



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

“DISEÑO DE UN BRAZO MECÁNICO DE UNA TONELADA DE
CARGA Y TRES METROS ELEVACIÓN PARA LA EMPRESA
METARQEL S.A.C.”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO
ELECTRICISTA.

AUTOR:

CÉSAR ELÍ UCEDA MEDINA

ASESOR ESPECIALISTA:

Ing. MARIO FELIX OLIVERA ALDANA

LÍNEA DE INVESTIGACION:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS.

TRUJILLO – PERÚ

2017

.....
Ing. JORGE ADRIAN SALAS RUIZ
(PRESIDENTE)

.....
Ing. MARIO FELIX OLIVERA ALDANA
(SECRETARIO)

.....
Ing. JAVIER LEON LESCANO
(VOCAL)

DEDICATORIA

*A DIOS, Por brindarme salud, sabiduría y ser un amigo incondicional,
el que me guía, me cuida día a día y me protege por el buen sendero.*

*A MIS QUERIDOS PADRES, Sara y Segundo por estar pendiente de mí y
brindarme su apoyo incondicional en todo momento, ´por apoyarme en todo
lo que pudieron porque sé que lo hicieron con el corazón.*

AGRADECIMIENTO

A DIOS

Por guiarme y darme fortaleza para salir de los momentos de soledad y en los momentos más difíciles de mi vida.

*A mis queridos padres **Segundo Carrera Malca y Sara Medina Carrera** por el inmenso apoyo incondicional en todo momento.*

*A mi esposa **Teresita Flores Reyes** por estar en todo momento apoyándome, a ella que me dio la dicha de ser padre darme un lindo hijo que se convirtieron en el motor para seguir y dar conclusión a ésta escalón profesional de mi vida.*

A TODAS

Las personas (profesores, amigos, etc.) Que me apoyaron en todo y que aportaron con sus conocimientos para poder realizar mi carrera profesional.

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo **Uceda Medina, Cesar Elí** con DNI N° 42727592, A EFECTO DE CUMPLIR CON LAS DISPOSICIONES vigentes consideradas en el reglamento de grados y títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

CÉSAR ELÍ UCEDA MEDINA

DNI. 42727592

PRESENTACIÓN

SEÑORES MIEMBROS DEL JURADO:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada “DISEÑO DE UN BRAZO MECÁNICO DE UNA TONELADA DE CARGA Y TRES METROS ELEVACION PARA LA EMPRESA METARQEL S.A.C.”, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

CÉSAR ELÍ UCEDA MEDINA

INDICE:

Página de jurado	i
Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
Declaratoria de autenticidad.....	iv
Presentación	v
Índice.....	vi
Resumen	1
Abstract.....	2
I. Introducción.....	3
1.1 Realidad problemática.....	3
1.2 Trabajos previos.....	4
1.3 Teorías relacionadas al tema	6
1.4 Formulación del problema.....	23
1.5 Justificación.....	23
Relevancia tecnológica.....	23
Relevancia social.....	23
Relevancia económica.....	23
Relevancia ambiental	23
Relevancia institucional	23
1.6. Objetivos	24
1.6.1. Objetivos generales.....	24
1.6.2. Objetivos específicos	24
II. Método	26
2.1. Diseño de investigación.....	26
2.2. Variables de operación.....	26
a. Variables independientes	26
b. Variables dependientes	26
2.3. Población y muestra	26
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	27
2.5. Método de análisis de datos.....	28

III. Resultados.....	29
IV. Discusión	101
V. Conclusiones	102
VI. Recomendaciones	103
VII. Referencias bibliográficas.....	104
Anexos	105

RESUMEN

En el presente trabajo de tesis titulado “Diseño de un brazo mecánico de una tonelada de carga y tres metros elevación para la empresa Metarqel S.A.C.” se tuvo como objetivo realizar el diseño de un brazo mecánico para la realidad del taller de la empresa metal-mecánica Metarqel S.A.C. con la finalidad de mejorar el tiempo de operación y las condiciones de trabajo.

Para el diseño del brazo mecánico se eligió una alternativa de solución óptima haciendo uso de la metodología del diseño, planteando una lista de exigencias referente a la realidad de la empresa frente a este problema, luego una estructura de funciones y matriz morfológica elaborada en base al estado de la tecnología, se realizó un análisis de las cualidades técnicas y económicas de todas las alternativas posibles de solución para finalmente elegir una.

El método de análisis para determinar las dimensiones de los componentes del brazo se dieron tomando dos casos críticos de posicionamiento de la carga ante el brazo, la primera en flexión máxima con el brazo y antebrazo extendido y el segundo en torsión máxima cuando el brazo y antebrazo se encuentran perpendicularmente entre sí.

Se concluyó que para poder mover los componentes del mecanismo del brazo mecánico que representan una cadena cinemática abierta es necesario utilizar dos cilindros hidráulicos uno vertical de capacidad 2000 Kg con una bomba de caudal de bomba 17 l/min y un motor de 1.5 KW de potencia a 1500 RPM para manejar el nivel del brazo respecto del suelo y otro horizontal entre el brazo y antebrazo de capacidad 500 Kg con una bomba de caudal de 1.5 l/min y un motor de 0.25 KW de potencia a 1500 rpm para mover la articulación.

Se realizó el análisis de esfuerzos de los componentes del brazo mecánico utilizando el software Solidworks encontrando que los factores de seguridad son los siguientes 1.54 para la columna principal, 1.69 el soporte deslizador, 3.08 eje de la articulación, 1.43 brazo, 1.36 pin de articulación, 1.79 para el antebrazo y para el gancho seleccionado es de 2.

Palabras clave: cadena cinemática, elevación, articulado.

ABSTRACT

In this thesis entitled "Design of a mechanical arm of one tonne of load and three meters elevation for the company Metarqel S.A.C." was aimed to design a mechanical arm for the design of the workshop of the metal-mechanical company Metarqel SAC With the purpose of improving the operating time and working conditions.

For the design of the mechanical arm an alternative of optimum solution was chosen, making use of the design methodology, presenting a list of requirements regarding the reality of the company in front of this problem, then a structure of functions and morphological matrix elaborated on the basis of State of technology, we performed an analysis of the technical and economic qualities of all possible solution alternatives to finally choose one.

The method of analysis to determine the dimensions of the arm components was given by taking two critical cases of positioning of the load before the arm, the first in maximal flexion with the arm and extended forearm and the second in maximum torque when the arm and forearm Are perpendicular to each other.

It was concluded that in order to be able to move the components of the mechanical arm mechanism that represent an open kinematic chain it is necessary to use two hydraulic cylinders one vertical one of capacity 2000 kg with a pump of pump flow 17 l / min and a motor of 1.5 KW of power At 1500 RPM to handle the level of the arm with respect to the ground and another horizontal between the arm and forearm of capacity 500 kg with a pump of flow of 1.5 l / min and a motor of 0.25 KW of power at 1500 rpm to move the joint.

We performed the stress analysis of the components of the mechanical arm using the Solidworks software, finding that the safety factors are as follows: 1.54 for the main column, 1.69 the support slider, 3.08 joint axis, 1.43 arm, 1.36 joint pin, 1.79 for the forearm and for the selected hook is 2.

Keywords: kinematic chain, elevation, articulated.

I. Introducción.

1.1 Realidad problemática

La manipulación manual de cargas es una tarea bastante frecuente que puede producir fatiga física o lesiones como contusiones, cortes, heridas, fracturas y lesiones musculoesqueléticas en zonas sensibles como son los hombros, brazos, manos y espalda.

Es una de las causas más frecuentes de accidentes laborales con un 20-25% del total. Las lesiones que se producen no suelen ser mortales, pero originan grandes costes económicos y humanos ya que pueden tener una larga y difícil curación o provocar incapacidad. [1]

En la factoría de la empresa Metarqel S.A.C. cuyo ambiente es restringido para los puentes grúa y unidades motorizadas para trasladar el material debido al área disponible (planchas, tubería de acero y otros) hacia las mesas de trabajo y posteriormente sean cortadas, dobladas etc.

A lo largo de sus años, La empresa ha diseñado, fabricado y ejecutado importantes proyectos en el sector público y privado, destacando así su seriedad, en el cumplimiento de los plazos comprometidos, realizando trabajos cumpliendo las especificaciones técnicas acordadas, cuidando el medio ambiente y la seguridad de sus trabajadores.

El empresario debe tomar las medidas técnicas u organizativas necesarias para evitar la manipulación manual de cargas siempre que esto sea posible. En caso de no poder evitarse evaluará el riesgo para determinar si es o no tolerable y tomará las medidas necesarias para reducir los riesgos a niveles tolerables mediante utilización de ayudas mecánicas.

Teniendo en cuenta los factores de riesgo: Características de la carga Esfuerzo físico necesario, Características del medio de trabajo, Exigencias de la actividad Factores individuales de riesgo. [1]

Con esta necesidad se diseña un brazo mecánico que alcance las posiciones requeridas de trabajo y evite que los trabajadores sufran lesiones al manipular estas cargas.

1.2 Trabajos previos

“Análisis de los esfuerzos en forma analítica y experimental del puente de una grúa tipo mono puente con capacidad de 20 toneladas”.

Tesis para optar por el título de ingeniero mecánico. Díaz Laguna, Edwin R. instituto politécnico nacional, MEXICO, 2012.

Se concluyó:

- Que con la ayuda del software de diseño CAD el análisis de los elementos diseñados se llevó a cabo de manera correcta, ya que los resultados coincidían con los hechos analíticamente, haciendo el uso del software más entendible el fenómeno de esfuerzo deformación presente en los elementos analizados.
- Para asegurar la viabilidad del proyecto y del diseño fue necesario tomar en cuenta la disponibilidad de los materiales, así como la selección de piezas estandarizadas.
- Se hizo una comparación de diferentes métodos; analítico, computacional y experimental llegando a la conclusión que el margen de error es de un 8% entre ellos y esto es debido al proceso de manufactura y factores externos. [2]

“Diseño de un sistema emulando el movimiento articulado de una mano, brazo y antebrazo”.

Tesis de maestría, ingeniero mecánico Hernández Santos, Carlos. Centro nacional de investigación y desarrollo tecnológico, MEXICO, 2007.

Este documento presenta el diseño de un sistema robótico antropomórfico, que consta de un brazo de 7 grados de libertad (gdl) y una mano con 15 gdl, cuya finalidad es reproducir algunos de los movimientos que realizan el brazo y la mano humanos. Los rangos de movilidad y las dimensiones del sistema completo son las de un humano promedio.

Se concluyó:

- Se diseñó de un brazo robótico antropomórfico con 7 grados de libertad, 3 en la parte del hombro, 2 en la parte del codo y 2 en la muñeca.
- Se diseñó una mano antropomórfica de 15 grados de libertad con 4 grados sub-actuados.
- Se realizó la simulación de movimiento tanto para la mano como para el brazo robótico.
- Se realizó un análisis estructural de todo el sistema robótico.
- Se realizó un análisis dinámico de los tres grados críticos del brazo robótico.
- Se encontró la cinemática directa e inversa para el sistema diseñado. [3]

“Diseño y construcción de una grúa plegable hidráulica de 2.5 toneladas”

Tesis de grado. Lindao K. Jiménez, v. programa de tecnología en mecánica.
Guayaquil-ECUADOR, 2006

En este proyecto se construirá una grúa de brazo móvil con capacidad de 2.5 ton. La grúa tiene un diseño de cantiléver y está formada por un brazo articulado. Está diseñada para operaciones de elevación, remoción, transporte y colocación que no pueden realizarse con procedimientos tradicionales tales como la utilización del tecele. Su maniobrabilidad, fácil desplazamiento, seguridad y rapidez de ejecución son las principales características. Está dotada con válvula de seguridad contra sobrecargas y provista de limitador hidráulico de recorrido. Su brazo elevador extensible, las ruedas giratorias, gancho de seguridad pivotante facilitan el acceso a la carga y su maniobrabilidad.

Se concluyó:

- Se diseñó una grúa plegable con capacidad de 2.5 Tn.
- Altura máxima de 2.5 metros y una carga de 350 Kg.
- Se logró el cálculo de los accesorios del sistema hidráulico después de conocer los esfuerzos a los que estaba sometido la grúa que trabaja a una presión de 1250 psi con un motor de 5 HP a 1800 RPM. [4]

1.3 Teorías relacionadas al tema.

1.3.1 Estado del arte.

- Brazo manipulador neumático:

Usado para trabajos de tomar y colocar, operaciones de ensamblado, manipulación de máquinas herramientas y cargas no mayores a una tonelada. El funcionamiento del brazo manipulador neumático se da apoyado en su base (1) este gira alrededor de la columna (2), es accionado por un panel de control (6) y los objetos sostenidos por la tenaza (7) para trasladar y manipular las cargas [6]

1	Base
2	Columna
3	Pistón neumático
4	Articulación
5	Pluma
6	Panel de control
7	Tenaza manipuladora



Figura 1.2 Brazo manipulador neumático (Fuente Manibomaq)

- Brazo riel:

El accionamiento del brazo riel consiste en una columna (2) que soporta a la columna (5) el cual gira alrededor de la base (2) accionado por un motor eléctrico (3), posee un riel donde se desplaza el winche (6) que sube y baja la carga accionado por un control electrónico que acciona ambos motores. Usado para operaciones de manipulación de máquinas herramientas, cargas pesadas. [6]

1	Base
2	Columna
3	Motor de giro
4	Bisagra
5	Pluma
6	Motor winche



Figura 1.3 Brazo riel (Fuente Occidente de elevación S.L.).

- Brazo robótico.

Este brazo se acciona electrónicamente, su accionamiento es automatizado para cumplir funciones de operaciones de ensamblaje, soldadura por arco, y pintado; posee unas tenazas para coger objetos simulando una mano humana. [6]

1	Base rotativa
2	Mando electrónico
3	Articulación
4	Brazo
5	Cable eléctrico
6	Pinza



Figura 1.4 Brazo esférico (fuente Lynxmotion).

- **Elementos de un brazo hidráulico:**

Se muestra un esquema en la figura 1.5. Señalando los principales elementos.

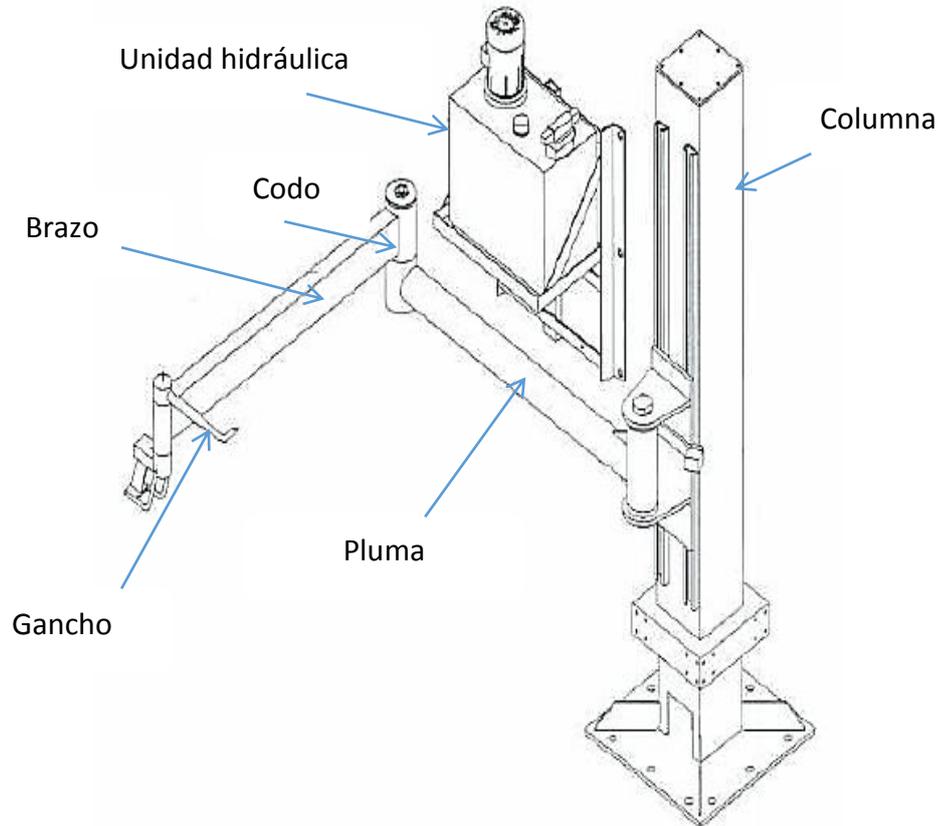


Figura 1.5. Partes de un brazo mecánico (Fuente el autor).

- **Columna:** soporte a tierra del brazo mecánico.
- **Codo:** articulación intermedia del brazo mecánico que permite alcanzar posiciones lineales.
- **Brazo y pluma:** vigas articuladas que soportan la carga cuando es trasladada hacia otra posición.
- **Unidad Hidráulica:** desplaza el brazo de forma vertical y regula la altura de operación.

- **Gancho:** Unidad de anclaje de la carga.

1.3.2 Metodología del diseño.

Para el desarrollo de tesis de diseño usamos el Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño el cual consiste de varias etapas previas al cálculo y modelamiento. Se establece una lista de exigencias que debe cumplir la máquina para luego formar una serie de funciones que esta desempeñara y así llegar a proponer distintas posibilidades de solución que serán analizadas y evaluadas cualitativamente en los aspectos técnicos y económicos.

A. Lista de exigencias.

En esta etapa se deberá captar toda la información necesaria para diseñar la máquina deseada. Se utiliza el estado de la tecnología sobre el tema, donde se toman en cuenta nuevos sistemas, materiales, procesos de fabricación que permita cumplir con las necesidades de la máquina planteada inicialmente.

En la figura 1.6 se presenta un ejemplo de lista de exigencias basado en el “Diseño de gripper para brazo robot para el paletizado de cajas de 20 Kg y pallets de 25 Kg”

LISTA DE EXIGENCIAS		Pg. 1.1
TESIS	DISEÑO DE GRIPPER PARA BRAZO ROBOT PARA EL PALETIZADO DE CAJAS DE 20 Kg Y PALLETS DE 25 Kg”	REVISADO: V.G.
D/E	Descripción	Responsable
E	Función: transportar pallets vacíos de la zona de apilado a la zona de llenado.	J.R.
E	Fuerza: la fuerza de agarre debe ser necesaria para poder sujetar y trasladar sin problemas la carga	J.R.
E	Energía: El gripper deberá ser accionado con una fuentes de energía que permita sujetar la carga	J.R.
D	Fabricación: El gripper deberá poder ser fabricado por talleres locales.	J.R.
D	Mantenimiento: El mantenimiento deberá ser sencillo.	J.R.
D	Tamaño: Se diseñará un gripper lo más compacto posible.	J.R.
E	Costo: El diseño deberá tener una buena relación beneficio-costos.	J.R.

Figura 1.6 Lista de exigencias (Fuente [18])

B. Secuencia de operaciones:

Se desarrolla una estructura de funciones dividiendo la función total en funciones parciales (sub-funciones) basándose adicionalmente en la lista de exigencias.

Para tener un entendimiento mejor continuamos con nuestro ejemplo sobre la tesis “Diseño de gripper para brazo robot para el paletizado de cajas de 20 Kg y pallets de 25 Kg” donde se establece el objetivo principal de la máquina de la cual se extraen funciones parciales que se muestran en la Figura 1.7.

Secuencia de operaciones:

- Preparación.

Revisar máquina de encajado antes del encendido, revisar brazo robótico antes del encendido, realizar la conexión de la fuente de energía para el gripper, montaje manual del gripper manual, prender brazo robótico, programación el brazo robótico, prender máquina de encajado flujo 15 cajas/min, puesta en marcha del sistema maquina encajado y brazo robótico. [11]

- Ejecución.

Trasladar el brazo robot con gripper hacia el pallet, en la zona de apilado, accionar sujeción para pallet con gripper, sujetar pallet con gripper, trasladar el pallet de zona de apilado a zona de paletizado, accionar descarga para pallet, descargar pallet para gripper, trasladar brazo robot con gripper hacia la caja transportadora, accionar sujeción por caja, sujetar caja con gripper, trasladar caja de faja transportadora, accionar descarga para caja, repetir hasta lograr arreglo. [11]

- Control.
- Fase final.

