidas en los extremos inferiores del lado en contacto de la caja, donde se tiene mayor resistencia. El material de las garras es acero al carbono ASTM A36, el cual es formado por flejes que serán soldados. Esto se aprecia en la siguiente figura:

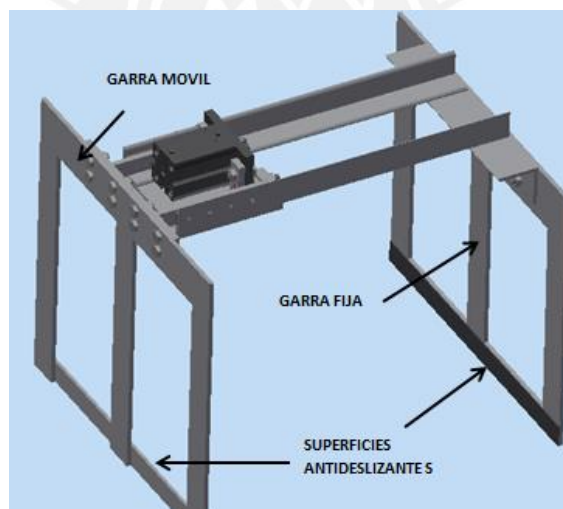


Figura 49: Garras para caja

Fuente: PROPIA

El coeficiente estático entre el material antideslizante y la caja es de  $\mu = 1.06$  para superficies secas. La ficha técnica del material antideslizante se muestra en el ANEXO 9.

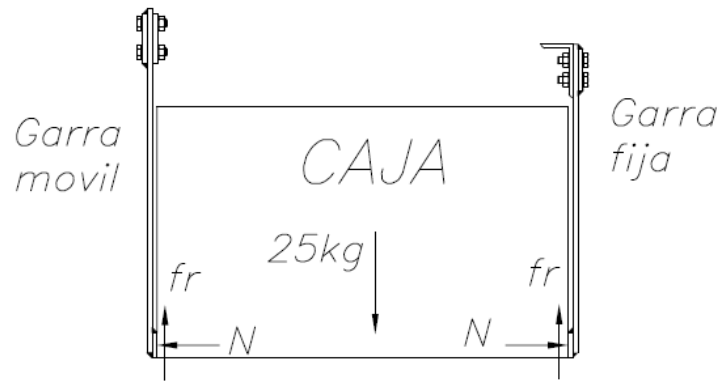


Figura 50: DCL de la caja con las garras

Fuente: PROPIA

$$P_{caja} = 2 \times F_{friccion}$$

$$20 \times 9.81 = fr_1 \times N + fr_2 \times N$$

$$196.2 N = 2 \times 1.06 \times N$$

$$98.1 N = N$$

Se requiere que las garras apliquen una fuerza 98.1 N para sujetar la caja. Esta fuerza se distribuye en los extremos inferiores de dos caras paralelas de la caja. Como se ve posteriormente, al hacer el DCL de fuerzas de la garra se obtiene cuanto fuerza debe dar el actuador neumático para permitir esta sujeción.

### Cálculo de deformaciones y desplazamientos

La fuerza de contacto deforma y desplaza las superficies en contacto, tanto las garras como la caja. Este desplazamiento se debe que considerar al momento de dimensionar la carrera de las garras y que se produzca contacto entre estas y la caja. De lo contrario por la deformación tendría a alejarse del material y ya no habría sujeción pues resbalaría.

A continuación se muestra las cargas a la cual están sometidas las garras:



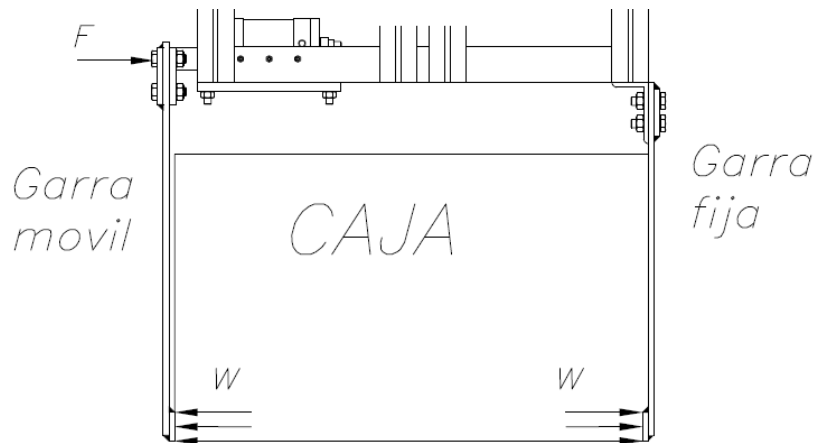


Figura 51: DCL de las garra con caja

Fuente: PROPIA

Por el teorema de Castigliano podemos hallar el desplazamiento de las garras y la compresión que sufren las superficies antideslizantes. La fórmula, antes mencionada para calcular el desplazamiento de las garras para pallet, para calcular el desplazamiento es la siguiente:

Desplazamiento 
$$\delta = \int_0^L \frac{Mx}{E \times I} \left( \frac{\partial Mx}{\partial F} \right) ds$$

- Desplazamiento de garras fija y móvil:

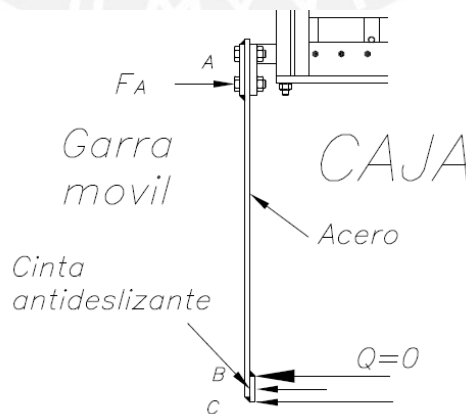


Figura 52: Momento flector en la sección

Fuente: PROPIA

Se tienen dos tramos: AB y BE. De aquí surgen dos desplazamientos que se suman y se obtiene el desplazamiento del punto B. Se analiza el punto B puesto que es el primer punto en tener contacto con la caja, al aumentar la carrera en el desplazamiento de la garra se permite que aún se tenga contacto.

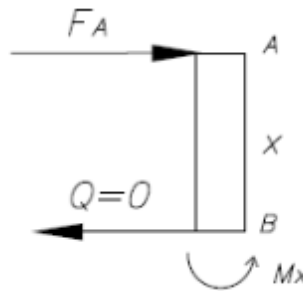


Figura 53: Momento flector en la sección

Fuente: PROPIA

Analizando AB:

Momento flector

$$Mx = \frac{wb^2}{2L} + \frac{Qbx}{L}$$

Derivada del momento

$$\frac{\partial Mx}{\partial F} = \frac{bx}{L} \quad (F = 0)$$

Desplazamiento vertical AB

$$\delta_A = \frac{w \times a \times b^3}{6L^2 EI}$$

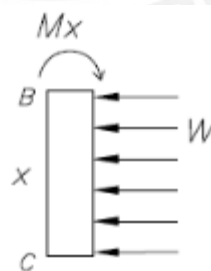


Figura 54: Momento flector en la sección

Fuente: PROPIA

Analizando BE:

Momento flector

$$Mx = \frac{wb^2}{L} \left( a + \frac{b}{2} \right) x + \frac{Qax}{L} + \frac{wx^2}{2}$$

Derivada del momento

$$\frac{\partial Mx}{\partial F} = \frac{ax}{L} \quad (F = 0)$$

Desplazamiento vertical BE  $\delta_A = \frac{w \times a \times b^3}{6L^2 EI}$

De aquí se obtiene que el desplazamiento del punto B para la garra móvil es:

Desplazamiento vertical tota  $\delta_B = \frac{w \times a \times b^3}{24 \times L^2 \times E \times I} (49a^2 + 5ab + b^2)$

La distribuida sería la fuerza de contacto de 98.1 N dividida entre la longitud de 20mm de altura del material antideslizante:

Fuerza distribuida  $w = 4.905 \frac{N}{mm}$

Desplazamiento del punto B  $\delta_B = 0.052 \text{ mm}$

El desplazamiento del punto B para la garra fija es:

Desplazamiento del punto B  $\delta_B = 0.06 \text{ mm}$

- Compresión de la superficie deslizante:

Del mismo modo, se tiene lo mismo para el caso de compresión de las superficies, donde la fuerza de compresión es la fuerza de sujeción calculada para soportar las cajas:

Fuerza distribuida  $F = 98.1 \text{ N}$

Desplazamiento vertical  $\delta_{sup} = \frac{F \times L}{E \times A} = 7.3 \times 10^{-5} \text{ mm}$

- Desplazamiento total de garras:

El cálculo anterior se aprecia en detalle en el ANEXO 10. El desplazamiento total es la suma del desplazamiento de ambas garras más la compresión de la superficie deslizante.

$$\delta_{TOTAL} = \delta_{B1} + \delta_{B2} + 2 \times \delta_s = 0.112 \text{ mm}$$

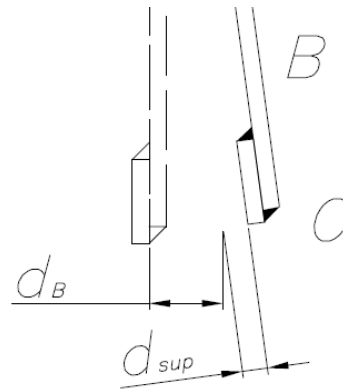


Figura 55: Deformación de la garra

Fuente: PROPIA

Para asegurar que no haya contacto entre la esquina superior de la caja y la garra, el fleje donde ira pegada la superficie deslizante mide 3mm y será soldado a los flejes verticales. Esta longitud es mayor al desplazamiento calculado.