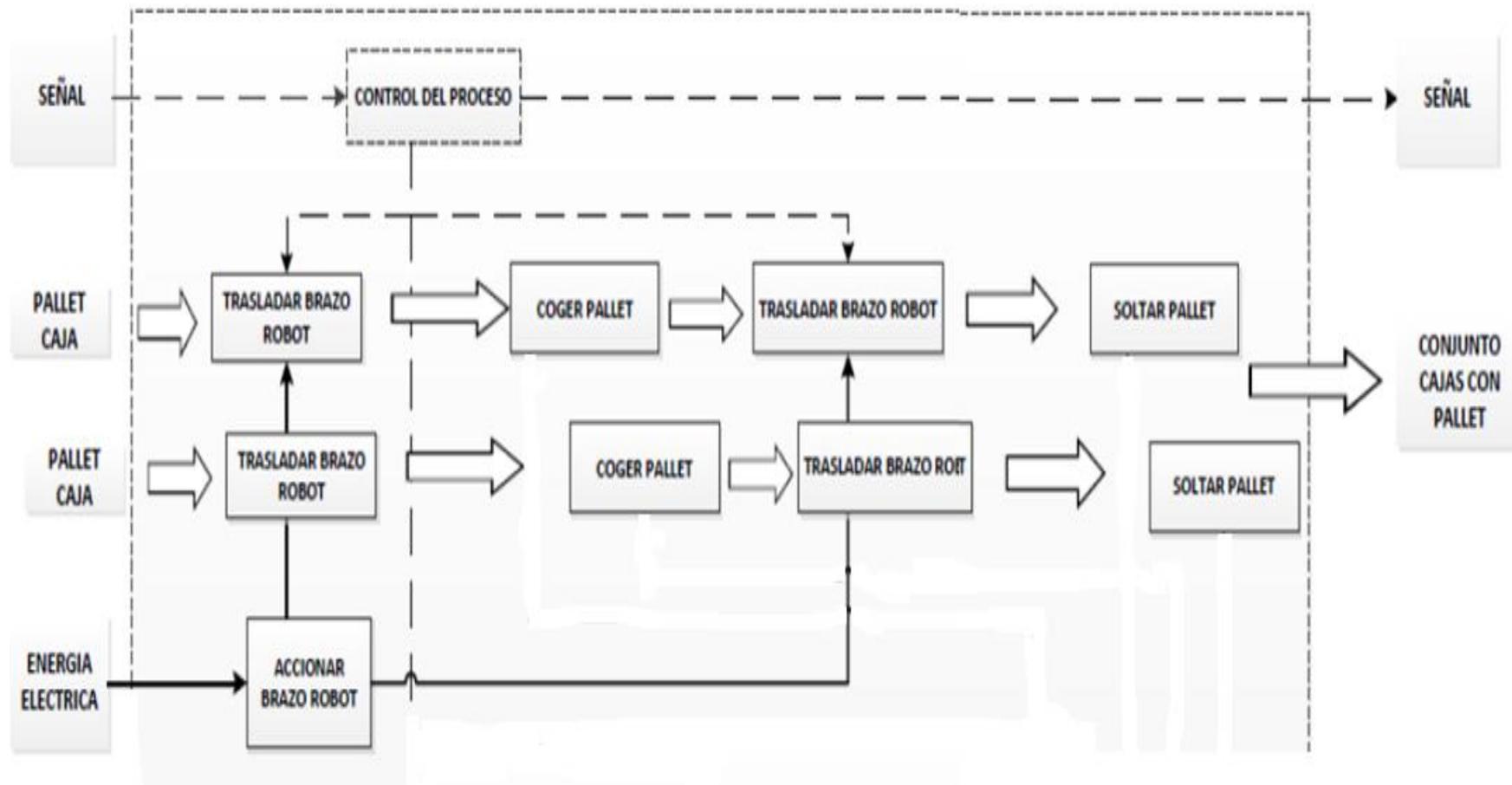


Figura 1.7 Estructura de funciones (Fuente [11])

C. Matriz morfológica:

Mediante el uso de la matriz morfológica se plantean posibles soluciones para cada función parcial valiéndose de la estructura de funciones de la máquina, Para ello se hará uso del estado de la tecnología.

En la figura 1.8 se muestra un ejemplo de matriz morfológica para el ejemplo “Diseño de gripper para brazo robot para el paletizado de cajas de 20 Kg y pallets de 25 Kg”. [11]

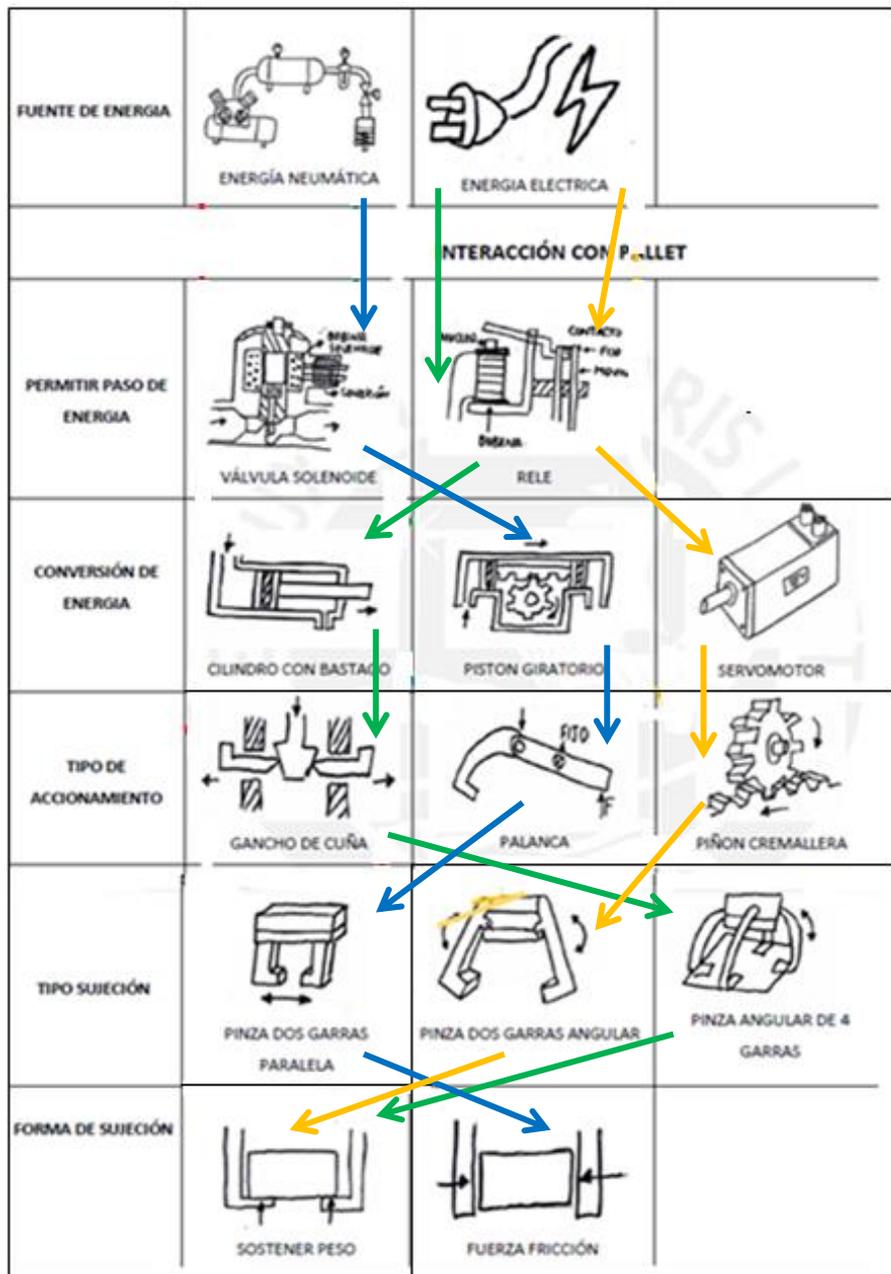


Figura 1.8 Matriz morfológica (Fuente [11])

Solución 1:

Ésta posible solución manipula las cajas por movimiento lineal y movimiento sincronizado por principio de empuje. Las garras deben cerrarse para sujetar las cajas al momento de coger las mismas, las garras superiores están inclinadas hacia arriba para no cruzarse en la operación y permitir el paletizado

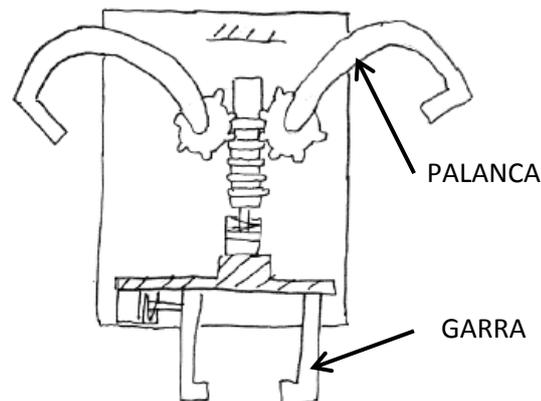


Figura 1.9 solución 1 Azul [11]

Solución 2:

Ésta posible solución usa energía eléctrica. Las cajas y pallets se moverán con un mismo mecanismo, el movimiento de las garras es lineal. Sus ventajas, es un mecanismo compacto y de simple funcionamiento. Las desventajas son, se necesita un servomotor de regular tamaño que incrementará su tamaño y costo.

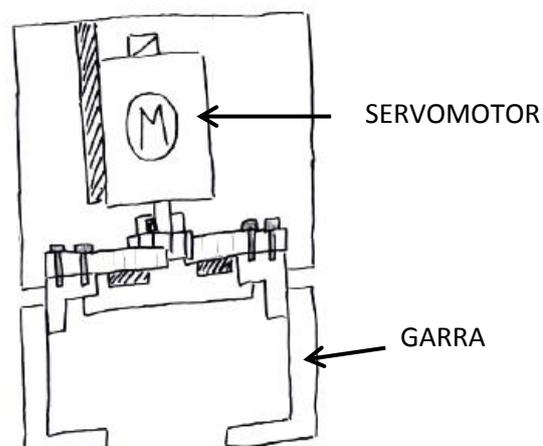


Figura 1.10 solución 2 Naranja [11]

Solución 3:

En esta posible solución el pistón es un cilindro rotativo que mueve el piñón que luego mueve la cremallera. 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.

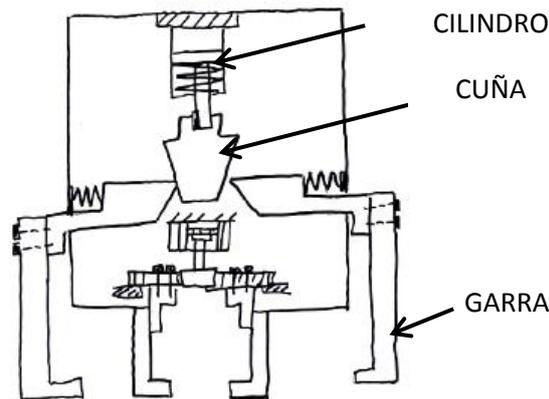


Figura 1.11 solución 3 Naranja [11]

1.3.3 Evaluación de la solución.

En esta etapa del diseño se evalúan cuantitativamente las alternativas.

Siguiendo con la metodología se practica un primer análisis tecno-económico de las alternativas según la norma VDI 2225 parte 1. Mediante el empleo de formatos se evalúan criterios tanto técnicos como económicos. La calificación de estos criterios se establece en un rango de 0 a 4 en cada alternativa. Las características de funcionamiento de los modelos según los mecanismo que utilizan les dan cualidades diferenciadas uno respecto de los otros 0 = No satisface, 1 = aceptable a las justas, 2 = suficiente, 3 = Bien, 4 = muy bien. Debido a la diferente importancia en el proyecto se realizan dos evaluaciones, una sin peso ponderado y la otra considerando este "g" 1 = poco importante, 2 = importante, 3 =muy importante. La calificación de estas alternativas se presenta en la tabla 1.1, mostrándose los valores relativos alcanzados por cada uno con respecto a la solución ideal. Se consideran las alternativas que hayan alcanzado valores mayores o iguales a 0,6. [11]

Tabla 1.1 Valores técnico económicos de las alternativas.

Si Valores de Xi e Yi	Soluciones
> 0,8	Son Muy Buenas
= 0,7	Son Buenas Soluciones
< 0,6	Son Soluciones Deficientes

Los valores relativos de cada aspecto se plasman en cuadros como de la figura 1.12 y 1.13. Donde por la geometría y los componentes que posee cada máquina, según el criterio del diseñador se le asigna una calificación respecto de la Norma VDI 2225.

Referenciándonos al estado de la tecnología deducimos el comportamiento de los mecanismos que conforman cada modelo, para asignarle un puntaje p.

La puntuación de las propiedades de cada uno de los modelos fue elaborada según el criterio del diseñador de este ejemplo “Diseño de gripper para brazo robot para el paletizado de cajas de 20 Kg y pallets de 25 Kg” tanto técnico como económico.

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

Figura 1.12 Evaluación técnica. [11]

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

Figura 1.13 Evaluación económica. [11]

Luego se grafican en coordenadas cartesianas los valores técnicos y económicos X_i e Y_i , así como también los valores de la solución ideal.

En la figura 1.14 se presenta la pendiente 45° que representa el balance entre valor técnico y valor económico donde marca el lugar geométrico de las soluciones ideales, es decir, aquellas soluciones que satisfacen completamente los requerimientos del cliente se encontraran en lo más alto y cerca a esta línea, por lo tanto para el ejemplo la solución más adecuada será la numero 1. [11]

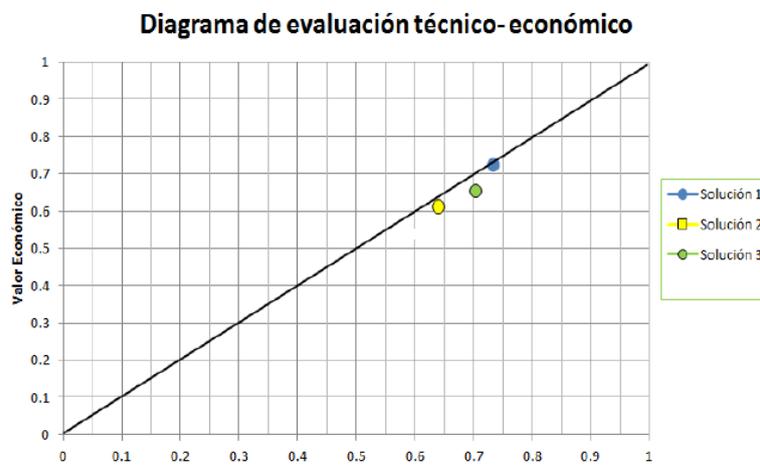


Figura 1.14 Grafica de la evaluación técnica-Económica. [11]

1.3.4 Movilidad de los mecanismos.

La condición de Grashof:

El eslabonamiento de cuatro barras es el mecanismo articulado más simple posible para movimiento controlado con grado de libertad simple. También aparece con varias formas tales como la de manivela-corredera y la de leva y seguidor. De hecho, es el dispositivo más común y omnipresente utilizado en maquinaria. También es extremadamente variado en función de los tipos de movimiento que puede generar. La menor cantidad de partes que puede realizar el trabajo en general será la solución menos cara y más confiable. Por lo tanto, el eslabonamiento de cuatro barras deberá estar entre las primeras soluciones a problemas de control de movimiento a ser investigados.

La condición de Grashof es una relación muy simple que predice el comportamiento de rotación o potabilidad de las inversiones de un eslabonamiento de cuatro barras basado solo en las longitudes de los eslabones.

Sea: $S =$ longitud del eslabón más corto.

$L =$ longitud del eslabón más largo.

$P =$ longitud de un eslabón restante.

$Q =$ longitud de otro eslabón restante.

Luego si: $S + L \leq P + Q$ (1.1)

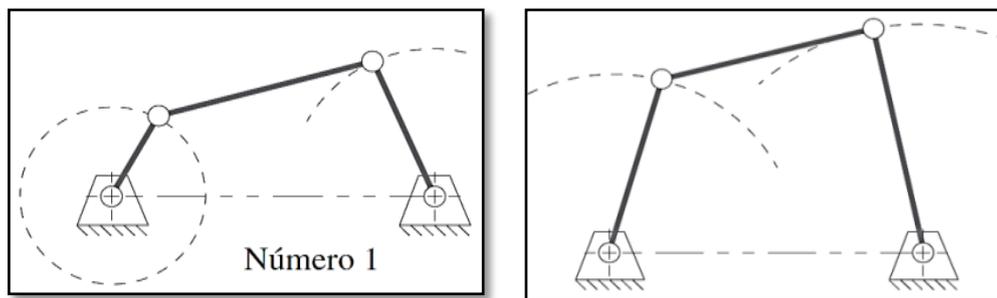


Figura 1.15 Eslabonamiento de cuatro barras. Izquierda Eslabonamiento de Grashof. Derecha Eslabonamiento de no Grashof

1.3.5 Diseño mecánico.

A. Columnas largas con carga centrada.

En la figura 1.16 se muestran columnas largas con diferentes condiciones de extremo (frontera).

Si la fuerza axial P que se muestra actúa a lo largo del eje centroidal de la columna, ocurre compresión simple del miembro para valores bajos de la fuerza. Sin embargo, bajo ciertas condiciones, cuando P alcanza un valor específico, la columna adquiere inestabilidad y se desarrolla rápidamente una flexión como la que se muestra en la figura 1.16. Esta fuerza se determina al escribir la ecuación de deformación por flexión de la columna, lo que resulta en una ecuación diferencial donde al aplicar las condiciones de frontera se obtiene la carga crítica de la flexión inestable. La fuerza crítica de la columna terminada en articulación está dada por:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad (1-2)$$

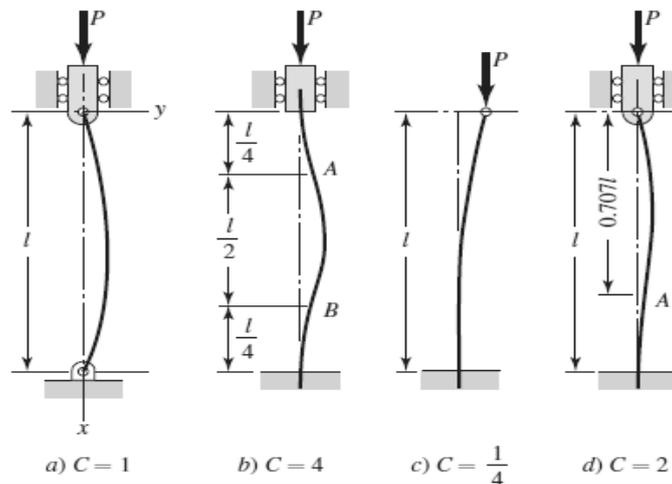


Figura 1.16 Fenómeno de pandeo en columnas

La cual se conoce como fórmula de Euler para columnas. La ecuación (1-3) puede extenderse para aplicarse a otras condiciones de extremo al escribir

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} \quad (1-4)$$

Donde la constante C depende de las condiciones de los extremos como se muestra en la figura 1.15. Mediante la relación $I = Ak^2$, donde A es el área y k el radio de giro, es posible reacomodar la ecuación (1-4) en la forma más conveniente.

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C\pi^2 EI}{(l/k)^2} \quad (1-5)$$

Donde l/k se llama *relación de esbeltez*. Esta relación, en lugar de la longitud real de la columna, se usará para clasificar las columnas de acuerdo con las categorías de longitud. La cantidad P_{cr}/A en la ecuación (1-5) es la carga crítica unitaria, es decir, la carga por área unitaria que se necesita para poner a la columna en una condición de equilibrio inestable. [8]

En este estado, cualquier encorvadura pequeña del elemento o cualquier movimiento ligero del apoyo o de la carga, causará que la columna se colapse. La carga unitaria tiene las mismas unidades que la resistencia, pero esta es para una columna específica, no del material de la columna. Si se incrementa al doble la longitud de un elemento, por ejemplo, tendrá un efecto drástico en el valor de P_{cr}/A pero ningún efecto, digamos, en la resistencia a la fluencia S_y del material de la columna.

La ecuación (1-5) muestra que la carga unitaria crítica solo depende del módulo de elasticidad y de la relación de esbeltez. De esta manera, una columna de acero aleado de alta resistencia que obedece la fórmula de Euler *no es más resistente* que una de acero de bajo carbono, puesto que E es el mismo para ambas.

El factor C se conoce como *constante de condiciones en extremos* y tiene uno de los valores teóricos 1/4, 1, 2 y 4, dependiendo de la manera en la cual se aplique la carga. En la práctica es difícil, si no imposible, fijar los extremos de las columnas de tal manera que se aplican los factores $C = 2$ o $C = 4$. Aunque los extremos se sueldan, habrá alguna deflexión. Debido a esto, algunos diseñadores nunca utilizan un valor de C mayor que la unidad. Sin embargo, si se emplean factores de seguridad amplios y si la carga de la columna se conoce con precisión, no es irrazonable un valor de C que no sobrepase 1.2 para ambos extremos empotrados, o para un extremo articulado y el otro empotrado, puesto

que solo se supone una fijación parcial. Por supuesto, el valor $C = \frac{1}{4}$ siempre se debe emplear para una columna con un extremo empotrado y el otro libre. [8]

B. Columnas con carga excéntrica

Ya se hizo notar que las desviaciones de una columna ideal, como las excentricidades de la carga o la encorvadura, quizás ocurran durante la manufactura y el ensamble. Aunque las desviaciones a menudo son muy pequeñas, es conveniente contar con un método para tratarlas.

Además, con frecuencia ocurren problemas en los cuales las excentricidades son inevitables.

En la figura 1.17a se muestra una columna en la cual la línea de acción de las fuerzas de la columna está separada del eje centroidal de la columna por la excentricidad e . Este problema se desarrolla mediante la ecuación $\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2}$ y el diagrama de cuerpo libre de la figura 1.17b. [8]

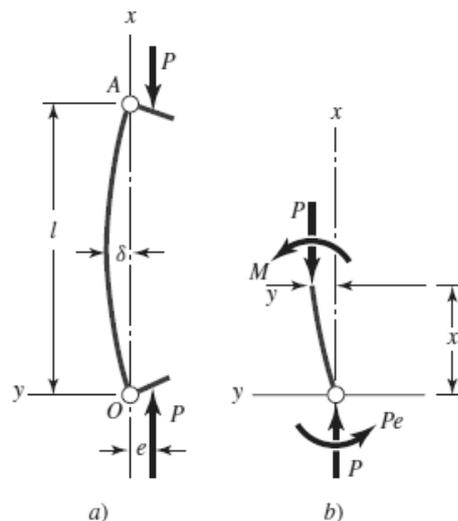


Figura 1.17. (a) y (b) Columnas en la cual la línea de acción de las fuerzas de la columna está separada del eje.