### Cálculo de esfuerzos

La garra está unida a dos piezas guías mediante tornillos. Estos tornillos tienen dos filas de 4 tornillos cada una, para evitar que se produzca momento flector en los tornillos se usa más de un nivel. Como se mencionó antes, cada garra tendrá contacto con la caja en el extremo inferior. Esto se muestra en el siguiente DCL:

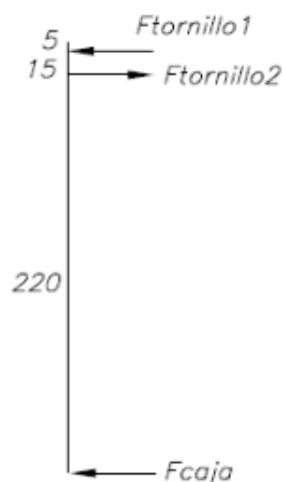


Figura 56: DCL de la garra

Fuente: PROPIA

La fuerza de contacto para lograr la sujeción de garra con caja es de 98.1N, la cual fue calculada anteriormente. Esta fuerza se distribuye simétricamente en el punto de contacto con la caja. De aquí, se puede calcular cuanta fuerza se necesita dar para la sujeción. La fuerza del vástago es la misma fuerza Ftornillo2, la cual proviene del actuador neumático. Se tienen los siguientes diagramas:

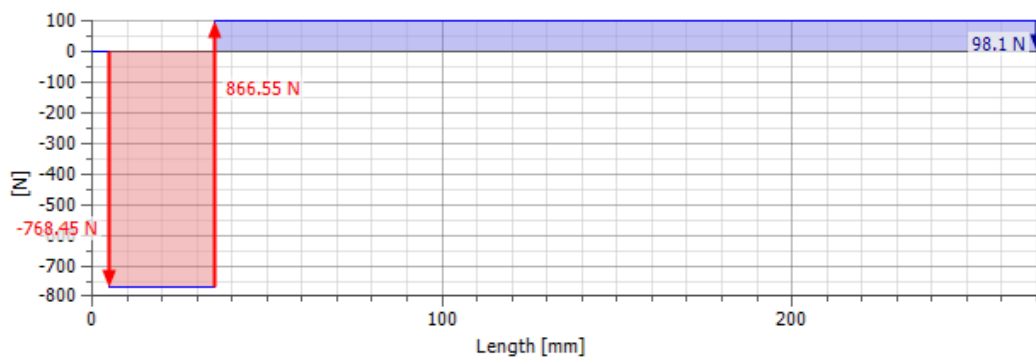


Figura 57: Diagrama fuerza cortante

Fuente: PROPIA

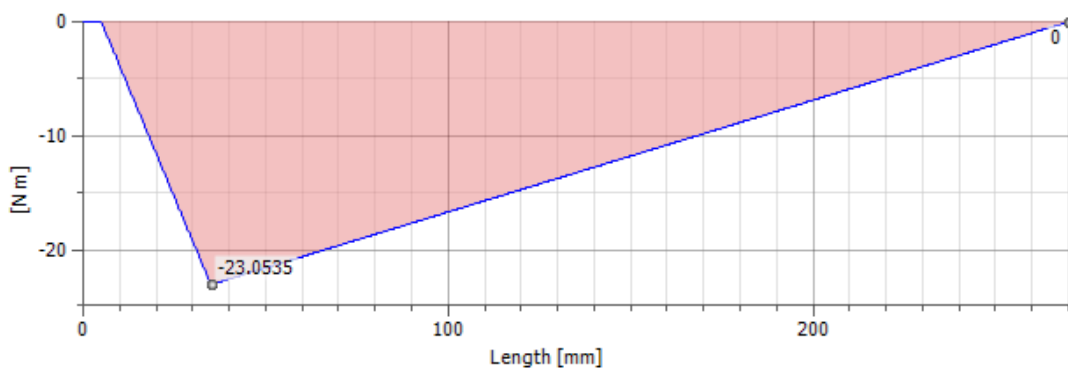


Figura 58: Diagrama momento flector

Fuente: PROPIA

Se aprecia que la sección más cargada es la de los tornillos. Por tanto será analizada:

Propiedades del material ASTM A36

Esfuerzo de máximo de tracción  $\sigma_B = 250 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo máximo de fluencia  $\sigma_F = 400 \frac{N}{mm^2}$

De los diagramas se obtiene lo siguiente en la sección más cargada:

Momento flector	$M_f = 23.04 \text{ Nmm}$
Fuerza cortante	$F_c = 768.45 \text{ N}$
Esfuerzo de flexión	$\sigma_f = 28.817 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo cortante	$\tau_c = 0.702 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Según el criterio de esfuerzos de Von Mises se tiene la siguiente fórmula para el esfuerzo equivalente:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)}$
Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = 28.84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo máximo de fluencia	$\sigma_F = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Se debe cumplir que:	$\sigma_{eq} \leq \sigma_F$
Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 8.7$

#### Cálculo de soldadura

La garra está conformada por flejes que serán soldados por traslape. A continuación se muestra los cordones de soldadura:

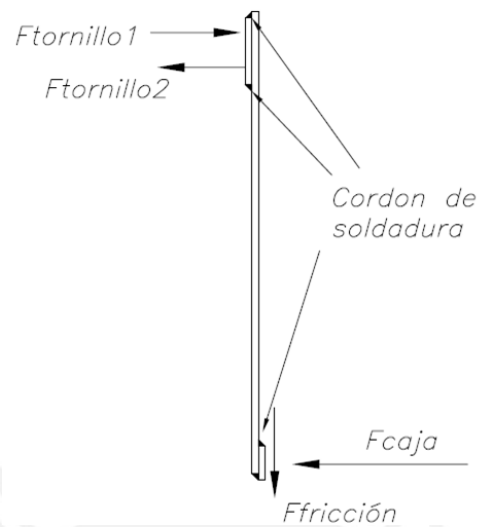


Figura 59: Cordones de soldadura

Fuente: PROPIA

Con las fuerzas y momentos se obtienen los esfuerzos normales y paralelos a la garganta. Después, se pasa al cálculo de los esfuerzos tanto para carga estática y para elementos estructurales. El cálculo completo se aprecia en el ANEXO 10. A continuación se muestran los esfuerzos y se muestra que la soldadura cumple sin problemas:

Fuerza cortante	$F_c = 98.1 \text{ N}$
Fuerza normal	$F_n = 768.45 \text{ N}$
Momento flector	$M_f = 23.05 \times 10^3 \text{ Nmm}$
Espesor	$t = 0.7 \times e = 2.1 \text{ mm}$
Esfuerzo paralelo a la garganta	$t_n = \frac{F_c}{A_s} = 0.077 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo normal	$n_n = \frac{F_n}{A_s} = 0.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo por flexión	$n_f = \frac{M_f \times d}{I} = 0.327 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo normal al cateto	$n = n_n + n_f = 0.927 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Calculo de esfuerzos estáticos:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1.8 \times t_n^2} = 0.933 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{Adm} = v_1 \times v_1 \times \sigma_F = 88 \frac{N}{mm^2}$
Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 94.4$

Calculo de uniones soldadas en elementos estructurales:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2)} = 1.231 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo admisible 1	$\sigma_1 = \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \times \beta_w} = 250 \frac{N}{mm^2}$
Factor de seguridad 1	$FS = \frac{\sigma_1}{\sigma_{eq}} = 203.1$
Esfuerzo admisible 2	$\sigma_2 = \frac{0.9 \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{N}{mm^2}$
Factor de seguridad 2	$FS = \frac{\sigma_2}{\sigma_{eq}} = 146$

Los factores de seguridad obtenidos son admisibles pues superan el rango 1.25 a 1.5 antes mencionado de acuerdo al tipo de material, carga y esfuerzos. Las garras están diseñadas principalmente de acuerdo a la geometría de la caja y para ahorrar materiales se usan flejes soldados, los cordones de soldadura se reparten la fuerza de contacto por tal motivo se tiene valores tan altos de factores de seguridad.