Esto resulta en la ecuación diferencial

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{P}{EI}y = -\frac{Pe}{EI} \quad (1-6)$$

La solución de la ecuación (1-6), dadas las condiciones de frontera en donde $y = 0$ en $x = 0, l$ es

$$y = e[\tan(\frac{l}{2}\sqrt{\frac{P}{EI}}) \sin(\sqrt{\frac{P}{EI}}x) + \cos \sqrt{\frac{P}{EI}}x - 1] \quad (1-7)$$

Sustituyendo $x = l/2$ en la ecuación (1-7) y usando una identidad trigonométrica, se obtiene

$$\delta = e[\sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{l}{2}\right) - 1] \quad (1-8)$$

El momento flexionante máximo también ocurre a la mitad de la longitud y es

$$M_{max} = -P(e + \delta) = -Pe \sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{l}{2}\right) \quad (1-9)$$

La magnitud del esfuerzo de compresión máximo a la mitad de la longitud se determina superponiendo la componente axial y la componente de la flexión. Esto da:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} - \frac{Mc}{I} = \frac{P}{A} - \frac{Mc}{AK^2} \quad (1-10)$$

Sustituyendo M_{max} en la ecuación (1-9) se tiene

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{k^2} \sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{l}{2}\right)\right] \quad (1-11)$$

1.3.6 Tuberías hidráulicas:

Según Carnicer Royo y C. Mainar Hasta. Las velocidades en tuberías recomendadas para la circulación del aceite en sistemas hidráulicos se basan en la siguiente tabla [12]:

Tabla velocidades de circulación del aceite							
Presión Kg/cm ²	0 - 10	10 - 25	25 - 50	50 - 100	100-150	150-200	<200
Velocidad m/s	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6

1.3.7 Análisis económico.

a. Valor actual neto:

Es un método de valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (1.12)$$

Dónde:

VAN : Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

r: Interés [%]

t: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

b. Tasa interna de retorno:

La tasa interna de retorno de una inversión o proyecto, es la tasa efectiva anual compuesto de retorno o tasa de descuento que hace que el valor actual neto de todos los flujos de efectivo (tanto positivos, como negativos) de una determinada inversión sean igual a cero.

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad (1.13)$$

Dónde:

TIR: Tasa interna de retorno [%]

VAN: Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

t: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

1.4 Formulación del problema

¿Cuáles son las características técnicas de diseño de un brazo mecánico de una tonelada de carga y tres metros de elevación para la empresa Metarquel S.A.C.?

1.5 Justificación del estudio

Relevancia tecnológica:

- Permite que se desarrolle e impulse la investigación en el uso de otro tipo de mecanismos para la manipulación de cargas en la industria.

Relevancia Social:

- Permite un trabajo más rápido y eficiente evitando que el operador sufra daños como lumbalgias y distensiones al tener contacto directo con la carga.

Relevancia económica:

- El diseño de la máquina, motivo del presente trabajo será fabricada, esto permitirá a la empresa trabajar con una mayor velocidad y seguridad evitando gastos innecesarios por accidentes en su personal, además es una máquina que las metal-mecánicas de la región pueden fabricar y así generar ingresos con su venta.

Relevancia institucional:

- La Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo se hará presente en la solución de problemas de la sociedad con el diseño de máquinas, fortaleciendo su trabajo constante de innovación y mejora con la formación de ingenieros al servicio del país.

1.6 Objetivos

1.6.1 Objetivo general

Diseñar un brazo mecánico con capacidad de carga de una tonelada y tres metros de elevación para la empresa Metarqel S.A.C.

1.6.2 Objetivos específicos

- a. Identificar la necesidad de la empresa Metarqel S.A.C. de contar con un brazo mecánico.
- b. Describir el estado de la tecnología.
- c. Determinar la lista de exigencias y parámetros de diseño del brazo mecánico
- d. Aplicar la metodología del diseño y plantear tres soluciones preliminares.
- e. Evaluar las alternativas de diseño para obtener una solución preliminar óptima.
- f. Realizar el dimensionamiento de los elementos que componen el brazo mecánico para las posiciones deseadas.
- g. Realizar el análisis analítico de cada elemento del brazo mecánico.
- h. Simular cada elemento del brazo mecánico mediante software Solidworks.
- i. Seleccionar el actuador mecánico adecuado para el sistema de brazo mecánico y sus accesorios.
- j. Realizar el estudio financiero del proyecto VAN y TIR.

II. Método.

2.1 Diseño de investigación

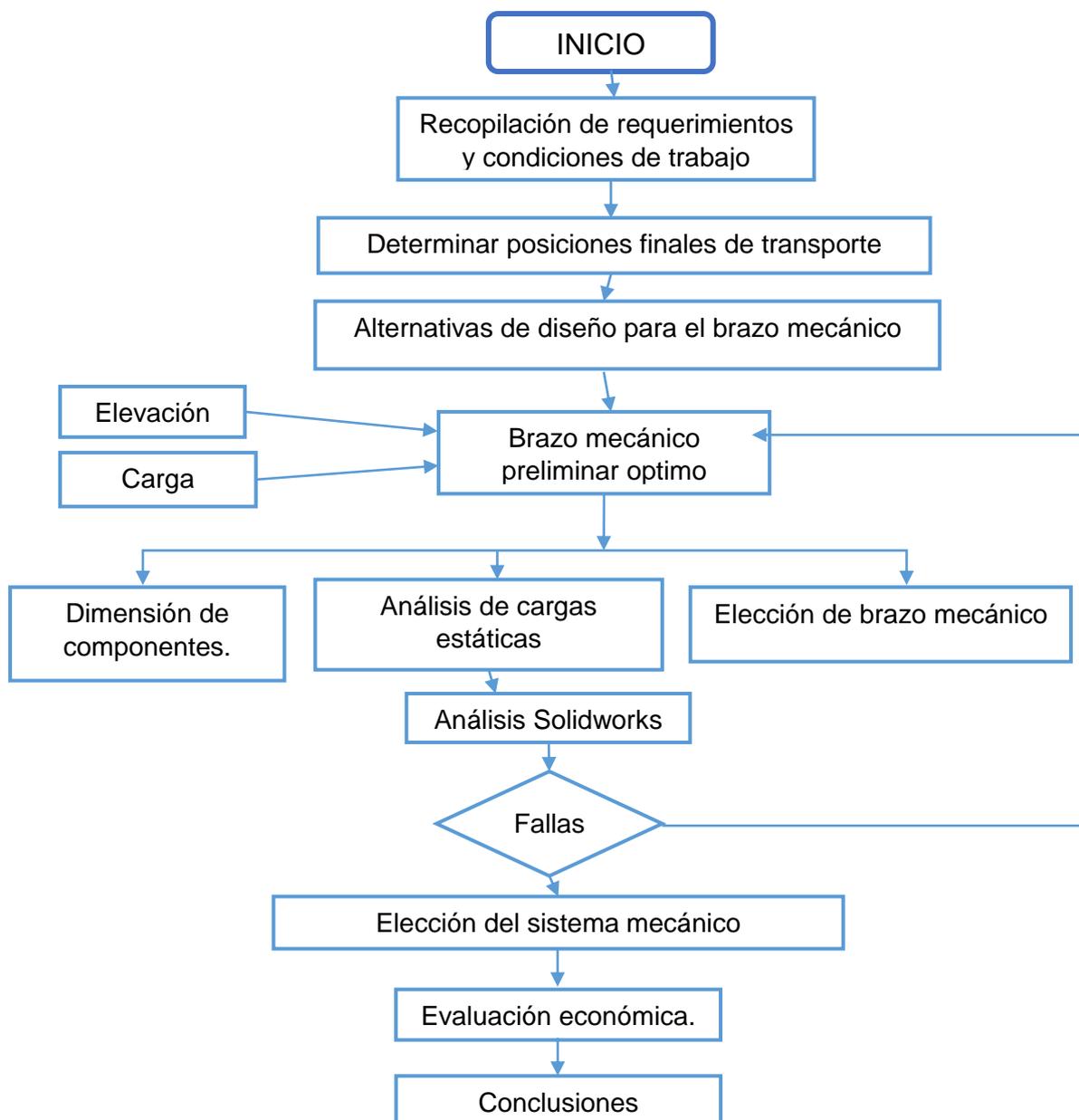
2.1.1 Tipo de estudio:

INVESTIGACION DESCRIPTIVA.

2.1.2 Diseño de estudio:

DISEÑO NO EXPERIMENTAL.

2.1.3 Metodología de investigación:



2.2 VARIABLES, OPERACIONALIZACIÓN

2.2.1 VARIABLES INDEPENDIENTES:

- Carga manipulada
- Espacio disponible
- Velocidad de traslado
- Posiciones finales

2.2.2 VARIABLES DEPENDIENTES:

- Dimensión de los elementos del brazo mecánico
- Forma de los elementos del brazo mecánico
- Resistencia de los elementos brazo mecánico
- sistema de accionamiento.

2.3 POBLACION Y MUESTRA

Población:

Equipos mecánicos encargados de manipulación de cargas en fábricas con función en Elevación, carga y giro.

Equipos mecánicos:

- Carros
- Grúas
- Carretillas
- Elevadores
- Plataformas
- Puentes grúa

Muestra:

Brazo mecánico para elevación, carga y giro de una tonelada.

Datos técnicos:

Dato	Valor	Descripción
Carga efectiva	1 tonelada	Carga a la cual trabajará el brazo
Carga de diseño	1.2 tonelada	Carga de diseño para el análisis del brazo
Angulo de giro	[0°-270°]	Giro que desarrollan los elementos
Altura mínima	1.5 m	Altura mínima del gancho
Altura Máxima	3 m	Altura máxima del gancho
Área de trabajo	80 m ²	Área en forma de L, dificultad superable para la movilidad del brazo mecánico

2.4 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS, VALIDEZ Y CONFIABILIDAD

TECNICAS DE RECOLECCION DE DATOS:

- Entrevista:

Se formularon preguntas cerradas de respuesta concreta, que fueron contestadas por el gerente comercial de la Meta-mecánica Metarquel S.A.C. Ing. Alan Cruz Aldave.

- La observación:

Se analizaron las condiciones de trabajo vigente en la empresa para la manipulación de cargas y estos datos se complementaron con la ficha técnica estipulada.

INSTRUMENTOS DE RECOLECCION DE DATOS:

- Cuestionario.
- Ficha de investigación.

*Los datos obtenidos con las técnicas e instrumentos de recolección de datos se encuentran en el anexo P de la tesis.

2.5 MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS

Para el desarrollo de esta tesis se utilizó el método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño, para la obtención de los resultados que a continuación se detalla:

- 1º. Se establecerá la lista de exigencias que debe cumplir el brazo mecánico. Para conocer las condiciones que deberá cumplir el brazo mecánico para satisfacer la función de trasladar la carga.
- 2º. El área disponible estará acorde al espacio que proporciona la empresa 8 metros de largo por 10 metros de ancho es un área donde se dejará la carga y posteriormente en una vista de planta se determinaran los puntos que representan las posiciones de las mesas de trabajo.
- 3º. Análisis y evaluación cualitativa de los aspectos técnicos y económicos de las distintas posibilidades de solución, con la que luego se obtendrá el proyecto preliminar óptimo.
- 4º. Se usará el uso del software de simulación Solidworks para estimar gráficamente la longitud del brazo mecánico.
- 5º. Se hará el diseño de los principales elementos mecánicos del brazo mecánico, vigas y columna. Los cálculos para su diseño consistirán en métodos prácticos de resistencia de materiales y elementos de máquinas.
- 6º. Se realizará el análisis de cargas y la cinemática del brazo hidráulico mediante el software de simulación Solidworks.
- 7º. Se seleccionará los componentes sistemas de potencia, con los cuales se generará la fuerza para mover el brazo mecánico.
- 8º. Se harán planos de ensamble y despiece de acuerdo a los resultados obtenidos de los cálculos previos.
- 9º. Finalmente se emplearán métodos estadísticos como VAN y TIR para operar los datos de costos del equipo y rentabilidad.

III. RESULTADOS

3.1 Necesidad de la empresa:

Metarqel S.A.C. es una empresa metal-mecánica, uno de sus talleres cuenta con un problema laboral, al llegar a la planta los materiales para la construcción de estructuras y llevarlas a las mesas de trabajo donde se encuentran plegadoras, cortadoras, etc. Estos son desembarcados por los empleados quienes los transportan cargándolos, resistiendo así todo el peso sobre su cuerpo. Este proceso pone en riesgo la salud de los trabajadores y se hace tomando mucho tiempo.

Las consideraciones que se tomarán en cuenta para el diseño están basadas principalmente en la carga que debe soportar y en el espacio que debe ocupar la máquina.

a. Carga.

El brazo se diseñará para cargar un peso aproximado de 1 000 Kg. Según establece el peso máximo de la carga a manipular, entonces será menor o igual a una tonelada.

b. Espacio.

Las dimensiones de la maquina son determinadas por el lugar donde está será ubicada y del tamaño aproximado de la carga, en la figura 3.1 se muestra un plano isométrico del espacio del taller, especificando sus áreas en el plano vista de planta 3.2.

Las medidas aproximadas de la carga son de 6 x 2 metros para planchas y menor para otros materiales, también se tiene que considerar la altura del taller que es de 5 metros:

- El brazo deberá ubicarse al final del área de descarga de material por los camiones, junto a una columna de concreto donde irá anclado.
- El brazo irá sobre una base de concreto armado de área 60 x 60 cm.
- El operario con la ayuda de sujetadores de acero asegurará la carga para ser elevada y ser llevada a las mesas de trabajo.

- El gancho de donde se suspenden las cargas estará a una altura de tres metros.

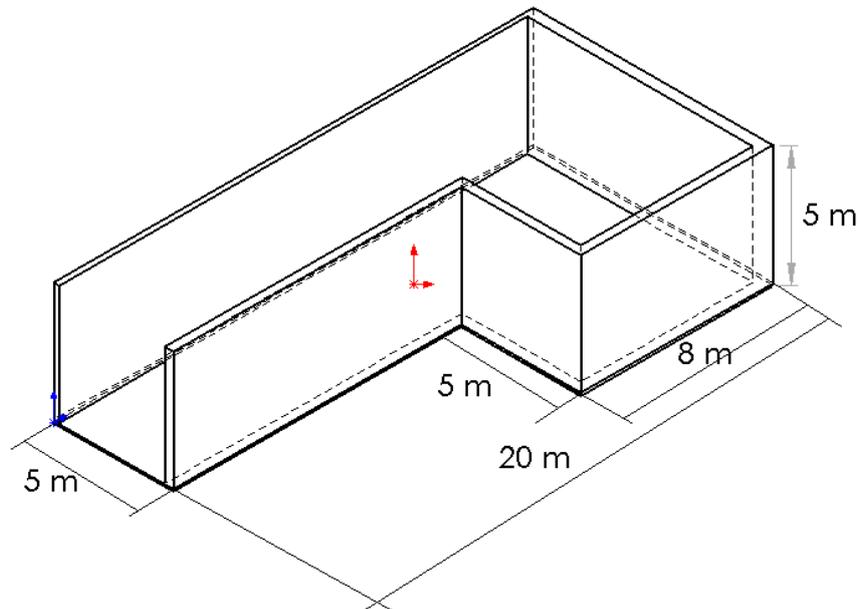


Figura 3.1 Esquema isométrico del área de trabajo del taller

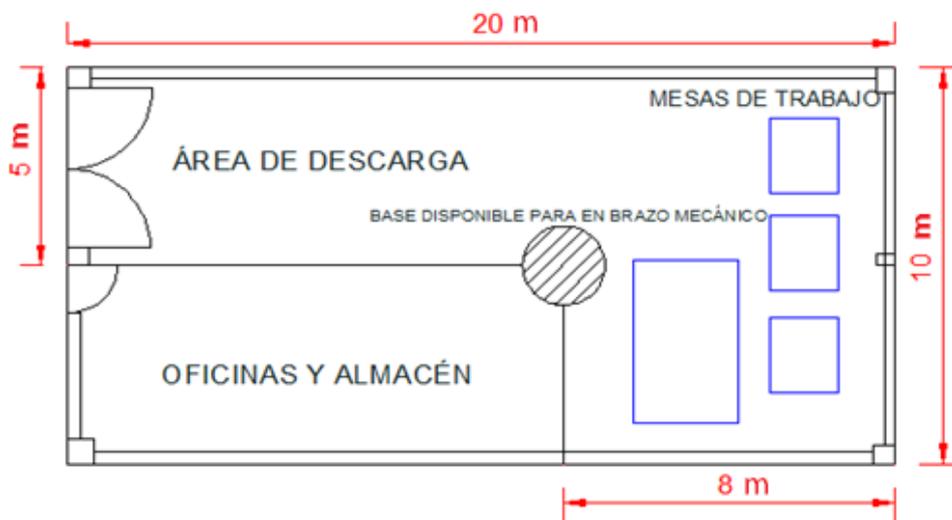


Figura 3.2 Vista de planta del taller

c. Alcance vertical.

La altura máxima que debe alcanzar el gancho del brazo respecto del suelo debe ser de 3 metros, para poder ser jalado hacia las posiciones deseadas.

d. Alcance horizontal.

Se puede determinar respecto a las dimensiones de la zona donde se moverá la carga y se ubicarán las posiciones finales para la carga. Como se ve en la figura 3.3. Donde se muestra las distancias para formar las coordenadas finales que debe alcanzar el gancho del brazo mecánico.

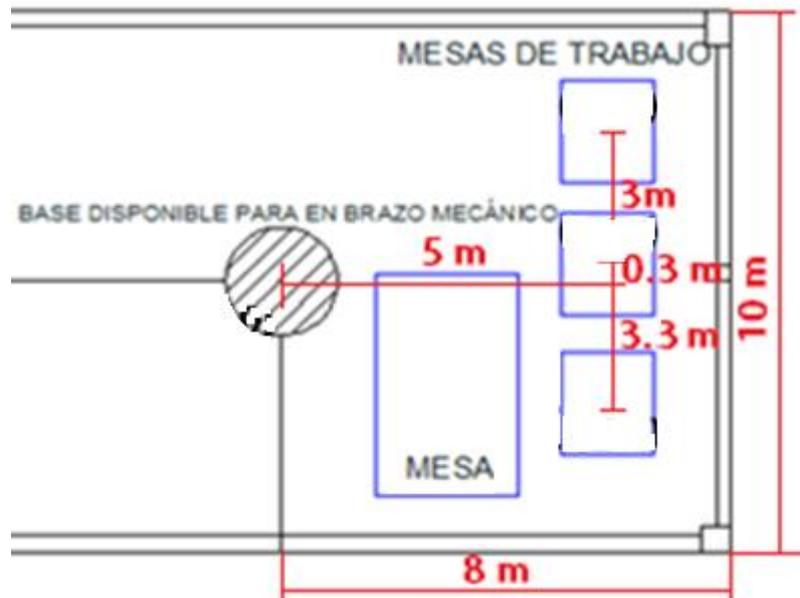


Figura 3.3 distancia de las mesas a la base disponible para el brazo mecánico (medidas tomadas en campo)

A continuación se escribe la tabla 3.1 con un recuento de las especificaciones previas para la elaboración de la lista de exigencias del brazo robótico.

Tabla 3.1 Especificaciones

CONCEPTO	VALOR	DETERMINACION
Carga efectiva	1 tonelada	Carga a la cual trabajará el brazo
Carga de diseño	1.2 tonelada	Carga de diseño para el análisis del brazo
Angulo de giro	[0°-270°]	Giro que desarrollan los elementos
Radio de giro	[0 - 6] m	Longitudes que puede tener el brazo
Altura mínima	1.5 m	Altura mínima del gancho
Altura Máxima	3 m	Altura máxima del gancho

3.2 Lista de exigencias:

Consideraciones y requerimientos al problema planteado

Lista de exigencias		
P. Exigencia	Proyecto: diseño de un brazo mecánico de una tonelada de carga y tres metros elevación para la empresa Metarqel S.A.C.	Categoría
Exigente	DENOMINACIÓN	
Deseado		
E	Transportar cargas menores o iguales a 1 tonelada de la zona de descarga hacia las mesas de trabajo en la taller de la empresa Metarqel S.A.C.	FUNCIÓN
E	El brazo mecánico será alimentado por energía capaz de moverlo.	ENERGÍA
E	La fuerza que se necesita para que los componentes del brazo mecánico muevan una tonelada de carga.	FUERZA MECÁNICA.
D	Las dimensiones del brazo mecánico no deben exceder los 3 metros de alto por un radio de 6 metros.	TAMAÑO
E	Los componentes pesados que se moverán en la operación presentan un riesgo potencial elevado por lo que se tendrá en cuenta prevenir los accidentes con guardas, botones de bloqueo, etc.	SEGURIDAD
E	Los planos realizados tienen estándares de trabajo que se puede realizar fácilmente en la localidad.	FABRICACIÓN
E	Esta máquina estará hecha con materiales comerciales y estándares para facilitar la fabricación.	MATERIALES
E	La disposición de la máquina está fabricada de acuerdo a la comodidad del operario práctico.	ERGONOMÍA
D	La máquina contará con señales que permitan su fácil uso además de advertencias sobre cualquier riesgo.	SEGURIDAD
E	Se necesita de un especialista en montaje de estructuras tomando en cuenta el tipo de suelo donde se ubicara dicha máquina.	MONTAJE
E	La máquina deberá tener fácil acceso para su mantenimiento y limpieza y debe de ser cada 3 años.	MANTENIMIENTO
E	La suma total del proyecto tendrá una buena relación beneficio – costo.	COSTO

3.3 Determinación del proyecto óptimo.

3.3.1 Procesos técnicos.

Conociendo el proceso que deseamos realizar con el diseño del brazo mecánico, analizamos la función principal y la dividimos en sub funciones de las cuales han reconocido las siguientes:

- POSICIONAR: Ubicar la máquina en posición de trabajo para que pueda sostener la carga.
- SUJETAR: Sostener la carga en su posición inicial.
- ELEVAR: Elevar la carga a una altura determinada.
- TRANSPORTAR: Transportar la carga a la posición deseada.
- DESCARGAR: Soltar la carga en la posición deseada.