### 3.3.3. Ensayo de fuerza máxima de compresión de la caja

En el taller de Manufactura de la PUCP, se realizó un ensayo para poder determinar la compresión de la caja con la fuerza de sujeción anteriormente calculada (98.1 N = 10 kg).

El ensayo se da en los lados de las caras de 45cm de lado por 22cm de altura. Se aplicó la fuerza en la parte inferior de la caja donde será cogida por la garra. La fuerza máxima a la cual la caja se deforma plásticamente dañando el producto. Con un reloj



comparador se midió la deformación de las masas añadidas de manera gradual como se aprecia a continuación:



Figura 60: Ensayo para obtener deformación  
Fuente: PROPIA

Se realizaron ensayos de la caja vacía y caja llena. Los resultados de la caja llena se aprecian a continuación:

ENSAYO CAJA LLENA	
FUERZA	DEFORMACIÓN
3.14 kg	0.9 mm
3.14 kg	1 mm
6.5 kg	1.5 mm
6.5 kg	1.5 mm
10 kg	2.7 mm
10 kg	2.7 mm
18 kg	3.6 mm
18 kg	3.8 mm

Tabla 7: Resultados ensayos para caja vacía  
Fuente: PROPIA

Se aprecia que la deformación es de 2.7 mm por lado para la fuerza de sujeción calculada (10kg) y que al aumentar esta fuerza hasta los 18 N no se registran daños en la

caja. Por tanto, se podría aumentar esta fuerza sin que dañe el material. Este ensayo se muestra en detalle en el ANEXO 11.

### 3.3.4. Cálculo y selección del actuador neumático

El actuador neumático se encarga de la apertura y cierre de la garra móvil. Como se aprecia en la figura, el vástago del actuador neumático impulsa una pieza guía, la cual está empernada en sus extremos a dos piezas de unión (una en cada lado). Estas piezas de unión van empernadas a la garra móvil. El actuador está empernado a una brida de sujeción de catálogo y está sujeta un soporte en la estructura que se ve explicada en detalle más adelante.

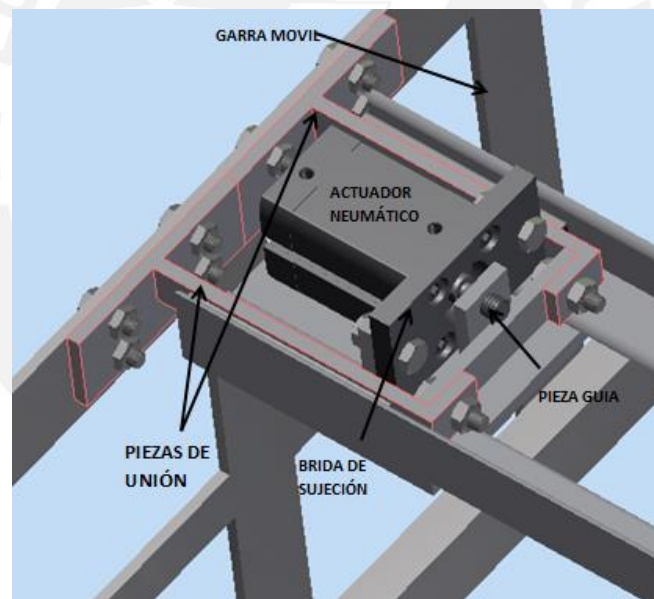


Figura 61: DCL del sistema de correderas

Fuente: PROPIA

Para seleccionar el pistón se parte de la fuerza de agarre y de la carrera. Con la fuerza calculada anteriormente ( $F_{\text{tornillo2}}$ ) se obtiene cuánta fuerza debe suministrar el actuador neumático para que se logre la fuerza de sujeción con la caja.

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$768.45 \text{ N} = \frac{p}{0.0019635 \text{ m}^2}$$
$$p = 1.5 \text{ bar}$$

La garra se moverá desde posición inicial a la posición de contacto con la caja. La garra se desplazará 14mm. Se deja una carrera de 6mm entre el punto de contacto con la caja y la máxima carrera del vástago. Esto debido a que por deformaciones se podría comprimir las superficies en contacto (caja, material antideslizante y garras) y evitar así la sujeción.

$$s_{extra} \geq 2 \times \delta_{CAJA} + \delta_{TOTAL}$$
$$s_{extra} \geq 2 \times 2.7 \text{ mm} + 0.112 \text{ mm}$$
$$s_{extra} \geq 5.5 \text{ mm}$$

El actuador neumático seleccionado es el cilindro compacto marca FESTO o similar, con diámetro 25 mm y una carrera de 20mm. La ficha técnica del actuador neumático se encuentra en el ANEXO 12, del mismo modo la ficha técnica de la brida de sujeción en el ANEXO 13.

El montaje del actuador neumático se da por una brida de sujeción FESTO o similar, el cuál ira empernado en sus extremos a dos soportes de la estructura. Esto se aprecia en la siguiente figura:

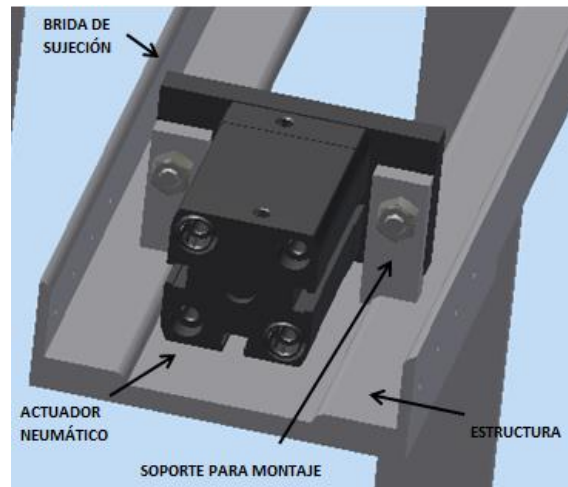


Figura 62: Montaje del actuador neumático

Fuente: PROPIA

### 3.3.5. Cálculo y selección de la guía deslizante

Las guías deslizantes son las encargadas de facilitar el movimiento de las piezas de unión. Estas guías permiten que las piezas de unión recorran el vaivén de abrir-cerrar para la sujeción de las cajas. El vástago del actuador neumático impulsa a la pieza guía, la cual está empernada a las piezas de unión y gracias a las guías se permite un movimiento rápido sin problemas de fricción.

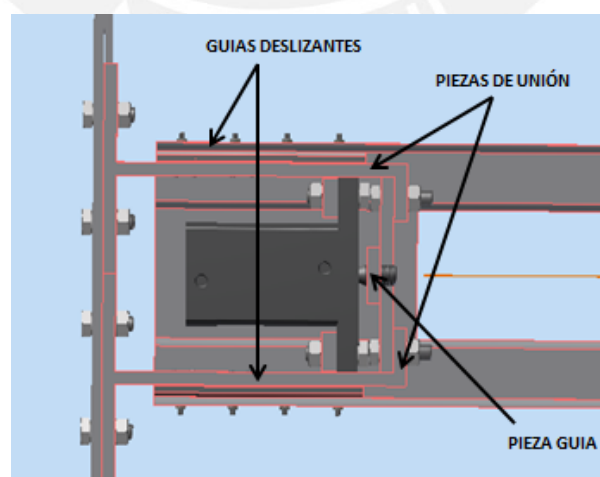


Figura 63: Conjunto de precisión lineal

Fuente: PROPIA

Se seleccionan dos guías deslizantes marca THK modelo ER 513 de 60mm de longitud. Es una corredera delgada y ligera que realiza movimientos lineales, está fabricada de acero inoxidable. Cuenta con unas bolas que giran entre una muesca tipo V y un riel exterior. Para más información se tiene el ANEXO 14. Se puede apreciar el conjunto de precisión lineal en la siguiente figura.

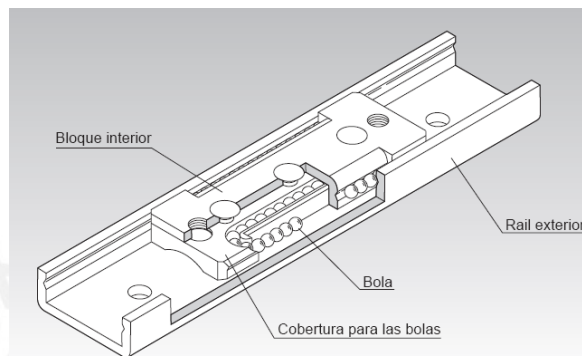


Figura 64: Conjunto de precisión lineal

Fuente: <https://tech.thk.com/es/products/index.php?tar=292>

Cálculo de tiempo de vida útil:

Para obtener el tiempo de vida útil, a partir de la vida nominal, se cuenta con la siguiente ecuación:

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{2 \times l_s \times n1 \times 60}$$

$L_h$ : Tiempo de vida util (h)

$l_s$ : Longitud de carrera (mm)

$n1$ : Cantidad de vaines por minuto ( $\text{min}^{-1}$ )

$$L_h = \frac{4897.24 \times 10^6}{2 \times 20 \times 120 \times 60}$$

$$L_h = 17004 \text{ horas}$$

En la siguiente tabla se muestran las características de las guías:

GUIAS DESLIZANTES	
Marca	THK
Modelo	ER 513
Ancho	13 mm
$L_{\text{bloque}}$	22 mm
Número bloques interiores	2
Longitud	80 mm
Capacidad carga estatica	72.5 N
Capacidad carga	54.9 N
Peso rail exterior	166 g/m
Peso bloque interior	2.4 g
Longitud de vida calculada	4897.24 km
Tiempo de vida util calculada	17004.31 h

Tabla 8: Características de la guía deslizante

Fuente: PROPIA

### 3.3.6. Cálculo de pieza guía

La pieza guía es impulsada por el vástago del actuador neumático. Esta pieza está hecha de acero ASTM A36. El cálculo completo se aprecia en el ANEXO 15. Como se aprecia en la figura la fuerza del vástago está en la parte superior y en la parte inferior, en los extremos, se reparten la fuerza.

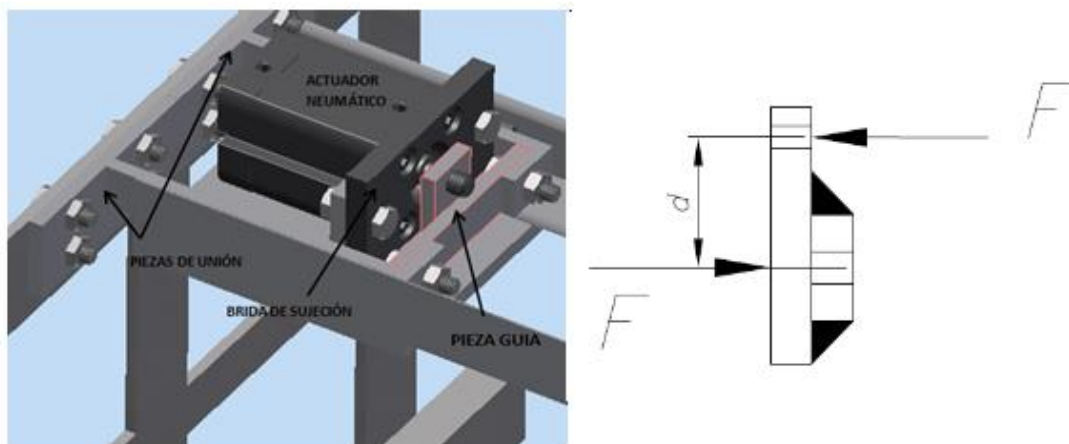


Figura 65: Pieza guía

Fuente: PROPIA

Cálculo de esfuerzos

Se traslada la fuerza del actuador hacia la parte inferior de la pieza guía. De aquí, se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento flector:

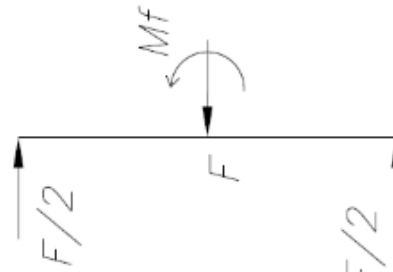


Figura 66: Fuerzas sobre pieza guía

Fuente: PROPIA

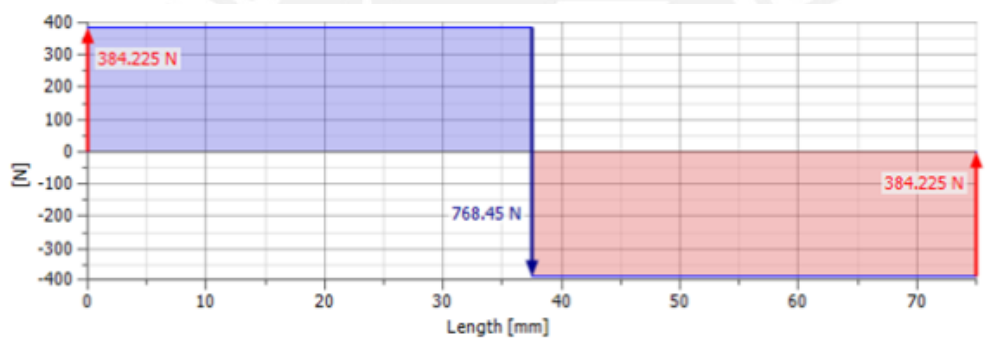


Figura 67: Diagrama de fuerza cortante

Fuente: PROPIA

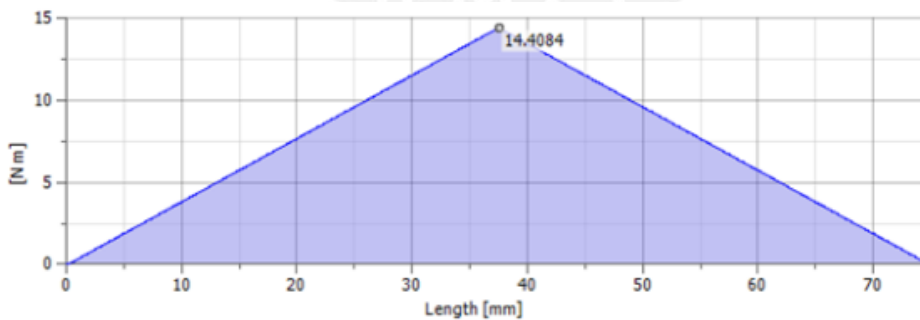


Figura 68: Diagrama de momento flector

Fuente: PROPIA

Se aprecia que la sección más cargada es el centro, en la posición del vástago. De los diagramas se obtiene lo siguiente en la sección más cargada:

Momento flector	$M_f = 14\,400\text{ Nmm}$
Fuerza cortante	$F_c = 768.45\text{ N}$
Esfuerzo de flexión	$\sigma_f = 3.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo cortante	$\tau_c = 8.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Según el criterio de esfuerzos de Von Mises se tiene la siguiente fórmula para el esfuerzo equivalente:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)} = 15.131 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo máximo de fluencia	$\sigma_F = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Se debe cumplir que:	$\sigma_{eq} \leq \sigma_F$
Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 16.5$

### Cálculo de soldadura

La garra está conformada por flejes que serán soldados por traslape. A continuación se muestra los cordones de soldadura:

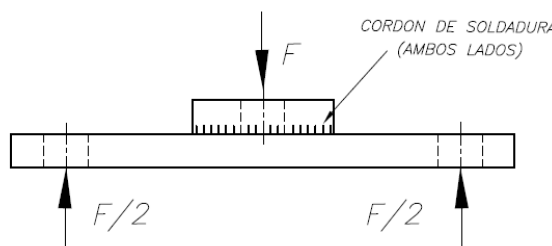


Figura 69: Cordones de soldadura

Fuente: PROPIA

Con las fuerzas y momentos se obtienen los esfuerzos normales y paralelos a la garganta. Después, se pasa al cálculo de los esfuerzos tanto para carga estática y para elementos estructurales. A continuación se muestran los esfuerzos y se muestra que la soldadura cumple sin problemas:



Fuerza normal	$F_n = 768.45\text{N}$
Momento flector	$M_f = 23.05 \times 10^3 \text{ Nmm}$
Espesor	$t = 0.7 \times e = 2.1 \text{ mm}$
Esfuerzo normal	$n_n = \frac{F_n}{A_s} = 8.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo normal al cateto	$n = n_n = 8.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Calculo de esfuerzos estáticos:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1.8 \times t_n^2} = 8.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{Adm} = v_1 \times v_1 \times \sigma_F = 88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 10.3$

Calculo de uniones soldadas en elementos estructurales:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2)} = 12.075 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo admisible 1	$\sigma_1 = \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \times \beta_w} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad 1	$FS = \frac{\sigma_1}{\sigma_{eq}} = 20.7$
Esfuerzo admisible 2	$\sigma_2 = \frac{0.9 \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad 2	$FS = \frac{\sigma_2}{\sigma_{eq}} = 14.9$

Los factores de seguridad obtenidos son admisibles pues superan el rango 1.25 a 1.5 antes mencionado de acuerdo al tipo de material, carga y esfuerzos

### 3.3.7. Cálculo de piezas de unión

Las piezas de unión se encargan de transmitir el movimiento de la pieza guía a la garra móvil. El material de las piezas de unión es acero ASTM A36. El cálculo completo se aprecia en el ANEXO 16.