3.3.2 Estructura de funciones.

Cada una de las funciones que debe cumplir nuestro diseño se indica en la figura 3.4

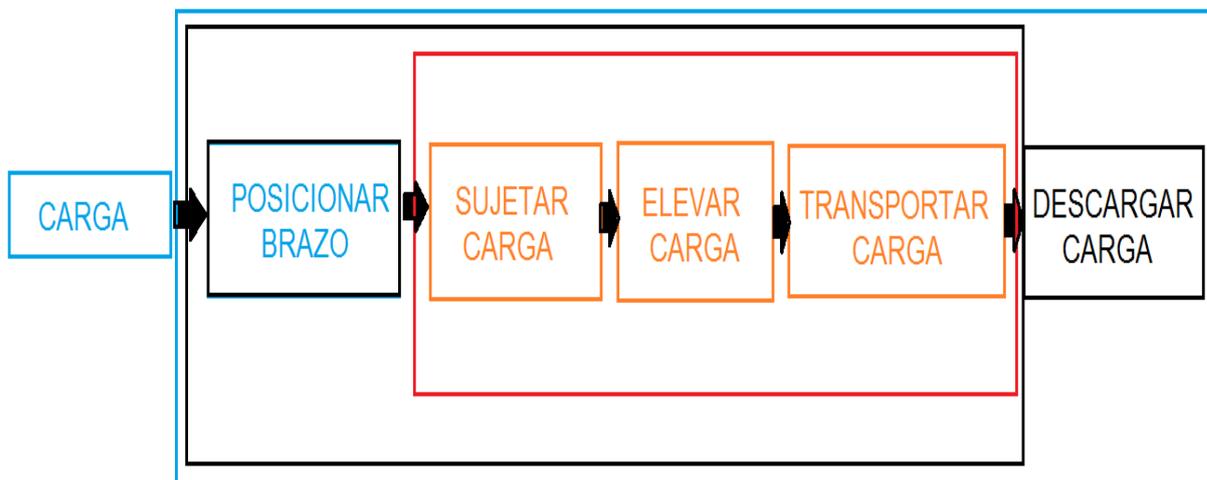
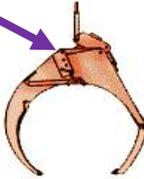
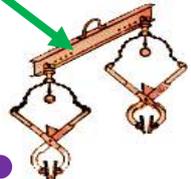


Figura 3.4 Estructura de funciones

3.3.3 Matriz Morfológica.

a. Alternativas

CUADRO 3.1 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

FUNCIONES PARCIALES		PORTADORES DE FUNCIÓN		
		ALTERNATIVAS		
01	POSICIONAR			
02	SUJETAR			
03	ELEVAR			
04	TRANSPORTAR			
05	DESCARGAR			



Solución 1



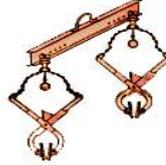
Solución 2



Concepto
Solución 3

b. Cuadro de soluciones.

Cuadro 3.2 MATRIZ ORDENADA

FUNCIONES PARCIALES		SOLUCION 1	SOLUCION 2	SOLUCION 3
01	SISTEMA DE POSICIONAMIENTO	 Articulado	 Riel	 Telescópico
02	SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA CARGA	 Gancho	 Tijeras	 Pinzas
03	SISTEMA DE ELEVACION DE LA CARGA	 Hidráulico	 Eléctrico	 Neumático
04	SISTEMA DE TRASLACION DE LA CARGA	 Articulado	 Riel	 Telescópico
5	SISTEMA DE DESCARGA	 Hidráulico	 Eléctrico	 Neumático

3.3.4 Proyectos preliminares:

De la matriz morfológica se obtuvieron tres conceptos de solución, cuyas características difieren principalmente en el modo de trasladar la carga:

a. Alternativa 1:

Esta alternativa de brazo mecánico es accionado por un mando eléctrico que energiza una bomba para mover el pistón del cilindro hidráulico, ésta controla el nivel de la carga con el suelo apoyado en una columna fija al suelo, este brazo es articulado y cuenta con otro cilindro hidráulico que mueve el brazo dándole giro y posicionamiento. La ventaja de este modelo es que posee más puntos de alcance y se manipula con el control electrónico.

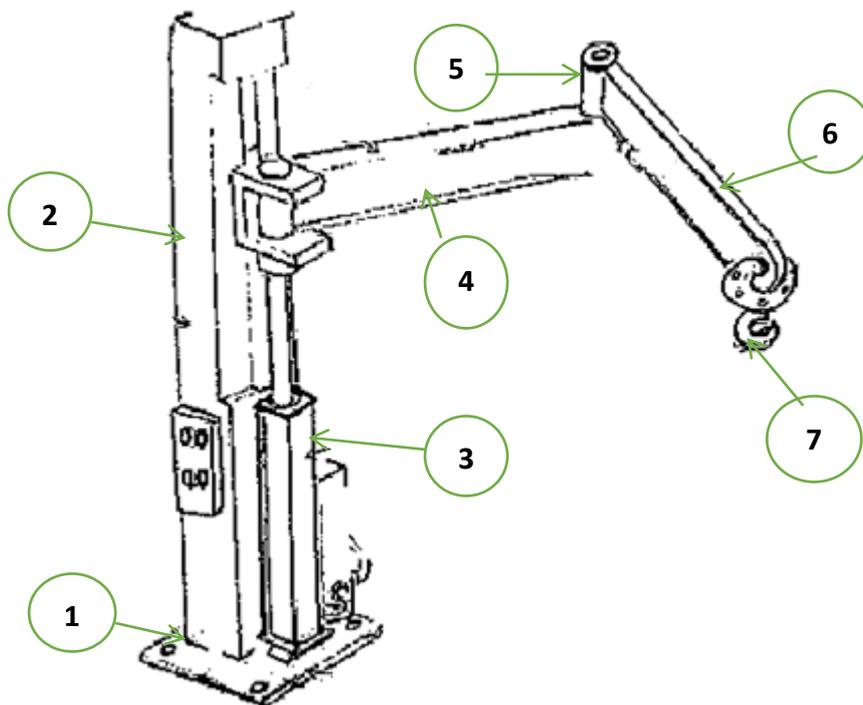


Figura 3.5 alternativa 1

1	Base	5	Articulación
2	Columna	6	Antebrazo
3	Cilindro hidráulico	7	Gancho
4	Brazo		

b. Alternativa 2:

Esta alternativa de brazo mecánico tiene un funcionamiento eléctrico, está apoyado en una columna y su accionamiento es mediante un tablero de control electrónico que usa el winche para subir y bajar la carga además usa un riel para acercar o alejar la carga de su centro.

La ventaja de este modelo es que puede dejar la carga alrededor de su radio y la desventaja es no tener mucho alcance vertical.

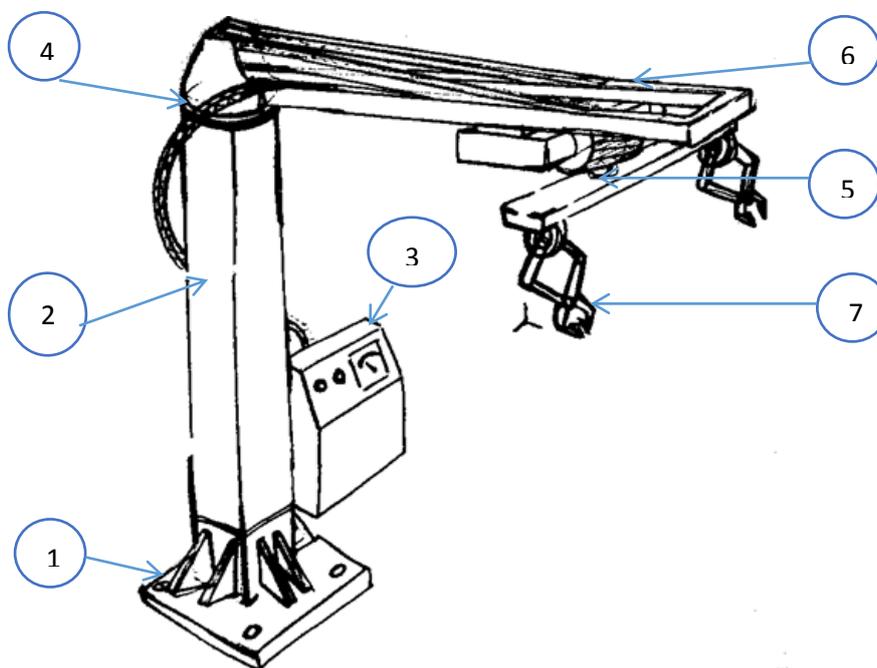


Figura 3.6 Alternativa 2

1	Base	5	Winche eléctrico
2	Columna	6	Brazo riel
3	Tablero de control	7	Tijeras
4	Codo rotativo		

c. Alternativa 3:

Esta alternativa consiste en un brazo telescópico que está apoyado en una base metálica con un actuador dentro de la pluma que acerca y aleja la carga. El brazo es accionado por un control electrónico.

Este modelo no posee un sistema para variar el nivel de la carga con respecto del suelo y es usado para cargas no muy altas pero por poseer un actuador neumático este es más veloz.

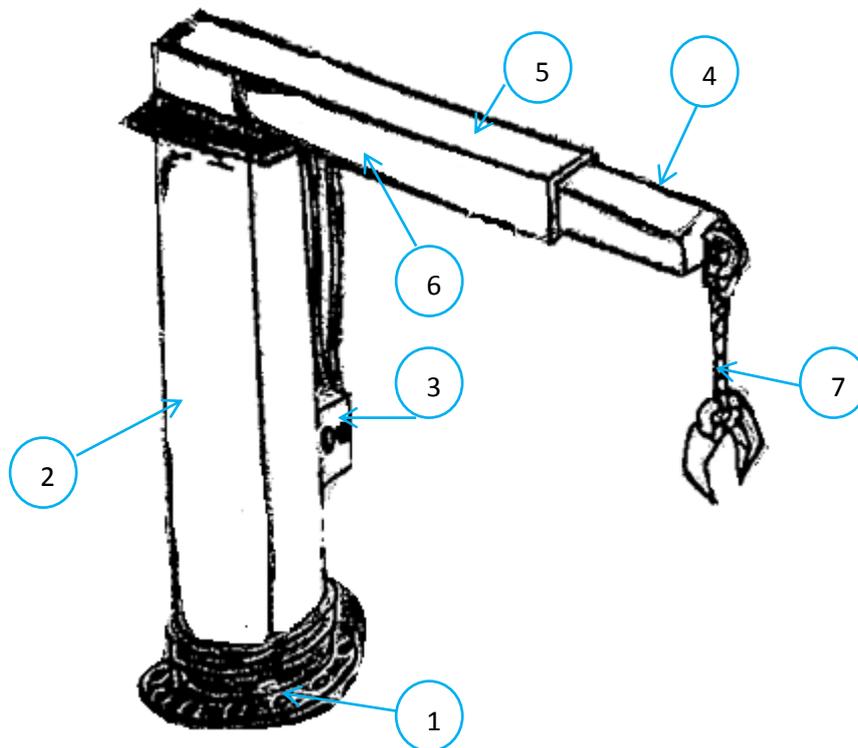


Figura 3.7 Alternativa 3

1	Base	5	Cilindro neumático
2	Columna	6	Brazo
3	Tablero de control	7	Pinza
4	pluma		

3.3.5 Evaluación de los proyectos preliminares:

a) Evaluación técnica

Siguiendo la Norma VDI 2225 para la metodología de diseño, se procede a tomar las ventajas de un modelo respecto de otro según sus características. La letra “g” significa la importancia de cada criterio de evaluación y la letra “p” la calificación asignada a cada alternativa de solución según la escala de la norma es la capacidad de cada mecanismo para satisfacer los requerimientos del problema en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 cualidades de las alternativas de solución según los criterios.

Solución 1	Solución 2	Solución 3
<p>La función es muy buena, tiene alcance a más posiciones gracias a su brazo articulado.</p> <p>La geometría es buena, los mecanismos están pensados para ocupar el menor espacio posible.</p> <p>Su fabricación, diseño y montaje son buenos, ya que consta de elementos que pueden ser diseñados y fabricados en el mismo taller.</p> <p>Su mantenimiento es muy bueno, ya que presenta elementos desmontables y de fácil acceso.</p> <p>Ergonomía muy buena para proteger al operador.</p>	<p>La función es buena, la carga se desplaza a través del riel y su alcance está dentro del radio de giro del brazo.</p> <p>La geometría es suficiente con respecto del área disponible en taller.</p> <p>Su fabricación, diseño y montaje son satisfactorios, aunque algunos elementos deben ser adquiridos de proveedores como el winche eléctrico y otros accesorios.</p> <p>Su mantenimiento es aceptable.</p> <p>La ergonomía es muy buena, importante en la operación.</p>	<p>La función es buena, la carga al igual que en la solución dos se mueve dentro del radio de giro del brazo pero con extensión gracias a su mecanismo telescópico.</p> <p>La geometría es buena su alcance telescópico le permite ser una buena opción.</p> <p>Su fabricación, diseño y montaje son buenos, ya que sus elementos son sencillos de manufacturar.</p> <p>Su mantenimiento es bueno relativamente a los otros modelos.</p> <p>La ergonomía es buena, en comparación de los otros modelos.</p>

Es necesario regresar a la lista de exigencias y pensar cuál de las soluciones posibles, logran satisfacer los requerimientos además con ayuda de la tabla 3.2 de las cualidades de los modelos. De esta forma se puede ir tomando criterios de puntuación para cada alternativa de solución.

Cuadro 3.3 Evaluación técnica

EVALUACION DE PROYECTOS valor técnico Xi			AREA DE DISEÑO							
PROYECTO: DISEÑO DE UNA BRAZO MECANICO DE UNA TONELADA DE CARGA.										
<p>p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (ideal)</p> <p>g: es el porcentaje de la importancia en función de los criterios de valuación. 3 = muy importante, 2 = importante, 1 = poco importante.</p>										
Criterios técnicos de evaluación para diseños en fase de conceptos										
Variantes de Concepto / Proyectos			S1		S2		S3		S ideal	
N°	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	3	4	12	3	9	3	9	4	12
2	Geometría	2	3	6	2	4	3	6	4	8
5	Fabricación	3	3	9	2	6	3	9	4	12
6	Diseño	3	4	12	2	6	4	12	4	12
7	Montaje	2	3	6	2	4	3	6	4	8
8	Mantenimiento	2	4	8	2	4	3	6	4	8
9	Seguridad	3	4	12	4	12	3	9	4	12
10	Ergonomía	2	4	8	4	8	3	6	4	8
PUNTAJE TOTAL $PT = \sum p_i x (\%)_i / 100$				73		53		63		80
PUNTAJE UNITARIO $PU = PT \times 100 / 4$				91%		66%		79%		100%
ORDEN				1		3		2		

Los promedios cualitativos de cada solución son comparados con el ideal, de esta forma resulta el puntaje unitario en el cuadro de evaluación técnica y económica. Los criterios de costos están respecto a los técnicos y el gasto que estos demandan por eso la puntuación será referida a ellos.

b) Evaluación económica

Cuadro 3.4 Evaluación económica

EVALUACION DE PROYECTOS valor técnico Yi			AREA DE DISEÑO							
PROYECTO: DISEÑO DE UNA BRAZO MECANICO DE UNA TONELADA DE CARGA.										
<p>p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (ideal)</p> <p>g: es el porcentaje de la importancia en función de los criterios de valuación. 3 = muy importante, 2 = importante, 1 = poco importante.</p>										
Criterios económicos de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de Concepto / Proyectos			S1		S2		S3		S ideal	
N°	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Diseño	3	4	12	2	6	3	9	4	12
2	Energía	3	3	9	2	6	3	9	4	12
3	Fabricación	2	3	6	3	6	3	6	4	8
4	Montaje	2	4	8	2	4	3	6	4	8
6	Mantenimiento	2	4	8	2	4	3	6	4	8
PUNTAJE TOTAL $PT = \sum p_i x (\%) i / 100$				43		26		36		48
PUNTAJE UNITARIO $PU = PT x 100 / 4$				90%		54 %		75 %		100 %
ORDEN				1		3		2		

La valoración de los criterios económicos están respecto al costo de diseño de las alternativas por la cantidad de mecanismos, la energía que consume según sea la fuente la complejidad de la fabricación, montaje y el número de piezas que componen el modelo.

Seguidamente formamos nuestra tabla de valoración 3.3 de los proyectos preliminares.

TABLA 3.3 Valores técnicos-económicos.

SOLUCION	VALOR TECNICO DE X	VALOR ECONOMICO DE Y
SOLUCION 1	0.91	0.90
SOLUCION 2	0.66	0.54
SOLUCION 3	0.79	0.75

Se puede observar en la figura 3.8 que S1 (alternativa de solución 1) es la que tiene mayor balance técnico-económico y es la más próxima a la recta de pendiente de 45° por lo cual concluimos que es nuestra solución óptima.

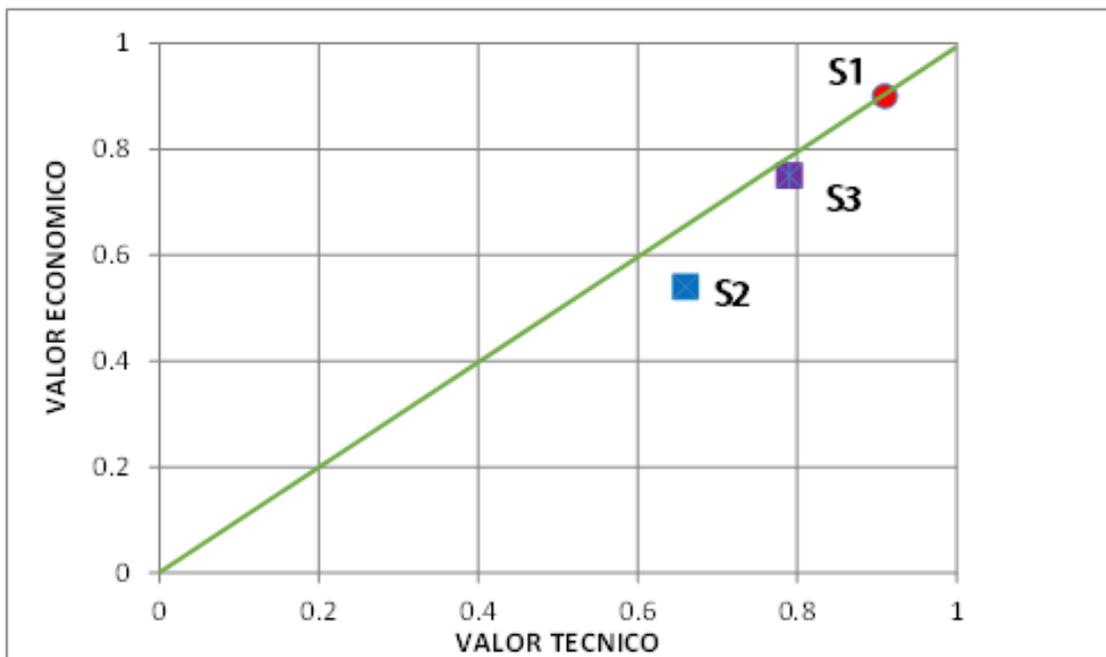


Figura 3.8 Valor técnico vs económico (Fuente el autor)

3.4 Diseño del modelo óptimo.

A. Dimensionamiento del brazo mecánico.

En la figura 3.9 formularemos la cinemática del brazo mecánico para definir su sistema de referencia.

Conocidos: Posición y orientación del elemento terminal respecto a la coordenada de la base (0,0).

Determinar: Ángulos articulares y longitud de los eslabones para alcanzar la orientación y la posición del gancho.

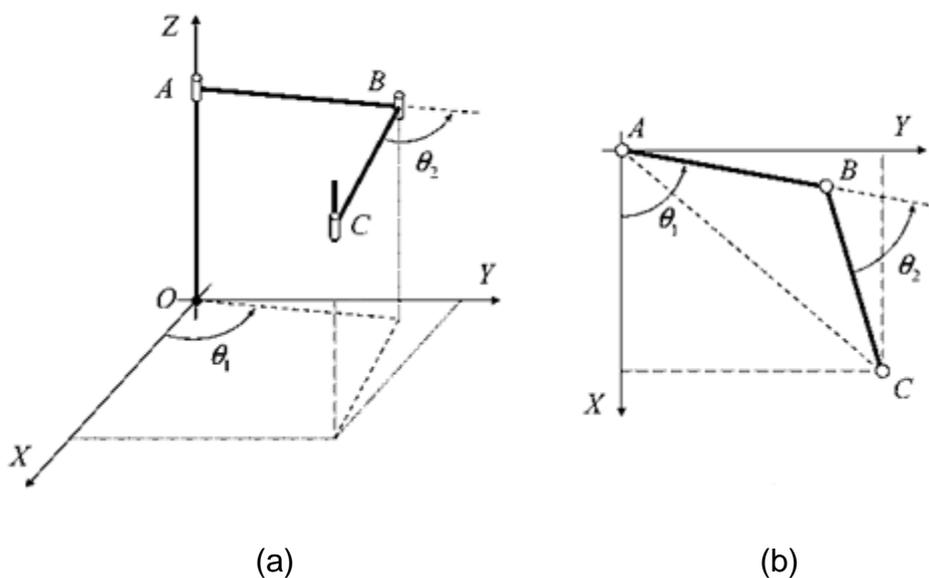


Figura 3.9 Esquema del brazo mecánico. (a) Vista isométrica, (b) Vista de planta
(Fuente del autor)

Tenemos un mecanismo de cadena cinemática abierta de dos grados de libertad de rotación en el plano XY y un grado de libertad de traslación en el eje Z.

a. Posición:

Para la traslación de la carga se representa en el punto C que está representado por el punto (p, q) como se muestra en la figura 3.10. Se traslada del punto $C_0(p_0, q_0)$ a los puntos $C_1(p_1, q_1)$, $C_2(p_2, q_2)$ y $C_3(p_3, q_3)$ visto desde planta sobre el plano XY.