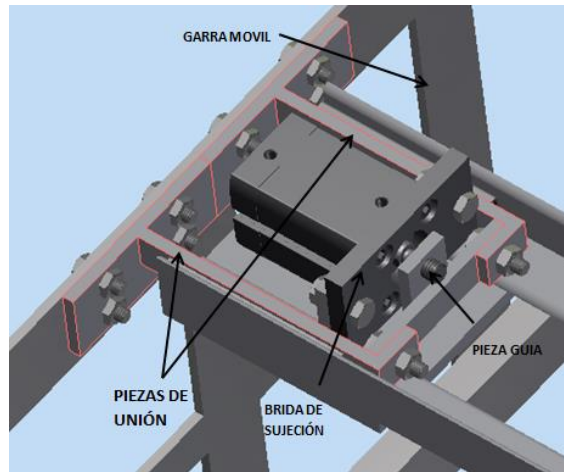


Figura 70: Piezas de unión

Fuente: PROPIA

Cálculo de esfuerzos

Se muestra a continuación el DCL de la pieza de unión. De aquí, se pasa a obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flector trasladando las fuerzas a la parte central de la pieza.



Figura 71: Fuerzas sobre pieza de unión

Fuente: PROPIA

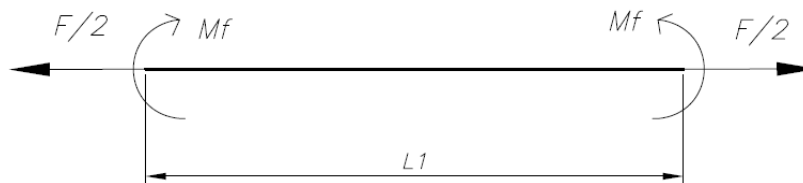


Figura 72: Parte central de la pieza de unión

Fuente: PROPIA

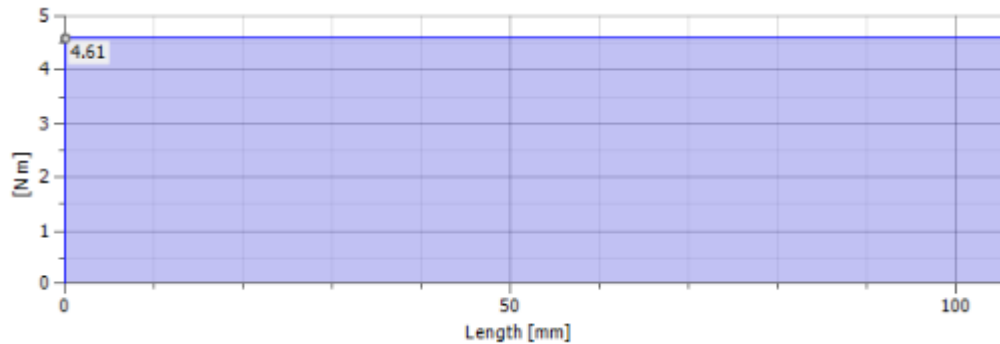


Figura 73: Diagrama de momento flector

Fuente: PROPIA

Toda la parte central soporta un momento flector, por tanto se analizan los extremos: la parte con doblez y el área que va soldada a la parte donde van los tornillos. De los diagramas se obtiene lo siguiente en la sección más cargada:

Momento flector	$M_f = 4.611 \times 10^3 \text{ Nmm}$
Fuerza cortante	$F_c = 384.225 \text{ N}$
Esfuerzo de flexión	$\sigma_f = 8.197 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo cortante	$\tau_c = 8.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Según el criterio de esfuerzos de Von Mises se tiene la siguiente fórmula para el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)} = 11.039 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_F = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Se debe cumplir que: } \sigma_{eq} \leq \sigma_F$$

$$\text{Factor de seguridad } FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 22.6$$

### Cálculo de soldadura

La garra está conformada por flejes que serán soldados por traslape. A continuación se muestra los cordones de soldadura:

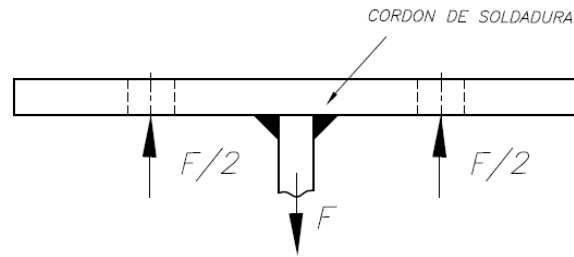


Figura 74: Cordones de soldadura

Fuente: PROPIA

Con las fuerzas y momentos se obtienen los esfuerzos normales y paralelos a la garganta. Después, se pasa al cálculo de los esfuerzos tanto para carga estática y para elementos estructurales. A continuación se muestran los esfuerzos y se muestra que la soldadura cumple sin problemas:

Fuerza normal	$F_n = 384.225 \text{ N}$
Espesor	$t = 0.7 \times e = 3.5 \text{ mm}$
Esfuerzo normal	$n_n = \frac{F_n}{A_s} = 4.269 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo de flexión	$n_f = \frac{M_f \times d}{I} = 7.685 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo normal al cateto	$n = n_n = 11.954 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Calculo de esfuerzos estáticos:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1.8 \times t_n^2} = 11.954 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{Adm} = v_1 \times v_1 \times \sigma_F = 88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad	$FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 7.4$

Calculo de uniones soldadas en elementos estructurales:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2)} = 16.905 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo admisible 1	$\sigma_1 = \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \times \beta_w} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad 1	$FS = \frac{\sigma_1}{\sigma_{eq}} = 14.8$

Esfuerzo admisible 2

$$\sigma_2 = \frac{0.9 \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad 2

$$FS = \frac{\sigma_2}{\sigma_{eq}} = 12.1$$

Los factores de seguridad obtenidos son admisibles pues superan el rango 1.25 a 1.5 antes mencionado de acuerdo al tipo de material, carga y esfuerzos

### 3.3.8. Cálculo de tornillos

Se analizan los tornillos más relevantes del gripper: los que sirven de sujeción de las garras. Se usan dos filas de tornillos con la finalidad de compensar el momento flector que se origina con la fuerza de contacto con las cajas. En la siguiente figura se aprecian los tornillos que sujetan la garra móvil:

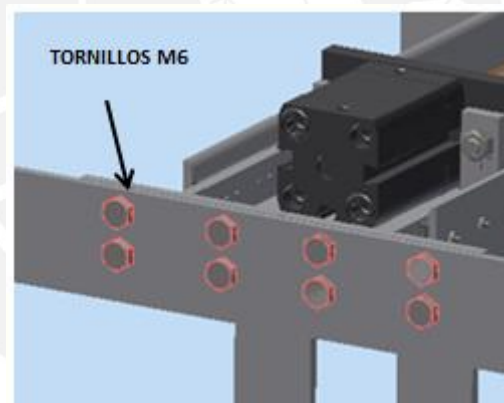


Figura 75: Tornillos de las garras

Fuente: PROPIA

Los tornillos soportan la fuerza anteriormente calculada, en el DCL de la garra. Esta fuerza dividida entre los 8 tornillos. Este cálculo se aprecia en detalle en el ANEXO 17. Los datos del tornillo seleccionado son los siguientes:

Tamaño del tornillo	<i>Tornillo hexagonal M6</i>
Grado	5.8
Número de tornillos	8

Longitud entre placas	$L_p = 9 \text{ mm}$
Fuerza normal sobre cada tornillo	$F = 96.056 \text{ N}$
Constante de rigidez tornillo	$c_t = 2.437 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
Tipo de unión tornillo tuerca	UTT
Constante de rigidez placa	$c_p = 4.064 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$

La forma en que se distribuye el área para obtener el coeficiente de placa se aprecia a continuación:

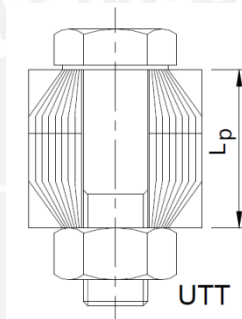


Figura 76: Tipo de unión UTT

Fuente: PROPIA

### Cálculo de resistencia

Esfuerzo del tornillo durante montaje:

Esfuerzo equivalente de montaje  $\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \times \tau_{tM}^2} = 270.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible  $\sigma_{adm} = 0.9 \times \sigma_B = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Factor de seguridad  $FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eqM}} = 1.3$

Esfuerzo del tornillo durante trabajo con carga estática:

Esfuerzo equivalente de montaje  $\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \times \frac{\tau_{tM}^2}{2}} = 196.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible  $\sigma_{adm} = \sigma_F = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Factor de seguridad  $FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eqM}} = 2$