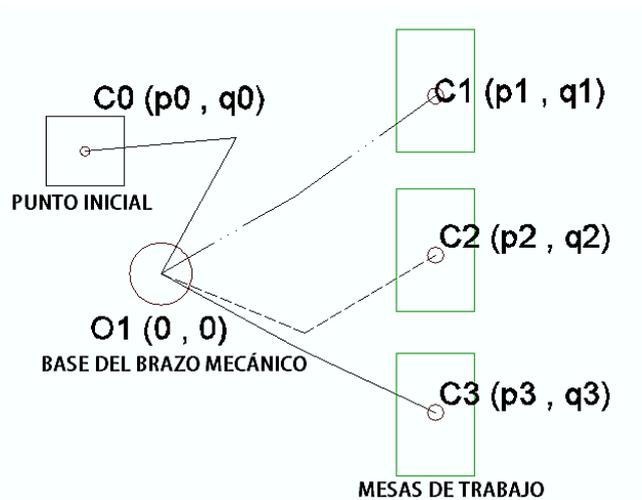


Figura 3.10 Coordenadas de las posiciones vista desde planta

b. Dimensionamiento del brazo y antebrazo.

De las exigencias presentadas, modelamos el brazo articulado para que alcance la mayor cantidad de posiciones posibles, cuyo radio total de giro debe ser menor o igual a siete metros debido al área disponible en el taller de trabajo donde será instalado. El brazo gira respecto de la vertical (eje Z), los elementos del brazo deben tener una longitud prudente para soportar las cargas de flexión y torsión.

Dimensionamos el brazo gráficamente haciendo uso del software Solidworks Figura 3.11. Trazamos en unos planos teniendo en cuenta las condiciones anteriores.

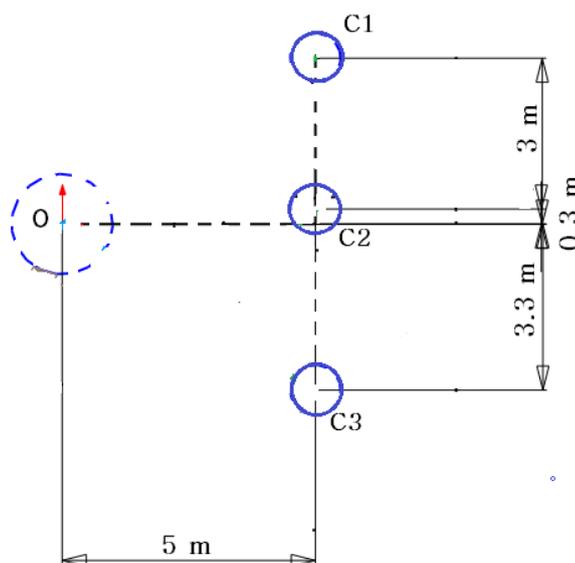


Figura 3.11 ubicación de los puntos a alcanzar

Primero trazamos del punto O una circunferencia que representa el radio de giro para el brazo (Azul), que gira respecto de la columna (punto O). Figura 3.12. Tomamos como longitud total la distancia del punto O al punto más alejado, que viene a ser el punto C3

Puntos:

O: (0, 0)

C₃: (5, -3.3)

C₂: (5, 0.3)

C₃: (5, 3.3)

La distancia al punto más largo es $\overline{C_3O}$.

$$\overline{C_3O} = (5, -3.3) - (0, 0)$$

$$|\overline{C_3O}| = \sqrt{(5 - 0)^2 + (-3.3 - 0)^2}$$

$$|\overline{C_3O}| = 5.99 \text{ m} \cong 6 \text{ m}$$

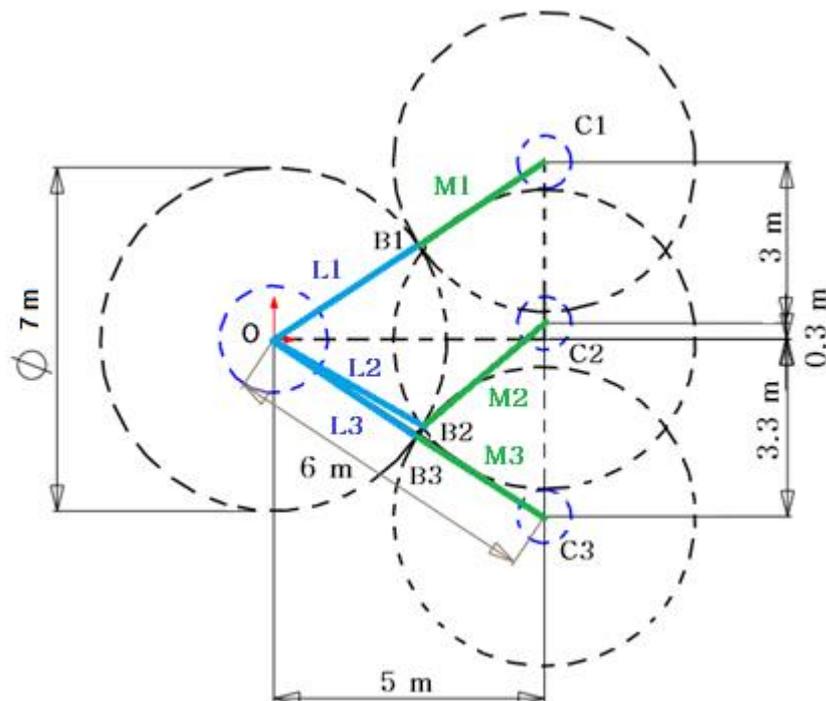


Figura 3.12 Dimensionamiento de los eslabones con ayuda de Solidworks.

Trazamos el círculo con origen en el punto O y le damos un radio no mayor a la distancia disponible de 5 metros, $R = 3.5$ m distancia asumida que podría cambiar. Luego con la herramienta de Solidworks asignamos a los círculos con centro en los puntos C1, C2 y C3 relación de igualdad. De esta manera tenemos las distancia del brazo L y el antebrazo M.

$$M = \overline{C_3O} - L$$

$$L = 3.5 \text{ m y } \overline{C_3O} = 6 \text{ m}$$

Entonces: $M = 2.5 \text{ m}$

B. Diseño de los elementos del brazo.

Una vez establecido el modelo y la longitud de sus componentes principales (brazo y antebrazo) se deben tomar en cuenta algunos criterios básicos para el diseño:

- Todos los componentes que soportan cargas serán analizados considerando cargas estáticas, ya que la carga a trasladar es de peso considerable (1 tonelada) y para evitar desestabilizarlo el desplazamiento será a una velocidad baja.
- El material a usarse será el acero estructural A-36 referenciándonos a usar materiales locales para la construcción como se especificó en la lista de exigencias.
- Los pesos de las componentes serán consideradas en el análisis.

En la gráfica 3.13 se observa el mecanismo de dos eslabones con cadena cinemática abierta del brazo, con las dimensiones determinadas se comprueba que su movilidad es posible para alcanzar los puntos deseados. Brazo (Azul) 3.5 m y antebrazo (verde) 2.5 m.

b. Casos críticos para el análisis del brazo:

Los casos para el análisis de las estructuras que componen al brazo mecánico serán en dos posiciones límite.

- Máxima flexión.
- Máxima torsión.

Flexión máxima:

La flexión máxima se encuentra cuando los elementos del brazo se encuentran totalmente extendidos y alineados en este caso la máxima carga se encuentra al extremo como se muestra en la figura 3.14.

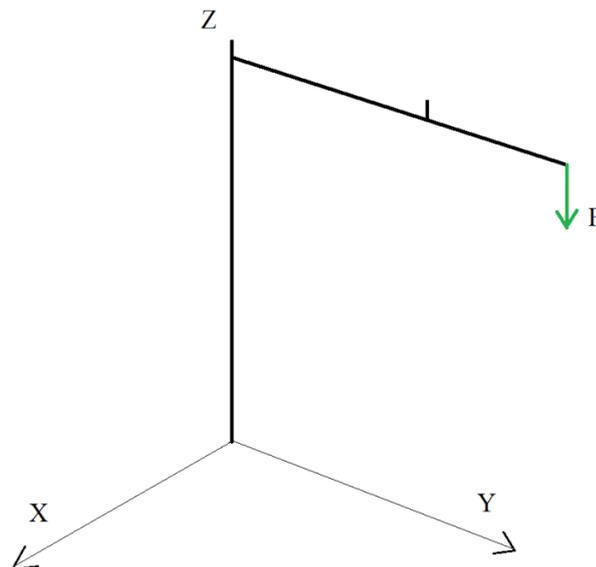


Figura 3.14 Ubicación de la carga para el brazo totalmente extendido

La distribución de las fuerzas se muestra en la figura 3.15 donde observamos que se está considerando la carga máxima de diseño y los pesos de las estructuras.



Figura 3.15. Posición donde se da la flexión máxima

Se esquematiza el diagrama de cuerpo libre de la estructura por tramos, brazo y antebrazo de la máquina, ubicando las cargas que se presentan en estos elementos.

- Cálculo y selección del antebrazo.

En la Figura 3.16 se muestra el diagrama de cuerpo libre del tramo (antebrazo) donde se encuentra suspendida la carga a transportar.

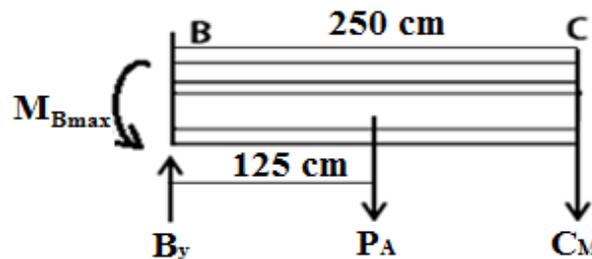


Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre del antebrazo.

Datos:

Carga viva máxima de diseño (C_M): $C_M = 1200 \text{ kgf}$

Distancia máxima del antebrazo es, $d_A = 250 \text{ cm}$.

Primero veremos las reacciones en el punto B, se tiene:

$$\sum F_y = B_y - P_A - C_M = 0$$

$$B_y = P_A + 1200 \text{ kgf}$$

El momento flector debido la carga viva se calcula por el momento máximo de flexión en el punto B será:

$$\sum M_B = M_{Bmax} - (125 \text{ cm} \times P_A) - (250 \text{ cm} \times C_M) = 0$$

$$M_{Bmax} = (125 \text{ cm} \times P_A) + (250 \text{ cm} \times C_M)$$

$$M_{Bmax} = 125 \text{ cm} \times P_A + 3 \times 10^5 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Para el momento flector máximo en punto B, se debe considerar también el peso propio del antebrazo (P_A). El peso propio de cada perfil estructural viene dado por

unidad de longitud, P_L (Kgf/m), la carga del peso concentrado se obtiene al multiplicar el peso distribuido por la longitud del antebrazo, d_A (m).

$$P_A = P_L \times d_A$$

Al diseñar el antebrazo por resistencia estática se analiza el máximo esfuerzo de flexión, la cual es:

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_{\max} \times c}{I_x}$$

Dónde:

$\sigma_{x \max}$: Esfuerzo de flexión máximo, (kgf/cm²)

M_{\max} : Momento flector máximo, (kgf.cm)

c : Distancia entre el eje neutro y la fibra exterior, (cm)

I_x : Momento polar de inercia, (cm⁴).

Factor de seguridad para el caso de flexión máxima se calcula como sigue:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{x \max}}$$

Dónde:

n : Factor de seguridad

S_y : Esfuerzo de fluencia del material, (kgf/cm²)

Luego se realiza un proceso de selección, en el que se asume uno de los perfiles disponibles en el mercado y se comprueba si el factor de seguridad es el adecuado. Para lo cual estaremos considerando un perfil rectangular de acero A36, donde la empresa Aceros Arequipa, por medio de sus catálogos de tuberías LAC, nos facilita la selección por su amplia información de las variables a determinar para cada dimensión establecida que se llegue a considerar para el antebrazo y brazo.

La sección de la tubería rectangular, vendría ser.

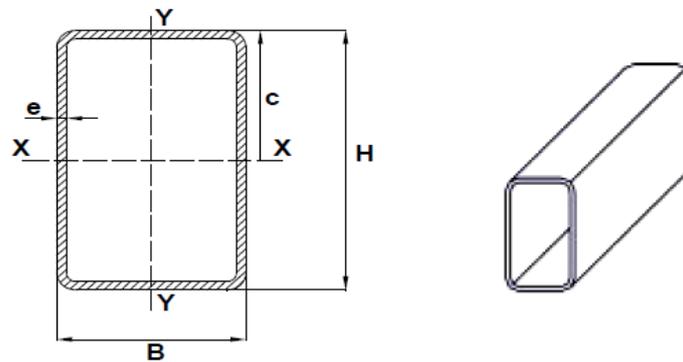


Figura. Sección de la tubería rectangular

Como el material de la tubería rectangular es de acero A36, su esfuerzo de fluencia vendría ser:

$$S_y = 250 \text{ MPa} = 2550 \text{ kgf/cm}^2$$

Se procederá a seleccionar algunas dimensiones establecidas por el catálogo de la empresa Aceros Arequipa, donde por medio de un cuadro se establecerán los factores a determinar, para obtener un perfil adecuado para el antebrazo.

Tabla 3.4: Selección del perfil adecuado para el antebrazo por flexión máxima

B [mm]	H [mm]	e [mm]	PL [Kg/m]	I_x [cm ⁴]	PA [Kgf]	M_x [Kgf.cm]	σ_x [Kgf/cm ²]	n
100	150	8	27.7	1008	69.25	308656.25	2296.55	1.11
120	180	8	33.9	1835	84.75	310593.75	1523.35	1.67
140	180	8	36.5	2072	91.25	311406.25	1352.63	1.89
120	180	10	41.3	2149	103.25	312906.25	1310.45	1.95
140	180	10	44.4	2438	111.00	313875.00	1158.69	2.20
120	200	10	44.4	2806	111.00	313875.00	1118.59	2.28
120	200	12	50.9	3031	127.25	315906.25	1042.25	2.45

En el anexo A, se presentan las propiedades de las tuberías rectangulares que se establecieron para el antebrazo.

Donde demuestra que el perfil estructural rectangular 180 x 140 x 10 mm, ha sido seleccionado adecuadamente, con un factor de seguridad mínimo de 2.20 y se procede a determinar las dimensiones para el brazo por el mismo método.

- Cálculo y selección del brazo.

En la figura 3.16 se muestra el diagrama de cuerpo libre del otro tramo del brazo mecánico (brazo).

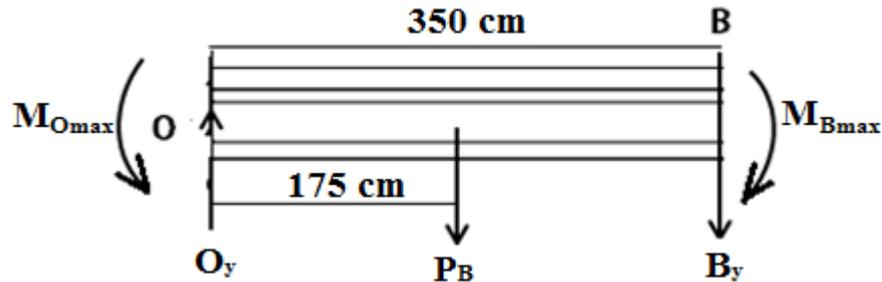


Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre del brazo.

Datos:

Carga viva de diseño más la carga del antebrazo (B_y): $B_y = P_A + 1200 \text{ kgf}$

De acuerdo a lo seleccionado para el antebrazo anteriormente, $P_A = 111 \text{ kgf}$

Obteniendo: $B_y = 1311 \text{ kgf}$

Distancia máxima del brazo es, $d_B = 350 \text{ cm}$.

Primero veremos las reacciones en el punto B, se tiene:

$$\sum F_y = O_y - P_B - B_y = 0$$

$$O_y = P_B + 1311 \text{ kgf}$$

El momento flector debido la carga viva es el momento máximo de flexión en el punto O, donde será:

$$\sum M_O = M_{Omax} - M_{Bmax} - (175 \text{ cm} \times P_B) - (350 \text{ cm} \times B_y) = 0$$

Datos establecidos por el antebrazo:

$$M_{Bmax} = 313\,875 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$B_y = 1311 \text{ kgf}$$

Luego se obtiene para (M_{Omax}):

$$M_{Omax} = (175 \text{ cm} \times P_B) + 313\,875 \text{ kgf.cm} + (350 \text{ cm} \times 1\,311 \text{ kgf})$$

$$M_{Omax} = 175 \text{ cm} \times P_B + 772\,725 \text{ kgf.cm}$$

Al igual que el antebrazo, el momento flector en el punto O, se debe considerar el peso propio del brazo (P_B), donde el peso de cada perfil estructural viene dado por unidad de longitud, P_L (Kgf/m), la carga del peso concentrado, se obtiene al multiplicar el peso distribuido por la longitud del brazo, d_B (m).

$$P_B = P_L \times d_B$$

Se procede analizar, al igual como el antebrazo, por resistencia estática donde se analiza el máximo esfuerzo de flexión.

Luego se realiza un proceso de selección, en el que se asume el mismo perfil que para el antebrazo y se comprueba si el factor de seguridad es el adecuado. También se debe tener en cuenta que para la selección del brazo, esta debe de contener al antebrazo por lo cual sus dimensiones deben ser mayores.

Entonces se seleccionan algunas dimensiones establecidas por el catálogo de la empresa Aceros Arequipa, donde por medio de un cuadro se establecerán los factores a determinar, para obtener un perfil adecuado para el brazo.

Tabla 3.5 Selección del perfil adecuado para el brazo por la flexión máxima

B [mm]	H [mm]	e [mm]	PL [Kg/m]	Ix [cm4]	PB [Kgf]	Mx [Kgf.cm]	σx [Kgf/cm2]	n
160	200	10	50.7	3528	177.45	811497.50	2300.16	1.11
180	220	10	57.0	4900	199.50	815356.25	1830.39	1.39
180	220	12	66.0	5447	231.00	813150.00	1642.12	1.55
180	260	10	63.2	7363	221.20	819153.75	1446.29	1.76
200	250	10	64.8	7266	226.80	820133.75	1410.91	1.81
180	260	12	73.5	8245	257.25	825462.50	1301.52	1.96
200	250	12	75.4	8159	263.90	826626.25	1266.43	2.01

En el anexo B, se presentan las propiedades de las tuberías rectangulares que se establecieron para el brazo.

Donde demuestra que el perfil estructural rectangular 220 x 180 x 12 mm, ha sido seleccionado adecuadamente, con un factor de seguridad mínimo de 1.55, la cual este factor de seguridad se incrementará debido a un refuerzo.

Torsión máxima:

La máxima torsión se dará cuando los componentes brazo y antebrazo se encuentran perpendiculares como se muestra en la figura 3.17.

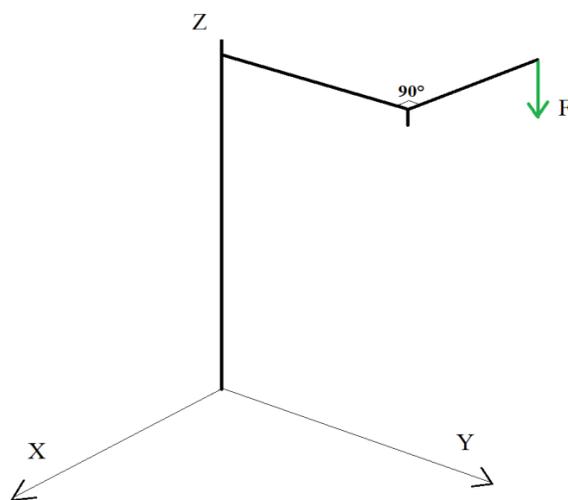


Figura 3.17 Ubicación de la carga cuando el antebrazo esta a 90° con el brazo

Las cargas estarán distribuidas como se muestra en la figura 3.18 incluyendo los pesos de las estructuras aun no definidas.

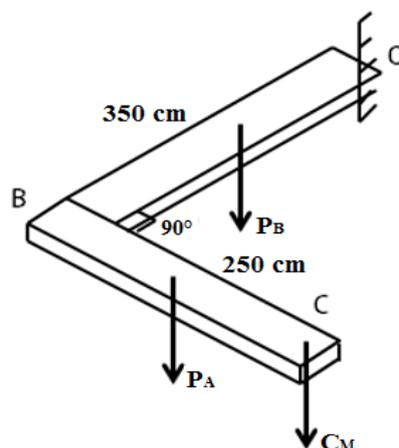


Figura 3.18 Distribución de las fuerzas en el caso de torsión máxima.

La carga que será trasladada (C_M) y el peso del antebrazo (P_A) producirán un torque (T_B) interno aparte de la flexión ocasionadas por estas fuerzas.

$$T_B = C_M \times 250 \text{ cm} + P_A \times 125 \text{ cm}$$

Datos por la selección anterior, se tiene:

$$C_M = 1200 \text{ kgf} \qquad P_A = 111 \text{ kgf}$$

Se obtiene para:

$$T_B = 313\,875 \text{ kgf}\cdot\text{cm}$$

El estado de fuerzas para el brazo se indica en la figura 3.19.

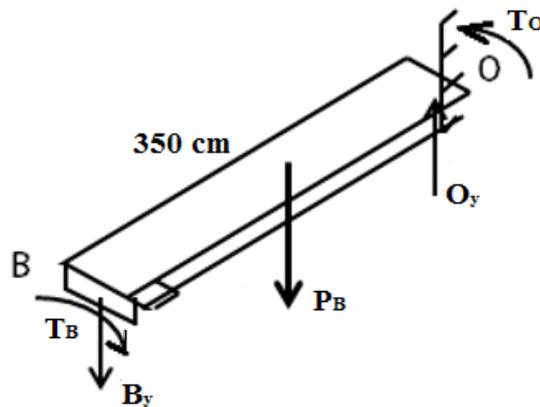


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre del brazo en torsión.

Como en este caso se tienen esfuerzos tanto de torsión como flexión combinados se usa la teoría de Von Mises para lo cual el esfuerzo será:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2}$$

Dónde:

σ' : Esfuerzo de Von Mises, (kgf/cm^2)

σ_x : Esfuerzo flector máximo, (kgf/cm^2)

τ : Esfuerzo cortante máximo, (kgf/cm^2)

El esfuerzo flector máximo en el punto O, se calcula como se indicó anteriormente para el análisis por flexión.