Esfuerzo variable sobre el tornillo:

Esfuerzo alternante sobre el tornillo

$$\sigma_{a.t} = \frac{F_{ext.tS} - F_{ext.tI}}{\frac{\pi d_s^2}{4} \times 2} = 4.774 \frac{N}{mm^2}$$

Limite a la fatiga

$$\sigma_A = 0.85 \times \left( \frac{150}{d} + 45 \right) = 59.5 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad

$$FS = \frac{\sigma_A}{\sigma_{a.t}} = 12.5$$

### 3.4. Estructura de soporte

La estructura se encargara de sujetar el sistema para garras superiores tanto como inferiores. Está formada por planchas de 6mm, perfiles en L y T. El peso aproximado de la estructura es 9.5kg. En la parte superior tiene una brida, la cual va atornillada a la brida del brazo robot para el montaje. Los pesos a soportar son bajos ya que el peso total del gripper es de 13.5kg. Se muestra la estructura a continuación:

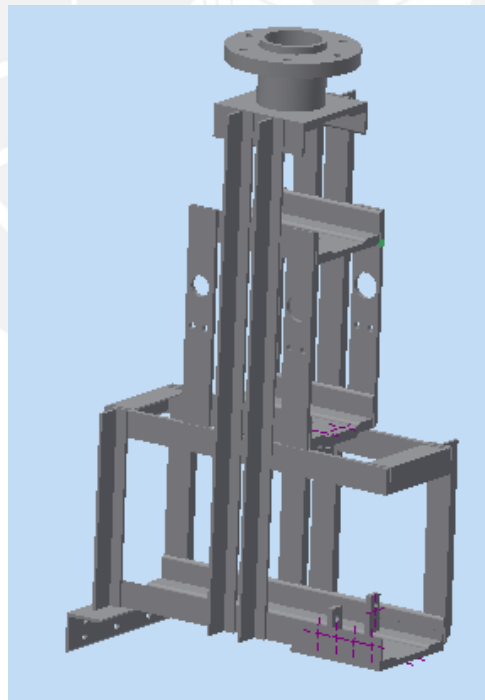


Figura 77: Estructura del gripper

Fuente: PROPIA

Cálculo de soldadura

Se calcula el cordón de soldadura de la parte que más soporta el peso de toda la garra: la parte superior del perfil en T unido con la brida. Se realiza el cálculo más crítico pues si se cumple dicho caso, se deduce que soportara los demás sin problemas. Este cálculo se aprecia en detalle en el ANEXO 18.



Figura 78: Vista de la soldadura de la estructura

Fuente: PROPIA

Fuerza cortante	$F_c = 13.5 \text{ kg} = 132.44 \text{ N}$
Espesor	$t = 0.7 \times e = 2.1 \text{ mm}$
Esfuerzo normal	$t_a = \frac{F_c}{A_s} = 0.315 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Calculo de uniones soldadas en elementos estructurales:

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} = \sqrt{3(\tau_a^2)} = 0.55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Esfuerzo admisible 1	$\sigma_1 = \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \times \beta_w} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad 1	$FS = \frac{\sigma_1}{\sigma_{eq}} = 457.8$
Esfuerzo admisible 2	$\sigma_2 = \frac{0.9 \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Factor de seguridad 2	$FS = \frac{\sigma_2}{\sigma_{eq}} = 329.7$



Según recomendación mencionada anteriormente, para este caso, el factor de seguridad oscila entre los 2 a 2.5 pues son materiales promedio que trabajan en condiciones ambientales ordinarias y con esfuerzos y cargas que pueden calcularse.

Para el cálculo de la estructura se tiene en cuenta principalmente la geometría dispuesta por las garras tanto para cajas como pallets, mas no el diseño más compacto y económico de la estructura. Por tanto, se tiene unos altos valores de factores de seguridad.

### Cálculo de esfuerzos

Se calcula el esfuerzo producido en los soportes del eje. En la siguiente imagen se aprecia la fuerza P, proveniente de los pesos de: garras superiores, soporte de garras, bocinas y eje. El área de la estructura que soporta este peso se muestra al costado derecho de la figura:

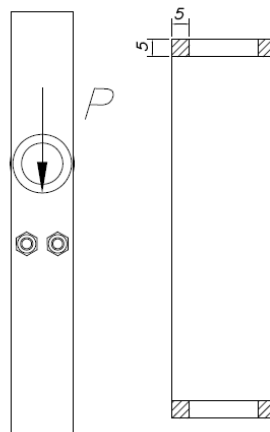


Figura 79: Fuerza sobre los flejes

Fuente: PROPIA

Fuerza normal

$$F_n = 3.84 \text{ kg} = 37.67 \text{ N}$$

Esfuerzo normal

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A} = 0.004 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se cumple que:

$$\sigma_n \leq \sigma_F$$

### 3.5. Sistema neumático

La secuencia de operaciones para el sistema neumático es la siguiente: A+, A-, B+, B-. Primero el brazo robot se dirige a la zona de pallets apilados, coge un pallet (A+) y lo transporta a la zona de paletizado. En este punto el pallet es descargado (A-). Después el brazo se dirige a la mesa donde la faja transportadora deja las cajas (provenientes de la máquina de encajado). En este punto, el brazo robot coge una caja (B+) y la transporta a la zona de paletizado, donde es descargada (B-). Cabe recordar que los actuadores neumáticos trabajan a cierta presión que fue calculada anteriormente. El esquema neumático se aprecia a continuación:

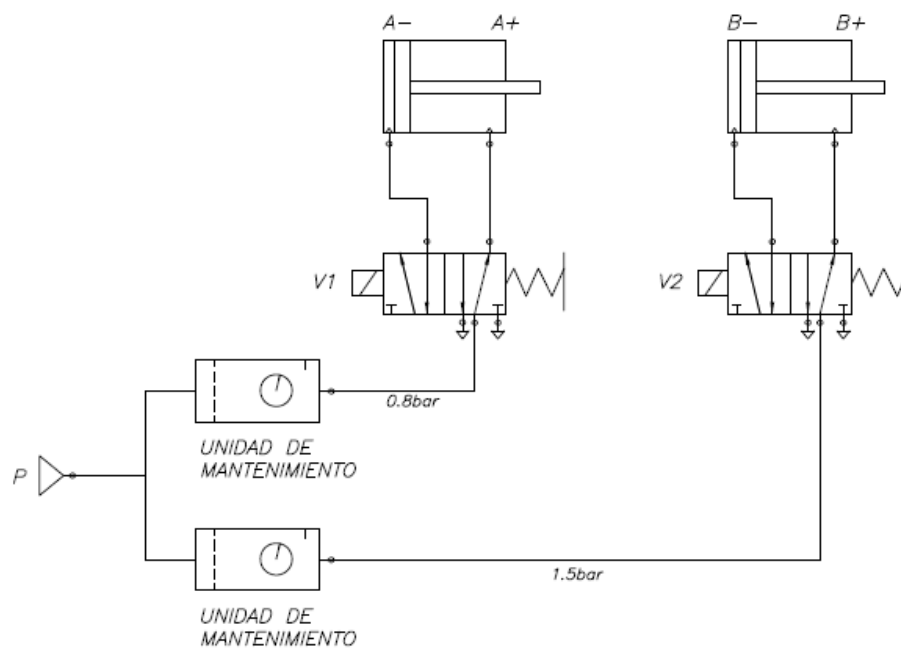


Figura 80: Esquema neumático

Fuente: PROPIA

Para accionar el abrir/cerrar de las cajas se utiliza la programación para las secuencias del brazo robot. Esta programación indica las coordenadas a donde debe llegar el gripper para lograr coger los objetos. Una vez posicionada encima del pallet o la caja el siguiente comando de la programación le indica abrir o cerrar del gripper, enviando una señal para cerrar circuito.

Por ejemplo para coger la caja, una vez posicionado el brazo robot con gripper, se envía una señal que cierra el interruptor nombrado COGER PALLET y cierra el circuito de la figura 84 y energiza K1. Al energizarse K1, se cierra el interruptor de este y se energiza la bobina V1, como se aprecia en la figura 85. Así, llega la señal a la válvula 5/2 permitiendo que el aire a presión pase por la posición 2 de la válvula, con esto se logra mover el vástago del pistón.