El esfuerzo cortante será igual a:

$$\tau = \frac{Txr}{J}$$

Dónde:

T: Torque, (kgf.cm)

r: radio mínimo de giro, (cm)

J: segundo momento de inercia (cm⁴), $J = I_x + I_y$

Se realiza el mismo proceso de selección para el brazo, por medio de la siguiente tabla se obtiene estos resultados.

Tabla 3.6: Selección del perfil adecuado para el brazo por la torsión máxima

B [mm]	H [mm]	e [mm]	Pl [Kg/m]	J [cm ⁴]	Mx [Kgf.cm]	σ_x [Kgf/cm ²]	τ [Kgf/cm ²]	σ' [Kgf/cm ²]	n
160	200	10	50.7	6026	489903.75	1388.62	416.69	1564.98	1.63
180	220	10	57.0	8495	493762.50	1108.45	332.53	1249.16	2.04
180	220	12	66.0	9448	499275.00	1008.27	298.99	1133.49	2.25
180	260	10	63.2	11537	497560.00	878.48	244.85	975.50	2.61
200	250	10	64.8	12420	498540.00	857.66	252.72	962.90	2.65
180	260	12	73.5	12924	503868.75	794.46	218.58	880.05	2.90
200	250	12	75.4	13951	505032.50	773.74	224.98	866.33	2.94

Para la tubería rectangular de 220x180x12 mm, se obtiene un factor de seguridad de 2.25, el cual nos da la certeza de que no falla en el caso de la torsión máxima. Considerando el factor de seguridad, también nos permite concluir que el estado de flexión máxima es más crítico que el de torsión.

C. Diseño de la torre.

El peso de la carga viva colgado del extremo del brazo mecánico ocasiona esfuerzos de flexión sobre la torre, estos son transmitidos a través de las guías de deslizamiento que permiten el desplazamiento vertical el brazo.

La torre no está sujeta a compresión porque esta carga esta sobre el cilindro hidráulico. Es importante recordar que el vástago del cilindro se une al deslizador y que entre éste y la torre existe una junta deslizante por el uso de guías correderas.

Para el análisis de la torre, se trabajara como una viga en voladizo cargada solamente con un momento flector, se tomara en cuenta también el peso propio del antebrazo y brazo, pero no el peso propio de la torre, ya que es despreciable.

Cálculo y selección de la torre.

La flexión máxima en la torre, se encuentra cuando los elementos del brazo se encuentran totalmente extendidos y alineados, como se muestra en la figura.

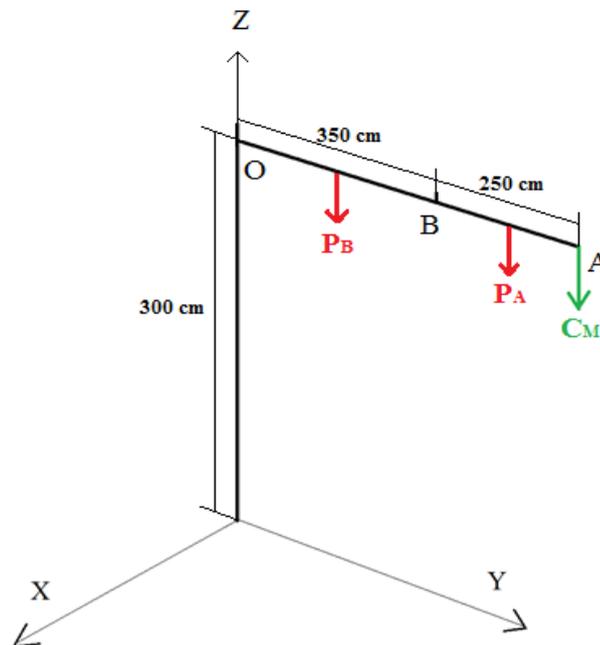


Figura 3.20. Posición para la flexión máxima de la torre.

Se elige una sección para la torre, y se decide por elegir las misma sección que en el antebrazo y brazo, una tubería rectangular que estaría en la siguiente posición.

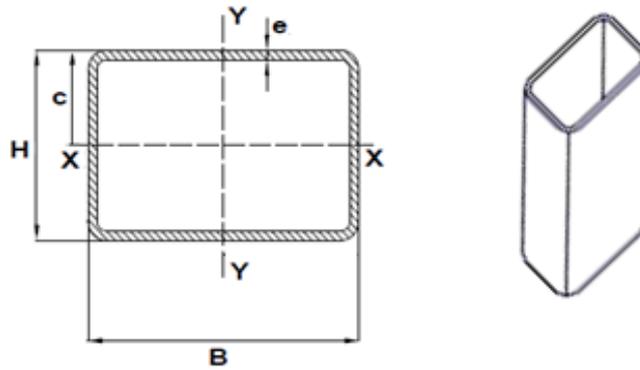


Figura 3.20. Sección de la tubería rectangular

La ubicación de las guías de deslizamiento estarán en la parte más ancha de la columna, lo cual exige que el análisis se realice respecto al eje “y”. Las propiedades de la sección de la torre respecto al eje y se calculan de la siguiente forma.

El momento de inercia I_{yy} (cm^4), se calcula aproximando la forma de la torre a un rectángulo y luego restándole el momento de inercia equivalente a la parte hueca de torre.

$$I_{yy} = \frac{b \times h^3}{12} - \frac{(b - 2e) \times (h - 2e)^3}{12}$$

En donde:

b : Base paralela al eje neutro (cm).

h : Altura (cm).

El momento flector máxima es el momento máximo de flexión en el punto O, donde será:

$$\sum M_O = M_{Omax} - (600 \text{ cm} \times C_M) - (475 \text{ cm} \times P_A) - (175 \text{ cm} \times P_B) = 0$$

Datos determinados anteriormente para el antebrazo y brazo.

$$C_M = 1\,200 \text{ kgf}$$

$$P_A = 111 \text{ kgf}$$

$$P_B = 231 \text{ kgf}$$

Luego se obtiene para (M_{Omax}):

$$M_{Omax} = (1200 \text{ kgf} \times 600 \text{ cm}) + (111 \text{ kgf} \times 475 \text{ cm}) + (231 \text{ kgf} \times 175 \text{ cm})$$

$$M_{Omax} = 813\ 150\ kgf.cm$$

Se procede a calcular el esfuerzo flector con la ecuación:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I_{yy}}$$

Donde la distancia entre el eje neutro y la fibra exterior (c), es: $c = h/2$

Al final se calcula el factor de seguridad (n), por la ecuación:

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

Como el material de la tubería rectangular es de acero A36, su esfuerzo de fluencia vendría ser:

$$S_y = 250\ MPa = 2550\ kgf/cm^2$$

En el diseño de la torre, se debe considerar la deflexión máxima que no debe sobrepasar del margen permitido. Todas las estructuras reales son flexibles en un grado u otro, no existe el cuerpo rígido perfecto. El grado de flexibilidad permitido es parte del proceso de diseño y el análisis de deflexión es necesario para asegurarse que los desplazamientos estén dentro de los límites requeridos. El cálculo de desplazamientos es además fundamental para el análisis de estabilidad de la estructura.

La deflexión máxima para una viga empotrada sometida simplemente a flexión se calcula usando la ecuación.

$$\delta = \frac{M \times L^2}{2 \times E \times I}$$

En donde:

δ : Deflexión, (cm).

M : Momento flector máximo, (kgf.cm).

L : Longitud de la viga, (cm).

E : Módulo de elasticidad, (kgf/cm²).

I : Módulo de inercia, (cm^4).

Para el acero A36, su módulo de elasticidad (E),

$$E = 2 \times 10^5 \text{ MPa} = 2.039 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

Con los datos ya obtenidos:

$$M_{Omax} = 813\,150 \text{ kgf.cm}$$

$$L = 3 \text{ m} = 300 \text{ cm}$$

$$I = I_{yy} [\text{cm}^4]$$

La deflexión máxima queda simplificada:

$$\delta = \frac{813\,150 \text{ kgf.cm} \times (300 \text{ cm})^2}{2 \times 2.039 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times I_{yy}}$$

$$\delta = \frac{17\,942.13}{I_{yy}}$$

Se procederá a seleccionar algunas dimensiones establecidas por el catalogo de la empresa Aceros Arequipa, donde por medio de un cuadro se establecerán los factores a determinar, para obtener un perfil adecuado para torre.

Tabla 3.7: Selección del perfil de la torre por la flexión y deflexión máxima

B [mm]	H [mm]	e [mm]	I_{yy} [cm ⁴]	c [cm]	M_x [Kgf.cm]	σ_x [Kgf/cm ²]	δ [cm]	n
220	180	12.0	4001	9.0	813150.00	1829.13	4.48	1.39
250	200	12.0	5792	10.0	813150.00	1403.92	3.10	1.82
250	200	14.2	6489	10.0	813150.00	1253.12	2.77	2.03
350	250	10.0	11588	12.5	813150.00	877.15	1.55	2.91
350	250	14.2	15079	12.5	813150.00	674.07	1.19	3.78
350	250	16.0	16434	12.5	813150.00	618.50	1.09	4.12
400	300	12.0	22747	15.0	813150.00	536.21	0.79	4.76
400	300	16.0	28535	15.0	813150.00	427.45	0.63	5.97

Para la tubería rectangular de 350x250x16 mm, nos da un factor de seguridad de 4.12, el cual asegura que la torre sometida a la carga de flexión no falle.

La deflexión máxima que obtiene es de 1.09 cm, de acuerdo a las normas técnicas complementarias para diseño y construcción de estructuras metálicas, considera una deflexión permisible para grúa colgada clase A, B o C (Anexo D), cuando es menor de:

$$\delta_{permisible} \leq \frac{L}{450} \rightarrow \delta_{permisible} \leq \frac{3000 \text{ mm}}{450} \rightarrow \delta_{permisible} \leq 6.7 \text{ mm}$$

Para este caso la deflexión máxima permitida es de 7 mm aproximadamente. Como se puede observar que el desplazamiento calculado para este diseño es superior.

$$\delta = 10.9 \text{ mm} > \delta_{permisible} = 6.7 \text{ mm}$$

Por esta razón se usará un sistema de anclaje en la parte superior de la torre que servirá como tensor y evitara que la deflexión sea grande.

Entonces ya se tendría definidas las dimensiones de la torre del brazo mecánico y pasaremos al diseño de la placa base.

D. Placa de la base.

La placa base está conectada con soldadura con la base y empernado con la base del cilindro hidraulico. Se considerará que la placa y la torre actúan como una unidad durante el analisis. El efecto de la soldadura es transmitir un par o momento flector la placa base, además de cargas distribuidas perpendiculares.

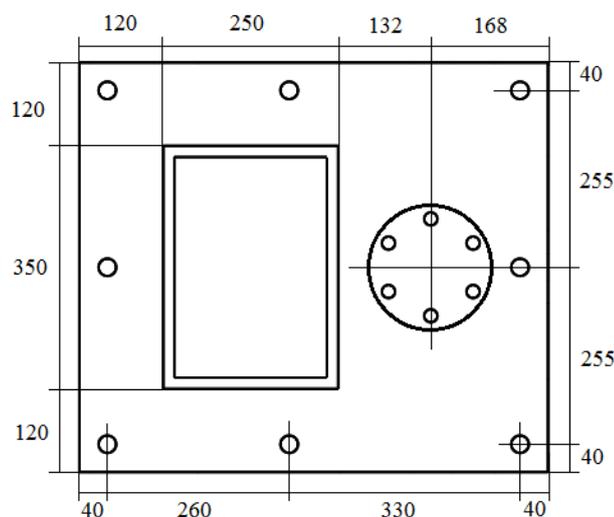


Figura 3.21 Geometria de la placa base

Para mantener en equilibrio, la fuerza de tensión requerida viene dada por los pernos cerca de la arista izquierda de la placa ilustrada en la figura 3.21. Con el valor del momento determinado anteriormente para este diseño (813150 kgf.cm), se obtiene una distribución de presiones como la mostrada en la figura 3.22. La base se encuentra sujeta a la aplicación de la fuerza P de compresión como resultante de la acción del cilindro hidráulico. También está sujeta al momento flector M que transmite la torre, adicionalmente la placa base se somete a la tensión inicial de los pernos y a la fuerza C (resultante de las presiones de apoyo).

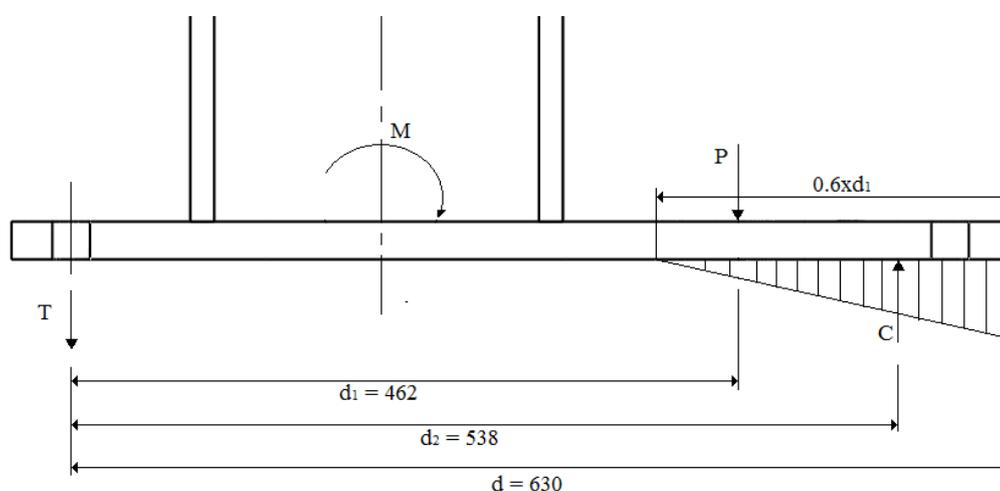


Figura 3.22 Distribución de fuerzas en la placa base

La distribución de fuerzas se muestra en la figura 3.22, en donde: C representa la resultante de las presiones de apoyo, d es la longitud de la placa, d_1 es la distancia desde la carga a un punto de la línea de acción de la tensión T. Se asume que la longitud de la placa sometida a compresión es de $0.6 d_1$, este valor se lo ha tomado como referencia por ser usado comúnmente.

De acuerdo a la figura 3.22, se puede realizar una suma de momentos con respecto a un punto sobre la línea de fuerza T. la carga C que inicialmente es distribuida con forma triangular se la puede aplicar como puntual a una distancia equivalente a los $2/3$ de $0.6d_1$ desde el vértice.

$$C \times d_2 = P \times d_1 + M$$

$$C = \frac{P \times d_1 + M}{d_2}$$

$$C = \frac{1542 \text{ kgf} \times 46.2 \text{ cm} + 813\,150 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{53.8 \text{ cm}}$$

$$C = 16\,438.5 \text{ kgf}$$

La distribución de presión en la placa se la obtiene al dividir la resultante de las presiones de apoyo C para el área sometida a compresión como se muestra en la figura 3.23.

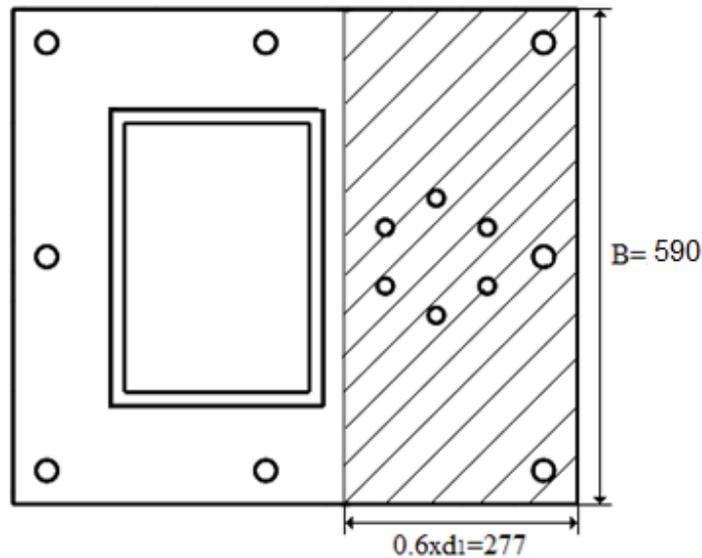


Figura 3.23 Área de la placa base sometida a compresión

La presión p se la obtiene considerando la relación de fuerza y área, de la siguiente forma:

$$p = \frac{C}{0.6 \times d_1 \times B}$$

$$p = \frac{16\,438.5 \text{ kgf}}{0.6 \times (46.2 \text{ cm}) \times (59 \text{ cm})}$$

$$p = 10.06 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Considerando que la presión crítica se presenta en el extremo de la placa, es necesario calcular la presión estática equivalente p_1 .

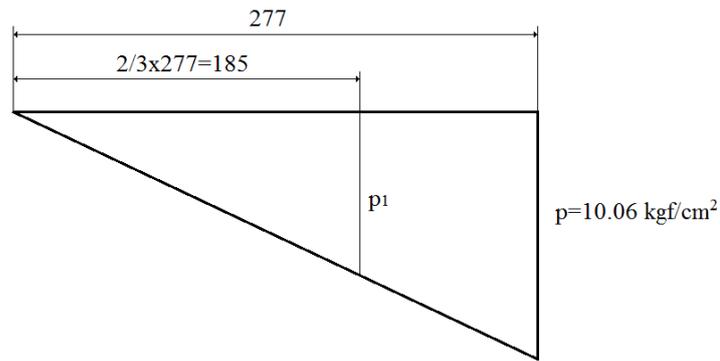


Figura 3.24. Esquema de la presión estática equivalente p_1

$$p_1 = \frac{p \times 185}{277}$$

$$p_1 = 6.72 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tomando en cuenta la teoría de placas, se establece el momento flector por unidad de longitud M'_x en el cálculo siguiente, en donde se utiliza la presión media p_1 , el área de la placa sometida a compresión A , y se toma a d_f como la distancia para calcular la flexión. De donde se establece que el momento flector M'_x por unidad de longitud es:

$$M'_x = \frac{p \times A \times d_f}{d_f}$$

$$M'_x = \frac{6.72 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times 163.43 \text{ cm}^2 \times d_f}{d_f}$$

$$M'_x = 1\,098.25 \frac{\text{kgf} \cdot \text{cm}}{\text{cm}}$$

El esfuerzo sobre la placa se calcula considerando la siguiente ecuación contemplada en la teoría de placas.

$$\sigma_{x\max} = \pm \frac{6 \times M'_x}{h^2}$$

Donde:

σ_{xmax} : Esfuerzo flector máximo, kgf.cm^2 .

M'_x : Momento máximo por unidad de longitud, kgf.cm/cm .

h : Espesor de la placa, cm .

Suponiendo un factor de seguridad $n = 2$, y considerando que el material de la placa base es acero ASTM A-36, se sabe que el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_{xmax} = \frac{S_y}{2} = \frac{2550 \text{ kgf/cm}^2}{2} = 1275 \text{ kgf/cm}^2$$

Por lo que el espesor de la placa se calcula de la siguiente manera:

$$h = \sqrt{\frac{6 \times M'_x}{\sigma_{xmax}}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \times 1\,098.25 \text{ Kgf.cm/cm}}{1275 \text{ kgf/cm}^2}}$$

$$h = 2.27 \text{ cm}$$

$$h = 22.7 \text{ mm}$$

El espesor de la placa requerido es $h = 22.7 \text{ mm}$. En el análisis de la placa base no se ha considerado que el diseño definitivo contempla el uso de cartelas en la base, los cuales contribuyen a soportar uniformemente los esfuerzos a los que la placa base se somete. Para poder soldar adecuadamente las cartelas a la placa base es necesario usar un espesor mayor para evitar que el calor de la soldadura deforme la placa base. Por esta razón se escogerá una placa de 1 pulgada (25.4 mm) de espesor.

E. Selección del gancho:

Para el proyecto de brazo mecánico utilizaremos un gancho simple recomendado para grúas de cargas medianas y bajas. Fabricado con acero mediante forja.

Los ganchos se encuentran normalizados por la norma DIN 15401 y su elección se hace en función del grupo de carga 2m, de la tabla en el anexo E.

El gancho seleccionado es el número 1 para una carga de trabajo de 1600 Kg. El gancho está sometido a tracción en su parte recta y simultáneamente a tracción y flexión en la parte curva. En el análisis de las sollicitaciones del gancho supondremos que se cumplen todas las condiciones requeridas para que la fórmula de vigas rectas sea aplicable, salvo naturalmente que la pieza tiene una curvatura inicial.

Las tensiones normalmente en una sección recta tal como B-B donde se encuentran las tensiones circunferenciales. Sus valores, para cualquier punto de la sección, están dados por la fórmula de Winkler-Bach.

Supongamos que se requiere determinar la tensión normal en un punto cualquiera de una sección recta de la viga curva; en función del momento flector M que actúa sobre la sección:

$$\sigma = \frac{M}{a \cdot R} \left(1 + \frac{1}{z} \frac{y}{R + y} \right)$$

σ : Tensión normal (circunferencial) en el punto de la sección ubicado a una distancia "y" del eje baricentrico.

M: momento flector

R: es la distancia desde el baricentro de la sección hasta el centro de curvatura de la viga descargada.

A: es el área de la sección.

Z: magnitud que depende de las características geométricas de la sección.

$$Z = -\frac{1}{A} \int \frac{y}{R + y} dA$$

El momento flector se considera positivo cuando reduce el radio de curvatura y negativo cuando lo aumenta. La distancia “y” es positiva cuando se mide hacia el lado convexo de la viga y es negativa cuando se mide hacia el lado cóncavo (hacia el centro de la curvatura). Con esta convención de signos, el valor de σ será positivo si aquella es una tensión de tracción.

Si una pieza curva está sometida a una carga P que actúa normalmente a la sección en el baricentro de la misma, además del momento flector, la tensión elástica resultante es la suma algebraica de la tensión σ_1 producida por la carga axial y la tensión σ_2 debida al momento flector.

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{P}{A} + \frac{M}{AR} \left(1 + \frac{1}{z} \cdot \frac{y}{R + y} \right)$$

Considerando para la verificación del gancho la sección B-B de la figura 3.25.

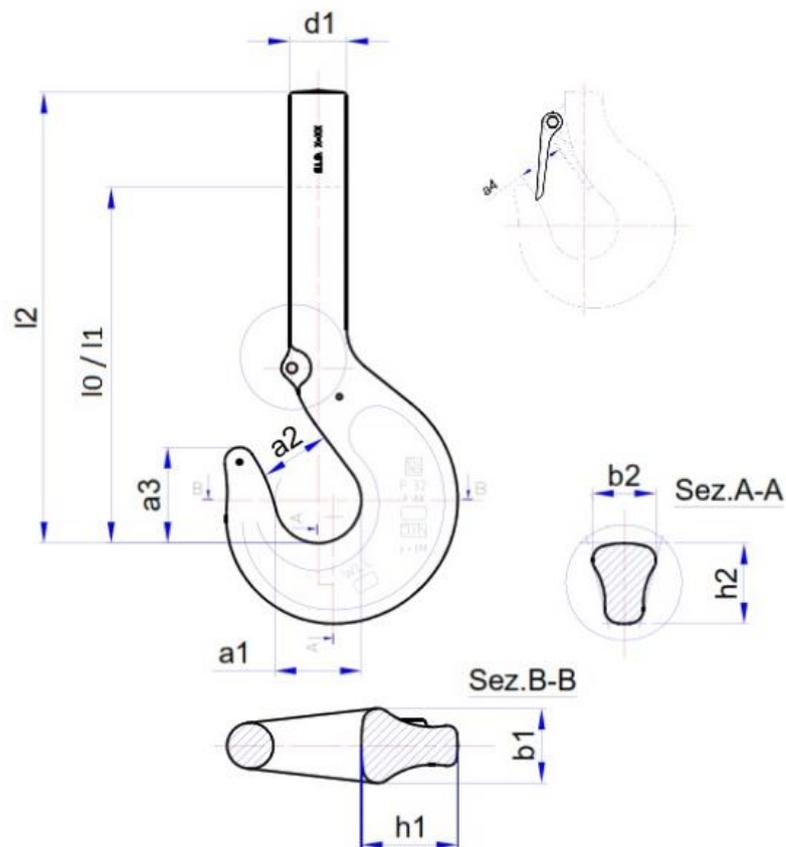
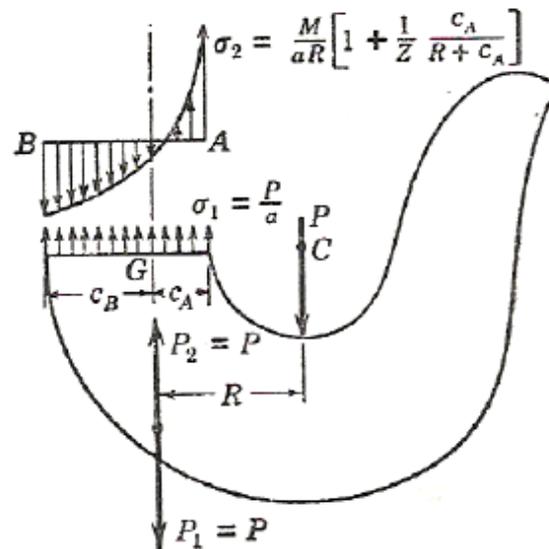


Figura 3.25 Dimensiones del gancho

En la figura 3.26 se muestran las tensiones en el gancho producidas por la carga que hará nuestro gancho es de 1200 Kgf.



Tensiones producidas en el gancho debidas a la carga. (6)

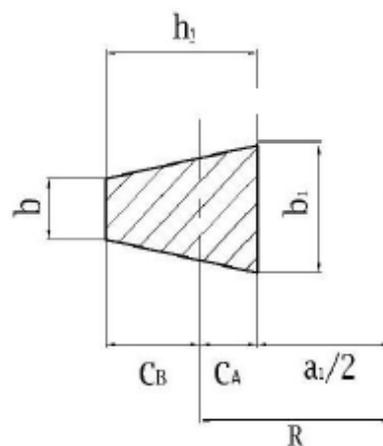


Figura 3.26 Esfuerzos en la sección del gancho.

b_1 : 38 mm

b : 18 mm

h : 48 mm

a : 28.58 mm

$$c_B = \frac{h}{3} \left(\frac{b_1 + 2b}{b_1 + b} \right) = \frac{48}{3} \left(\frac{38 + 2(18)}{38 + 18} \right) = 23.68 \text{ mm}$$

$$c_A = h - c_B = 48 - 23.68 = 24.32 \text{ mm}$$

$$R = \frac{a_1}{2} + C_B = \frac{28.5}{2} + 23.68 = 37.93 \text{ mm}$$

Hallamos Z:

$$Z = -1 + \frac{2R}{(b_1 + b)h} \left\{ \left[b + \frac{b_1 - b}{h} (R + C_B) \right] \ln \left(\frac{R + C_B}{R - C_B} \right) - (b_1 - b) \right\}$$

$$Z = -1 + \frac{2(37.93)}{(38 + 18)48} \left\{ \left[18 + \frac{38 - 18}{48} (37.93 + 23.68) \right] \ln \left(\frac{37.93 + 23.68}{37.93 - 23.68} \right) - (38 - 18) \right\}$$

$$Z = 0.23$$

$$A = \frac{b_1 + b}{2} \cdot h = \left(\frac{38 + 18}{2} \right) 48$$

$$A = 1344 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_A = \frac{P}{A} + \frac{-M}{AR} \left(1 + \frac{1}{Z} \cdot \frac{-C_B}{R + (-C_B)} \right)$$

$$\sigma_A = \frac{P}{AZ} \cdot \frac{C_B}{R - C_B} = \frac{1200}{(1344)(0.23)} \cdot \frac{23.68}{37.93 - 23.68}$$

$$\sigma_A = 6.45 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_B = \frac{P}{A} + \frac{-M}{AR} \left(1 + \frac{1}{Z} \cdot \frac{C_A}{R + C_A} \right)$$

$$\sigma_B = -\frac{P}{AZ} \cdot \frac{C_A}{R - C_A} = -\frac{1200}{(1344)(0.23)} \cdot \frac{24.32}{37.93 - 24.32}$$

$$\sigma_B = -6.94 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

[13] Según el manual del constructor de máquinas H. Dubbel pagina 716 tabla 12,

La tensión admisible para los ganchos de acero 34 CrMo 4 es de $20 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$

$$\sigma_{adm} = 20 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} > \sigma_A = 6.45 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto el gancho seleccionado si resiste la carga.

F. Cilindro hidráulico:

- Cilindro de elevación vertical.

El cilindro hidráulico elegido para elevar el brazo está determinado por la carga viva más la carga muerta además la carrera.

Carga viva más carga muerta: 1542 Kg.

Carrera: 1.10 a 1.50 m.

En el anexo F se muestra el cilindro que usaremos de la marca Moro hidráulica código 70998 que trabaja con un factor adicional de diseño del cilindro hidráulico, con una carrera de 1200 mm donde se especifican las siguientes características que se muestran en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 Características del cilindro elegido.

	Diámetro interno	Presión de trabajo	Carrera	Carga
Cilindro 70998	88.9 mm	120 Kg/cm ²	1200 mm	2000 Kg

- Elección de la bomba para el cilindro de elevación vertical.

Para poder seleccionar la bomba hidráulica necesitamos el caudal requerido por el cilindro hidráulico, para ello estimamos un tiempo de operación o extendido del pistón con carrera (C) 1200 mm, el tiempo (t) usado será de 30 segundos para obtener una velocidad (V) relativamente baja y no perturbar la estabilidad de la carga.

$$V = C/t$$

$$V = 120 \text{ cm} / 30\text{s}$$

$$V = 4 \text{ cm/s}$$

El caudal de la bomba es:

$$Q = V \times A$$

El área se halla con el diámetro del embolo de los datos de catálogo.

$$A = \frac{\pi x D^2}{4}$$

$$A = 62.07 \text{ cm}^2$$

De la ecuación anterior para hallar el caudal tenemos:

$$Q = 4 \frac{\text{cm}}{\text{s}} x 62.07 \text{ cm}^2$$

$$Q = 248.28 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q = 14.88 \text{ l/min}$$

Seleccionamos una bomba con las características de caudal requerido.

Para una velocidad de 1500 RPM la bomba BEA 11 de la marca Bezares trabaja a un caudal de flujo de 17 l/min a 1500 rpm según su curva característica en el anexo H.

- Selección del motor para la bomba del cilindro de elevación vertical.

Para seleccionar el motor que será usado para la bomba hidráulica tenemos que conocer la potencia requerida por la Bomba ($P_{requerida}$)

$$P_{requerida} = FxV$$

Dónde:

$$F: \text{ fuerza transmitida} = m \times g = 2000 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 19620 \text{ N}$$

V: velocidad de elevación del cilindro hidráulico (0.04 m/s).

$$P_{requerida} = (0.04x19620)$$

$$P_{requerida} = 784.8 \text{ Watts}$$

La potencia de accionamiento deberá ser mayor ya que el rendimiento del sistema no es del 100%.

Considerando un rendimiento medio (η) de 85% la potencia mecánica para el accionamiento de la bomba será:

$$P_{mecánica} = \frac{P_{requerida}}{\eta}$$

$$P_{mecánica} = \frac{784.8}{0.85}$$

$$P_{mecánica} = 923.29 \text{ Watts}$$

Para determinar la potencia del motor vamos a considerar un factor de servicio de 1.5 por lo tanto la potencia para la selección del motor (P), se determina de la siguiente manera:

$$P = P_{mecánica} \times 1.5$$

$$P = 923.29 \times 1.5$$

$$P = 1384.94$$

$$P = 1.39 \text{ KW}$$

Seleccionamos el motor eléctrico trifásico de la marca Bezares código 9034914 con velocidad de 1500 rpm. Potencia 1.5 KW. Que se muestra en el anexo I.

- Selección de la tubería hidráulica.

Para seleccionar la tubería hidráulica usaremos el caudal de la bomba (Q) 17 l/min y la velocidad del aceite V_a según la tabla 3.9.

Tabla 3.9 velocidad de circulación del aceite respecto la presión en el cilindro

Tabla velocidades de circulación del aceite							
Presión Kg/cm ²	0 – 10	10 - 25	25 - 50	50 – 100	100-150	150-200	<200
Velocidad m/s	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6

Para la presión de operación del cilindro hidráulico 120 Kg/cm²

Tenemos una velocidad de 5 m/s

El caudal es: $Q = V \times A$

Despejando:

$$\frac{Q}{V} = A$$

Donde A es el área mínima de la tubería.

$$A = \frac{\pi x D^2}{4}$$

Despejando el diámetro mínimo de la tubería D tenemos:

$$D = \sqrt{\frac{4xQ}{\pi xV}}$$

En el sistema Ingles los datos quedarían $V = 195.85$ pulg/s y $Q = 17.29$ pulg³/s.

$$D = \sqrt{\frac{4x17.29}{\pi x195.85}}$$

$$D = 0.33 \text{ pulgadas} = 8.49 \text{ mm}$$

Es por eso que se elige un diámetro interno de 3/8", este dato se comprueba con el monograma del anexo J, y la manguera seleccionada se muestra en el anexo K.

- El cilindro hidráulico para giro del antebrazo.

Para mover el antebrazo o articulación intermedia, será elegido un cilindro hidráulico según el ángulo de giro que se desea obtener para este elemento.

El antebrazo tendrá un movimiento similar al de un brazo humano de un grado de libertad en el plano horizontal como se muestra en las figuras 3.27.

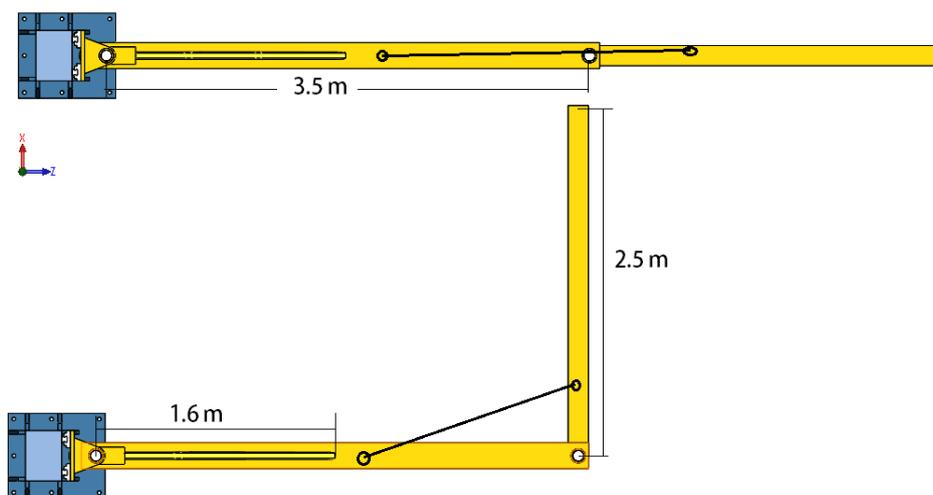


Figura 3.27 Movimiento del antebrazo.

Se elige un cilindro que se mueva a una velocidad relativamente baja y que sea menor a la longitud disponible sobre el brazo.

Longitud del cilindro menor a 1.6 metros.

Del anexo L elegimos el cilindro hidráulico de la marca BASTI MEC serie 400 con las dimensiones especificadas de 910 mm de longitud para mover el antebrazo.

Con las curvas de la figura hallamos la presión de trabajo, carga de empuje de 600 Kg y carga de tracción de 500Kg.

Tabla 3.9 Características del cilindro elegido

	Longitud	Diámetro del embolo	Carrera	Presión de trabajo
Serie 400	910 mm	40 mm	700 mm	70 bar

- Elección de la bomba para el cilindro del antebrazo.

Para poder seleccionar la bomba hidráulica necesitamos el caudal requerido por el cilindro hidráulico, para ello estimamos un tiempo de operación o extendido del pistón con carrera (C) 700 mm, el tiempo (t) debe ser bajo para que la velocidad de rotación de la carga sea también baja y no alterar su inercia rotacional es por eso que el tiempo será de 50 segundos para obtener una velocidad (V) relativamente baja y no perturbar la estabilidad de la carga.

$$V = C/t$$

$$V = 70 \text{ cm} / 50\text{s}$$

$$V = 1.4 \text{ cm/s}$$

El caudal de la bomba es:

$$Q = V \times A$$

El área se halla con el diámetro del embolo de los datos de catálogo.

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

$$A = 12.57 \text{ cm}^2$$

De la ecuación anterior para hallar el caudal tenemos:

$$Q = 1.4 \frac{cm}{s} \times 12.57 cm^2$$

$$Q = 17.59 cm^3/s$$

$$Q = 1.06 l/min$$

Seleccionamos una bomba con las características de caudal requerido.

La bomba de engranes de la marca Roquet L0 trabaja a un caudal de 1.5 l/min a 1500 rpm. Como se muestra en el anexo M.

- Selección del motor para la bomba del cilindro del antebrazo.

Para seleccionar el motor que será usado para la bomba hidráulica tenemos que conocer la potencia requerida por la Bomba ($P_{requerida}$)

$$P_{requerida} = F \times V$$

Dónde:

F: fuerza transmitida = $m \times g = 500 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 5\ 886 \text{ N}$

V: velocidad del cilindro hidráulico (0.14 m/s).

$$P_{requerida} = (0.014 \times 5\ 886)$$

$$P_{requerida} = 82.40 \text{ Watts}$$

La potencia de accionamiento deberá ser mayor ya que el rendimiento del sistema no es del 100%.

Considerando un rendimiento medio (η) de 85% la potencia mecánica para el accionamiento de la bomba será:

$$P_{mecánica} = \frac{P_{requerida}}{\eta}$$

$$P_{mecánica} = \frac{82.40}{0.85}$$

$$P_{mecánica} = 96.94 \text{ Watts}$$

Para determinar la potencia del motor vamos a considerar un factor de servicio de 1.5 por lo tanto la potencia para la selección del motor (P), se determina de la siguiente manera:

$$P = P_{mecánica} \times 1.5$$

$$P = 96.94 \times 1.5$$

$$P = 145.41$$

$$P = 0.19 \text{ KW}$$

Seleccionamos el motor eléctrico trifásico de la marca Bezares código 9040214 con velocidad de 1500 rpm. Potencia 0.25 KW. Que se muestra en el anexo I.

- Selección de la tubería hidráulica.

Para seleccionar la tubería hidráulica usaremos el caudal de la bomba (Q) 1.5 l/min y la velocidad del aceite V_a según la tabla 3.9.

Tabla 3.9 velocidad de circulación del aceite respecto la presión en el cilindro

Tabla velocidades de circulación del aceite							
Presión Kg/cm ²	0 – 10	10 - 25	25 - 50	50 – 100	100-150	150-200	<200
Velocidad m/s	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6

Para la presión de operación del cilindro hidráulico 71.38 Kg/cm²

Tenemos una velocidad de 4.5 m/s

El caudal es: $Q = V \times A$

Despejando:

$$\frac{Q}{V} = A$$

Donde A es el área mínima de la tubería.

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

Despejando el diámetro mínimo de la tubería D tenemos:

$$D = \sqrt{\frac{4xQ}{\pi xV}}$$

En el sistema Ingles los datos quedarían $V = 177.16$ pulg/s y $Q = 1.53$ pulg³/s.

$$D = \sqrt{\frac{4x1.53}{\pi x177.16}}$$

$$D = 0.11 \text{ pulgadas} = 2.79 \text{ mm}$$

Es por eso que se elige un diámetro interno mayor a 2.79 mm de 1/4", la manguera seleccionada se muestra en el anexo N.

- Selección del tanque hidráulico.

La selección del tanque hidráulico será por separado para cada uno de los dos cilindros hidráulicos para esto tomamos los caudales de cada uno de las bombas y los multiplicamos por un factor de servicio igual a 3 usado en dimensionamiento de tanques hidráulicos, entonces:

$$V_{\text{tanq1}} = 3xQ_1; V_{\text{tanq1}} = 3x14.61; V_{\text{tanq1}} = 43.83 \text{ litros}$$

$$V_{\text{tanq2}} = 3xQ_2; V_{\text{tanq2}} = 3x1.06; V_{\text{tanq2}} = 3.18 \text{ litros}$$

Entonces elegimos dos tanques de la marca Bezares con capacidad de 10 y 60 litros con filtro de aceite.

- Válvulas.

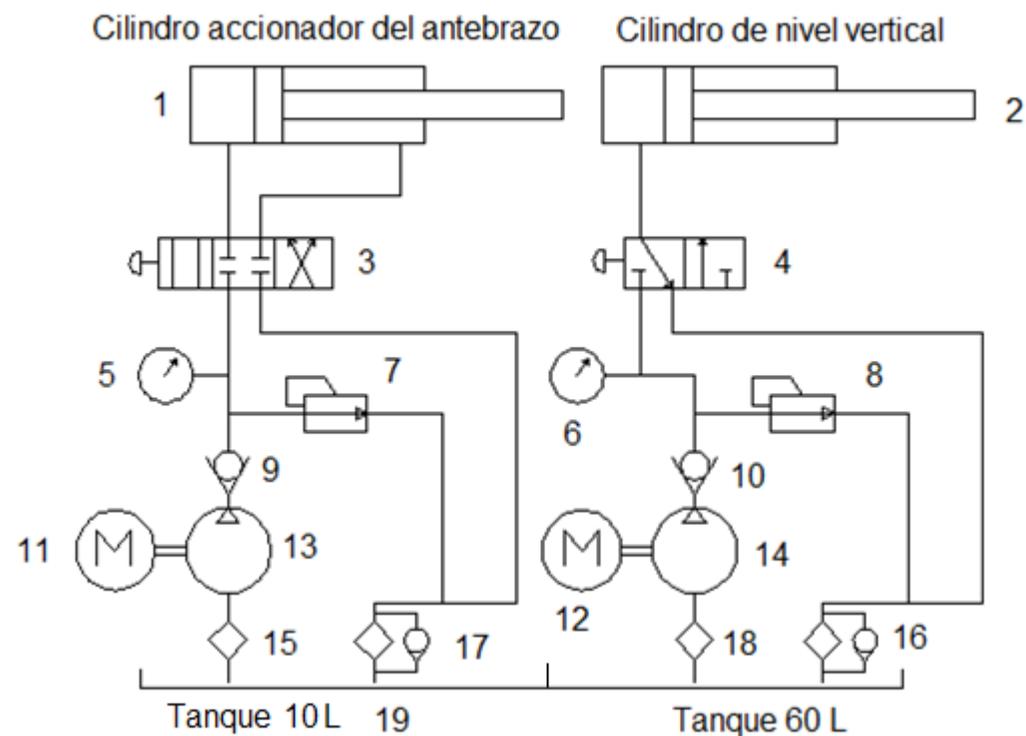
Los circuitos son similares así que se usara el mismo sistema de control hidráulico que implica:

Válvulas de alivio de presión de presiones máximas:

Válvula reductora de presión.

Válvula direccional de 4 vías 3 posiciones.

Diagrama hidráulico.



1	Cilindro hidráulico BASTIMEC 400	2	Cilindro hidráulico MORO 70998	3	Válvula 4 vías 3 posiciones de distribución
4	Válvula distribuidora 3 vías dos posiciones	5	Manómetro glicerina [0-400] bar	6	Manómetro de glicerina [0-400] bar
7	Válvula limitadora de presión 210 bar	8	Válvula limitadora de presión 210 bar	9	Válvula anti-retorno
10	Válvula anti-retorno	11	Motor eléctrico 0.25 KW 1500 R.P.M.	12	Motor eléctrico 1.5 KW 1500 R.P.M.
13	Bomba Roquet 1.5 l/min	14	Bomba Bea11 Bezares 17 l/min	15	Filtro de succión ISO16
16	Filtro de retorno ISO16	17	Filtro de retorno ISO16	18	Filtro de succión ISO16
19	Tanque de aceite 60 L				

3.5 Simulación de los componentes del brazo mecánico.

Se realiza un estudio para cada estructura del brazo mecánico, con las fuerzas y momentos calculados anteriormente para los casos más desfavorables y una vez determinado las dimensiones principales para las estructuras que intervienen cuando la carga crítica esta justo en la posición más alta que se pueda elevar la carga sometiendo a flexión a la estructura como se muestra en la figura 3.28.