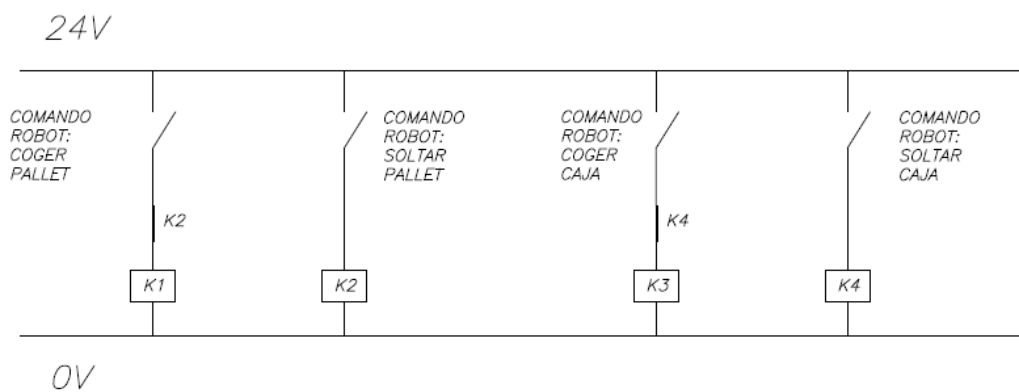


Figura 81: Diagrama eléctrico de control

Fuente: PROPIA

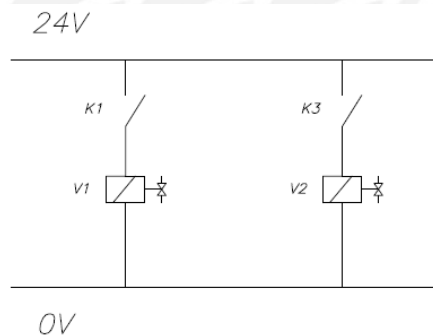


Figura 82: Diagrama eléctrico de potencia

Fuente: PROPIA

### 3.6. Tiempos de operación

Para obtener el tiempo de operación se tiene en cuenta las velocidades de accionamiento de los actuadores neumáticos y el flujo de cajas provenientes de la faja transportadora.

Se comparan dos tiempos: el tiempo entre cajas (proveniente del flujo de la maquina encajadora) y el tiempo para abrir/cerrar las garras del gripper. Para concluir si es posible el palletizado en los tiempos dados, el tiempo de sujeción debería ser menor que el tiempo disponible para manipular una caja. La comparación se muestra a continuación y se aprecia que el tiempo para abrir/cerrar es el 10% del tiempo de manipulación por caja. En conclusión el tiempo de operación depende del tiempo entre cajas.

$$t_{entre\ cajas} = 4s > t_{caja\ abrir/cerrar} = 0.36 s$$

Tiempo por operación		
Descripción		
$V_{coger\ pallets}$	0.49	m/s
$V_{coger\ cajas}$	0.37	m/s
Flujo cajas	15.00	cajas/min
n° cajas/pallet	48.00	und
$t_{entre\ cajas}$	4.00	s
$t_{caja\ abrir/cerrar}$	0.36	s
$t_{pallet\ abrir/cerrar}$	0.29	s
$t_{movimiento\ garra}$	3.35	s

Tabla 9: Tiempo de operación

Fuente: PROPIA

El tiempo de operación para completar un arreglo de cajas con pallets (1 pallet y 48 cajas) es 3.2 minutos. El cálculo se aprecia a continuación:

$$t_{arreglo\ cajas} = 4 \times 48 s = 192 s = 3.2 min$$

Tiempo total		
Descripción	Tiempo	
$t_{arreglo\ cajas}$	192	s
$t_{arreglo\ cajas}$	3.2	min.

Tabla 10: Tiempo total

Fuente: PROPIA

## CAPÍTULO 4

### COSTOS DE FABRICACIÓN

El presente capítulo tiene por objetivo realizar una cotización aproximada de la fabricación del gripper. Para calcular este costo, se van a separar los sub-costos de acuerdo a categorías los cuales finalmente se sumaran para obtener el costo total. Se separan de la siguiente manera:

- Costos de diseño
- Costos de elementos normalizados
- Costo de elementos estructurales
- Costo de maquinado y ensamble

#### 4.1. Costos de diseño

Para el diseño del gripper se consideran las horas hombre invertidas en la elaboración de los planos y el desarrollo de los cálculos. Se considera el trabajo invertido por el asesor y por el tesista. Esto se aprecia en la siguiente tabla:

ID	Descripción	Precio S/.
1	Asesor	2500
2	Tesista	4500
	<b>SUBTOTAL</b>	<b>7000</b>

Tabla 11: Costos de diseño

Fuente. PROPIA

#### 4.2. Costos de elementos normalizados

Para los elementos normalizados se consideran elementos que existen el mercado y no necesitan un maquinado, es decir, pueden ser ensamblados sin previo trabajo. Tales como las guías deslizantes, tornillos, tuercas, superficies antideslizantes, entre otros. Se aprecian en la siguiente tabla:

ID	Descripción	Modelo/ Material	Marca	Cantidad	Precio unitario S/.	Precio total S/.
1	Actuador neumático D=40 S=40	ADN-40-40-A-P-A	FESTO	1	599.98	599.98
2	Pie de fijación	HNA-40	FESTO	2	130	260
3	Actuador neumático D=25 S=20	ADN-25-20-A-P-A	FESTO	1	374.31	374.31
4	Brida de sujeción	FNC-25	FESTO	1	130	130
5	Valvula 5/2	A-5-1/4	FESTO	2	424.5	849
6	Unidad de mantenimiento	MSB4	FESTO	2	721.4	1442.8
7	Guia deslizante circular	LME 30	TCHK	2	120	240
8	Guia deslizante	ER 513	TCHK	2	210	420
9	Cilindros de caucho reforzado	30x500mm	-	8	3	24
10	Anillo de retención	St	-	2	1.5	3
11	Superficie antideslizante	300x400mm	3M	1	12	12
12	Tornillo hexagonal M1	ISO 4014	5.8	8	0.3	2.4
13	Tuerca hexagonal M1	ISO 4032	5.8	8	0.3	2.4
14	Tornillo hexagonal M2	ISO 4014	5.8	8	0.3	2.4
15	Tuerca hexagonal M2	ISO 4014	5.8	8	0.3	2.4
16	Tornillo hexagonal M6	ISO 4014	5.8	24	0.3	7.2
17	Tuerca hexagonal M6	ISO 4032	5.8	25	0.3	7.5
18	Tornillo hexagonal M8	ISO 4014	5.8	4	0.3	1.2
19	Tuerca hexagonal M8	ISO 4032	5.8	5	0.3	1.5
					<b>SUBTOTAL</b>	<b>4382.09</b>

Tabla 12: Costos de elementos normalizados

Fuente. PROPIA

### 4.3. Costos de elementos estructurales

Para los elementos estructurales se consideran los elementos que para poder convertirse en elementos finales tendrán un proceso de maquinado. Entre estos se distinguen: elementos como perfiles o planchas que solo requieren procesos de corte, taladrado o soldado y también barras, las cuales requieren proceso de torneado, rectificado o fresado. Los precios de estos elementos se muestran en la siguiente tabla:

ID	Descripción	Material	Marca	Longitud (m)	Peso por longitud (kg/m)	Precio total S/.
1	Perfil L1x1x1/8"	ASTM A36	-	0.9	0.879	8.54
2	Perfil L1 1/2x11/2x1/8"	ASTM A36	-	0.05	1.11	0.60
3	Perfil T1x1x1/8"	ASTM A36	-	2.1	0.879	19.94
4	Plancha PL 6mm	ASTM A36	50x800mm	-	-	70.00
5	Plancha PL 4mm	ASTM A36	150x600mm	-	-	50.00
6	Tubo acero inoxidable	AISI 304	Ø=10.3mm	3.47	0.37	13.87
7	Plancha PL 4mm	ASTM A36	200x1200mm	0.315	-	70.00
8	Plancha PL 8mm	ASTM A36	60x60mm	-	-	20.00
9	Barra Ø2 1/2"	ASTM A36	-	0.063	24.86	16.91
10	Barra Ø1 1/4"	BRONCE	-	0.06	6.215	2.24
11	Barra Ø2 1/2"	Ck 45	-	0.04	24.86	10.74
12	Barra Ø2"	ASTM A36	-	0.07	15.911	12.03
13	Barra Ø1 1/4"	Ck 45	-	0.25	6.215	16.78
14	Barra Ø2 1/2"	Ck 45	-	0.3	24.86	80.55
15	Barra cuadrada	ASTM A36	-	0.06	4.91	3.18168
16	Barra cuadrada	ASTM A36	-	0.04	4.91	2.12112
					<b>SUBTOTAL</b>	<b>397.50</b>

Tabla 13: Costos de elementos estructurales

Fuente. PROPIA

### 4.4. Costos de maquinado y ensamble

Estos costos involucran los procesos de maquinado de los elementos y también su posterior ensamble en taller. Para calcular el costo se considera que dos operarios realizan el trabajo de maquinado y el ensamblado trabajando 12 horas. Se considera S/. 20.00 Nuevos soles el costo de mano de obra y alquiler de maquinaria.

ID	Descripción	Precio S/.
1	Maquinado de componentes	350
2	Ensamble de la garra	150
	<b>SUBTOTAL</b>	500

Tabla 14: Costos de maquinado y ensamble

Fuente. PROPIA

#### 4.5. Costo total

Una vez obtenidos los sub-costos requeridos para la fabricación del gripper, se suman dichos valores y se obtiene el costo total.

ID	Descripción	Costo S/.
1	Costos de diseño	7000
2	Costo de elementos normalizados	4382.09
3	Costo de elementos estructurales	397.5
4	Costo de maquinado y ensamble	500
	<b>TOTAL</b>	12279.59

Tabla 15: Costo total

Fuente. PROPIA



## PLANOS DE ENSAMBLE Y DESPIECE

El presente capítulo tiene el objetivo nombrar los planos del gripper para paletizado de cajas y pallets, estos planos fueron obtenidos como resultado del cálculo y análisis detallado del proyecto. La lista de planos se muestra a continuación:

ID	Descripción	Código	N° de planos
1	Plano de ensamble: GRIPPER PARA PALETIZADO	E01-A1	1
2	Plano de ensamble: 15. ESTRUCTURA	E02-A1	1
3	Plano de despiece: A. SUB ESTRUCT. INFERIOR	D01-A1	1
4	Plano de despiece: B. SUB ESTRUCT. MEDIA	D02-A3	1
5	Plano de despiece: C. SUB ESTRUCT. SUPERIOR	D03-A3	1
6	Plano de despiece: 4. CREMALLERA	D04-A3	1
7	Plano de despiece: 3. ENGRANAJE	D05-A4	1
8	Plano de despiece: 12. GARRAS SUPERIORES	D06-A3	1
9	Plano de despiece: 15. PIEZA DE UNIÓN	D07-A3	1
10	Plano de despiece: 14. PIEZA GUIA	D08-A4	1
11	Plano de despiece: 17. GARRA INFERIOR	D09-A3	1
12	Plano de despiece: 11. EJE	D10-A4	1

Tabla 16: Lista de planos

Fuente. PROPIA

## CONCLUSIONES

- El presente diseño cumple con el objetivo principal de sujetar y mantener sin problemas las cajas para su paletizado. Esto se garantiza calculando la fuerza necesaria para la sujeción de las cajas. Además, con los cálculos de desplazamientos de las garras y el ensayo para la deformación de las garras con la fuerza de sujeción, se obtiene cuando se deformarían las superficies en contacto lo cual es considerado en el diseño.
- El presente diseño cumple con el objetivo de sujetar y mantener los pallets para su paletizado. Esto se garantiza con los cálculos de desplazamientos de los tubos para garras superiores para apreciar cuanto se deforman y que no influyen en la sujeción. Además, con el cálculo de esfuerzo, considerando que la fuerza distribuida pase a ser puntual, se aprecia que no fallan.
- Se concluye que la fuerza necesaria para que el gripper pueda sujetar por fricción la caja de 20kg es de 98.1N (10kg). Esta fuerza depende del peso de la caja y de la rugosidad de las garras, a mayor rugosidad de las garras menor será la fuerza requerida de sujeción. La fuerza que soporta el gripper para cargar los pallets es de 245.25N (25kg), el cual es el peso de los pallets y esto debido a que la sujeción es por el principio de forma.
- La presión de accionamiento del actuador neumático para coger pallets es de 0.8 bar y esta se obtiene a partir de la fuerza necesaria para girar las garras superiores a la posición de sujeción. La presión de accionamiento del actuador neumático para sujetar cajas es de 1.5 bar y esta se obtiene trasladando la fuerza necesaria para sujetar cajas hasta el actuador neumático.
- Se concluye que la fuerza calculada para sujetar las cajas no afecta ni deteriora el estado de las cajas. Esto se comprueba mediante una experimentación en el

laboratorio de manufactura de la PUCP, donde se obtiene que la deformación de la caja debido a la fuerza de 10 kg por lado es de 4mm cuando la caja está vacía y 2.7mm cuando la caja está llena.

- El tiempo de operación por arreglo (48 cajas y un pallet) es de 3.2 minutos. Este tiempo se obtiene a partir del tiempo de manipulación disponible por caja (4 segundos) y del tiempo de abrir/cerrar garras. El tiempo de abrir/cerrar de las garras es de 0.39 segundos para pallets y 0.35 segundos para cajas, lo cual representa un 10% del tiempo de manipulación disponible por caja. En conclusión, el tiempo de operación depende del flujo de cajas y para lograr las 48 cajas y un pallet se requieren 192 segundos.
- Los costos para la fabricación del gripper son de S/. 12279.59 Nuevos Soles. Lo que representa un 13% aproximadamente de los costos de un brazo robótico. Lo cual muestra que el diseño no tiene costo elevado y abarca un bajo porcentaje respecto al costo de la máquina donde va instalada. Además, estos costos pueden disminuir aún más si se optimiza el diseño del gripper.

## OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

- Se apreció que existen varios tipos de grippers en el mercado para un función definida o que cumplan una sola función, pero para manipular más de un objeto y dependiendo de la geometría, pesos y formas se requiere un diseño del gripper.
- Se recomienda que para la descarga de cajas en el paletizado se tenga cuidado en el sistema de accionamiento y la apertura para las garras. Debido a que al descargar las cajas, la acción de abrir/cerrar podría mover las cajas que están juntas formando un arreglo. Por tanto se recomienda, que solo sea una garra la que realice el movimiento y que la otra deje una luz de separación entre cajas.
- Se observó que para los cálculos de resistencia de materiales los valores obtenidos difieren en gran medida de los valores admisibles, mostrando que cumplen sin problemas en cuestiones de resistencia. Esto se debe a que los objetos a cargar tienen un bajo peso. A partir de esto, se podría lograr una optimización del diseño utilizando otro tipo de materiales tales como aluminio para ciertas piezas.
- El peso es un factor importante para el diseño del gripper puesto que no debe exceder al peso de la carga a transportar, por tanto se podría minimizar este peso utilizando otro tipo de materiales y optimizando formas constructivas.

## BIBLIOGRAFÍA

- (1) Comité costarricense de logística - “CCL”  
2014 “Manual de Logística de Paletización”. Costa Rica, noviembre 2013, edición 2, página 4. Consulta: 02 de octubre del 2014.  
<http://es.slideshare.net/raeman19991/manual-de-paletizacion>
- (2) Ministerio de comercio exterior y turismo  
2014 “Guía de Envases y Embalajes”. Lima, junio 2009, página 49. Consulta: 02 de octubre del 2014.  
[http://www.mincetur.gob.pe/comercio/ueperu/consultora/docs\\_taller/envases%20y%20embalajes.pdf](http://www.mincetur.gob.pe/comercio/ueperu/consultora/docs_taller/envases%20y%20embalajes.pdf)
- (3) Introducción a la logística  
2014 “Paletización y Contenedores”. Medellín, 2002, página 10. Consulta: 02 de octubre del 2014.  
<http://es.slideshare.net/oscarreyesnova/16-manual-de-paletizacion-y-contenedores>
- (4) PAYPER  
2014 “Paletizado de sacos”. Productos: Paletizado. Consulta: 02 de octubre del 2014  
<http://www.payper.com/paletizadores-sacos>
- (5) KUKA  
2014 “Robots industriales”. Productos. Consulta: 02 de octubre del 2014  
<http://www.kuka-robotics.com/es/products/>
- (6) CAMOZZI  
2014 “Introducción: Vacío básico”. Catálogo general. Página 29-30. Consulta: 02 de octubre del 2014.

<http://www.esperia.es/Modulos/UsuariosFtp/Conexion/archi363A.pdf>

**(7) THK**

2014 Modelo ER. Conjunto línea de precisión. Products line up. Consulta: 11 de mayo del 2015

[https://tech.thk.com/es/products/pdf/es\\_a06\\_006.pdf#1](https://tech.thk.com/es/products/pdf/es_a06_006.pdf#1)

**(8) Mott, Robert L.**

2014 Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. México: Pearson Educación.

**(9) Alvarez, Miguel**

2015 Elementos de máquinas 2. Lima: Pontificia universidad Católica del Perú.

**(10) Rodriguez, Jorge**

2015 Resistencia de materiales 2. Lima: Pontificia universidad Católica del Perú.

**(11) Niemann, Gustav**

2015 Elementos de máquinas. Ed. Labor, Barcelona, 1987

**(12) Beer, Ferdinand y Johnston, Rusell**

2015 Mecánica de materiales. Mc Graw Hill, Bogota 1994

**(13) Paulsen, Kurt**

2015 Elementos de máquinas 1. Lima: Pontificia universidad Católica del Perú.

**(14) PUCP**

2015 Dibujo mecánico 2. Lima: Pontificia universidad Católica del Perú.