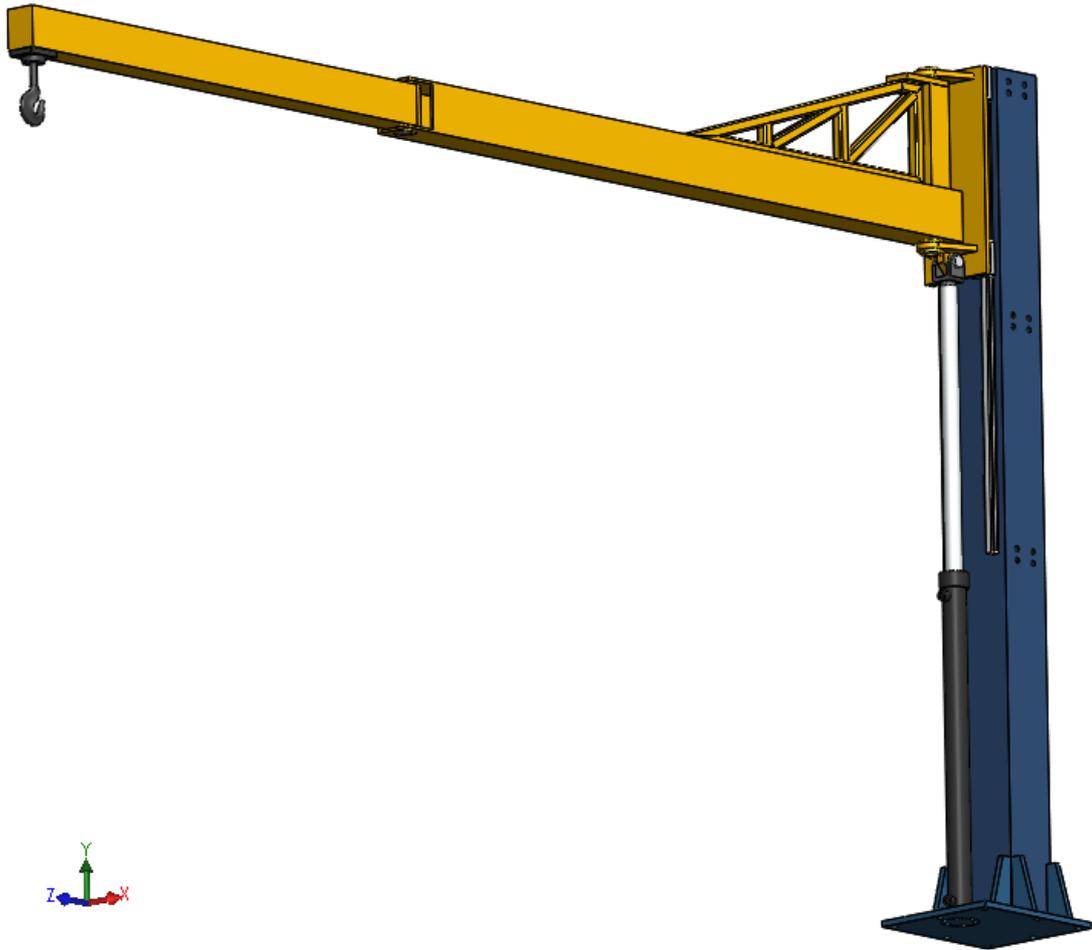


Figura 3.28. Posición crítica del brazo mecánico en flexión

Se emplea el software SolidWorks para comprobar que el esfuerzo en ellos no sobrepase el límite elástico de.

- Análisis del gancho para la carga crítica.

Primero se empieza por el gancho, que es la herramienta que sujeta la carga viva, la cual distribuye hacia toda la estructura restante del brazo mecánico. Esta se

encuentra ubicada como se muestra en la figura 3.29 en el extremo del antebrazo, unido a la base del gancho con la parte de inferior del antebrazo.

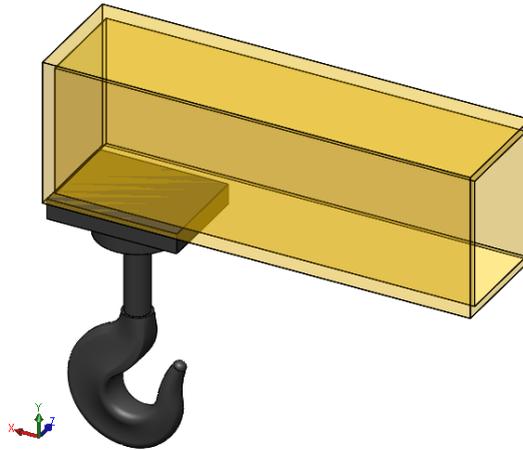


Figura 3.29. Posición del gancho en el extremo del antebrazo.

El gancho es de un acero 34CrMo4 con una resistencia de fluencia de 20 kgf/mm^2 que es aproximadamente a 195 N/mm^2 , para simplificar el estudio se aplican las sujeciones en la base del gancho (color verde), y con una carga crítica establecida anteriormente de 1200 kgf (color lila), como se observa en la siguiente figura 3.30.

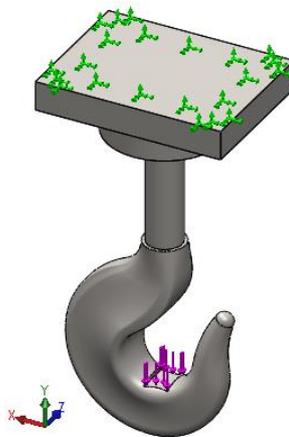


Figura 3.30. Modelo de estudio del gancho (cargas y sujeciones).

Luego se establece un mallado automático establecido para estructuras metálicas curvas, y así poder ejecutar el estudio por simulación, donde se obtiene los siguientes resultados.

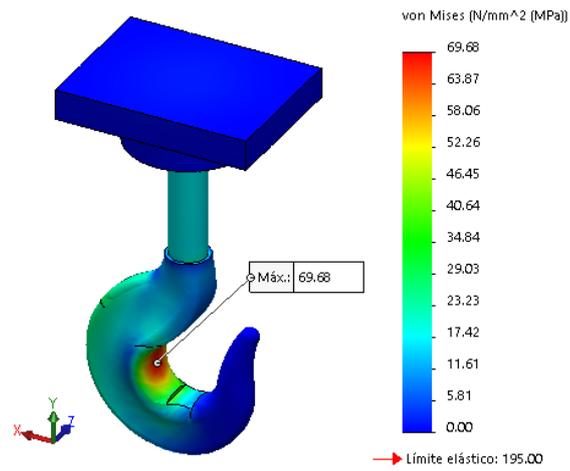


Figura 3.31. Resultado de concentrador de tensiones del gancho.

Como se puede observar en la figura 3.31, la máxima concentración de tensión se encuentra entre el cuello y el asiento del gancho, que vendría ser de 69.68 N/mm^2 , donde observamos que esta cantidad no supera el límite elástico del material seleccionado (195 N/mm^2).

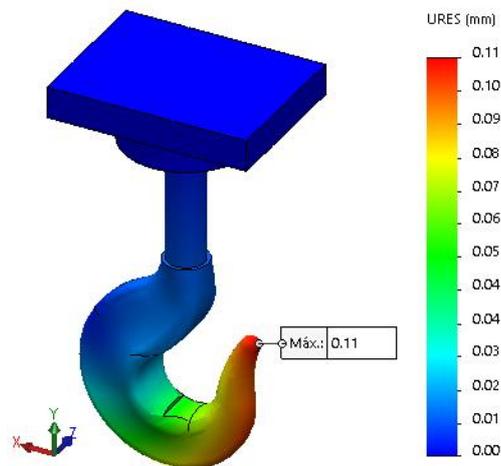


Figura 3.32. Resultado de desplazamiento del gancho.

En la figura 3.32, se observa que hay un desplazamiento máximo ubicada en la punta del gancho, con un valor de 0.11 mm, que viene ser un valor insignificante para que pueda afectar en el funcionamiento del brazo mecánico al levantar la carga.

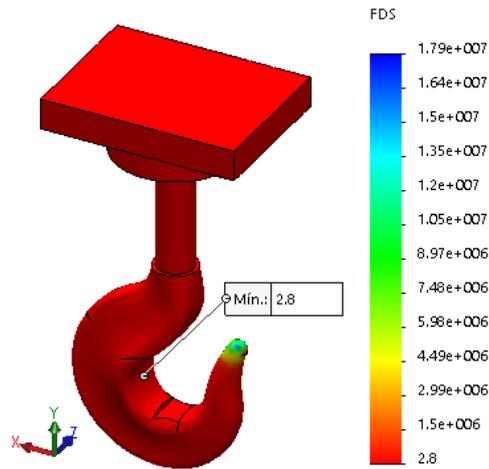


Figura 3.33. Resultados del factor de seguridad del gancho.

En la Figura 3.33, para la carga crítica el gancho cuenta con un factor de seguridad de 2.8, la cual verifica y valida el diseño del gancho para la carga crítica del brazo mecánico.

- Estudio del antebrazo para la carga crítica.

El antebrazo viene ser una tubería cuadrada de 140x180x10 mm, que es la estructura que sujeta al gancho junto a la carga viva por un extremo y se acopla por medio de un pasador con el brazo por el otro extremo, como se logra observar en la figura 3.34.

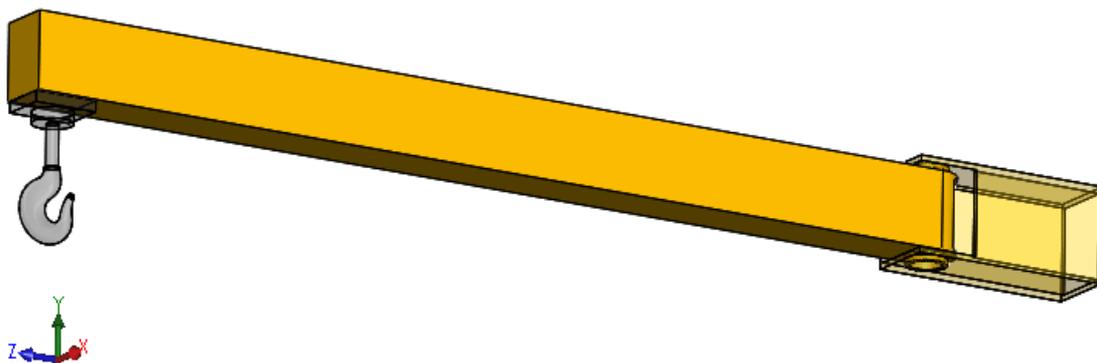


Figura 3.34. Posición del antebrazo junto al gancho y el brazo.

La tubería cuadrada es de un acero A36 con una resistencia de fluencia de 250 N/mm², para simplificar el estudio se aplican las sujeciones justo en el área de contacto con el pasador (color verde), y una carga igual al anterior de 1200 kgf (color lila) ubicado en el otro extremo, pero a la vez se considera el peso de la

estructura del antebrazo (color rojo), determinado anteriormente de 111 kgf ubicado en la parte central, como se observa en la siguiente figura.

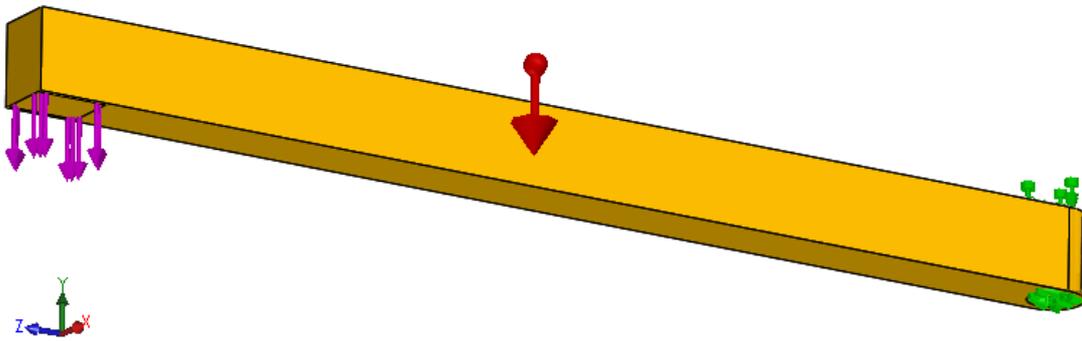


Figura 3.35. Modelo de estudio del antebrazo (cargas y sujeciones).

Luego se establece un mallado automático establecido para tuberías cuadradas, y así poder ejecutar el estudio por simulación, donde se obtiene los siguientes resultados.

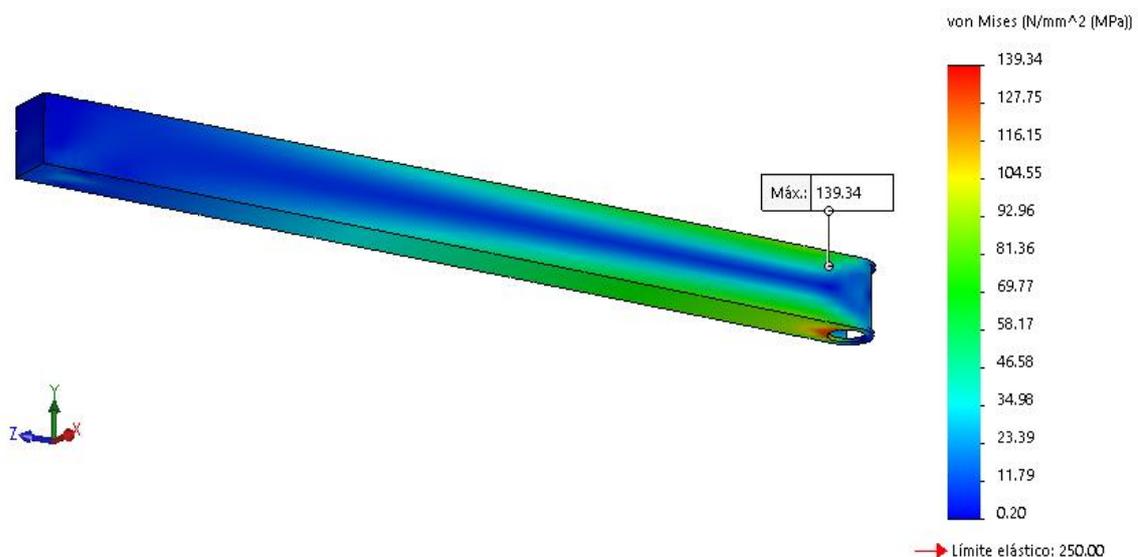


Figura 3.36. Resultado de concentrador de tensiones para el antebrazo.

En la figura 3.36, la máxima concentración de tensión se encuentra alrededor del cuello del pasador, que vendría ser de 139.34 N/mm^2 , donde se observa que esta cantidad no supera el límite elástico del material seleccionado (250 N/mm^2).

Luego se procede el desarrollo del desplazamiento que se ejecutó a la vez obteniendo los siguientes resultados.

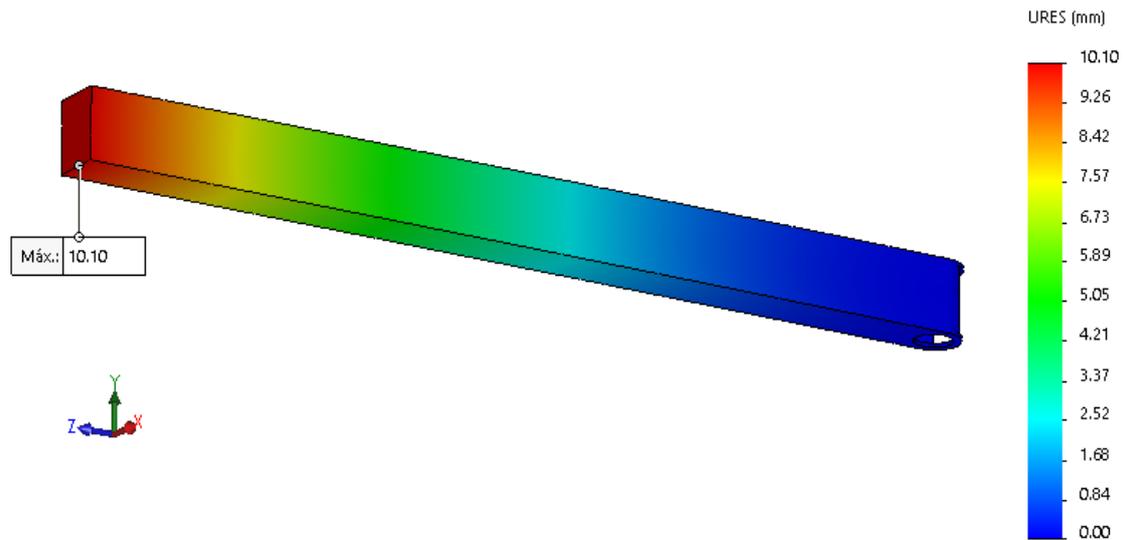


Figura 3.37. Resultado de desplazamiento para el antebrazo.

En la figura 3.37, se observa que hay un desplazamiento máximo ubicada por encima del gancho, con un valor de 10.1 mm, la cual es un valor que no afecta en el funcionamiento del brazo mecánico.

También se evalúa su factor de seguridad para la posición desfavorable, obteniendo el siguiente resultado.

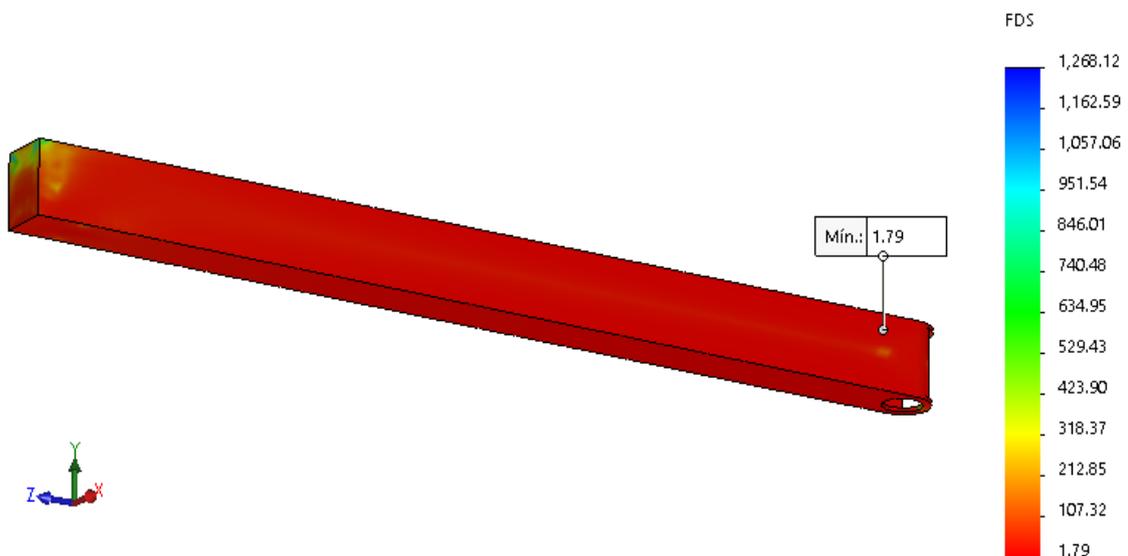


Figura 3.38. Resultados del factor de seguridad del gancho.

En la Figura 3.38, para la carga crítica el antebrazo cuenta con un factor de seguridad mínimo de 1.79, la cual verifica y valida el diseño del antebrazo para el funcionamiento adecuado del brazo mecánico.

- Estudio del pasador para la carga crítica.

El pasador viene ser un eje circular con un diámetro de 75 mm y una altura de 220 mm, que se acopla con el antebrazo y el brazo, para así poder distribuir la carga y el momento hacia el resto de la estructura del brazo mecánico, como se logra observar en la figura 3.39.

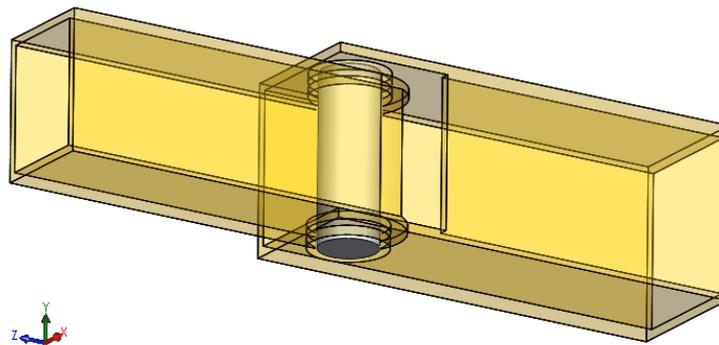


Figura 3.39. Posición del pasador junto al antebrazo y el brazo.

El pasador es de un acero 1045, con una resistencia de fluencia de 530 N/mm^2 , para simplificar el estudio se aplican las sujeciones justo en el área de contacto con brazo (color verde), y una carga que se aproxima a momento flector que se produce por la carga viva y el peso del antebrazo, dato determinado anteriormente de $313\,875 \text{ kgf.cm}$, sobre la mitad de la altura del antebrazo ($180/2 \text{ mm} = 9 \text{ cm}$), con un valor de $34\,875 \text{ kgf}$, ubicado entre el contacto del antebrazo con el pasador (color lila), como se observa en la figura 3.40.



Figura 3.40. Modelo de estudio del pasador (cargas y sujeciones).

Se establece un mallado automático establecido para ejes circulares, y así poder ejecutar el estudio por simulación, donde se obtiene los siguientes resultados.

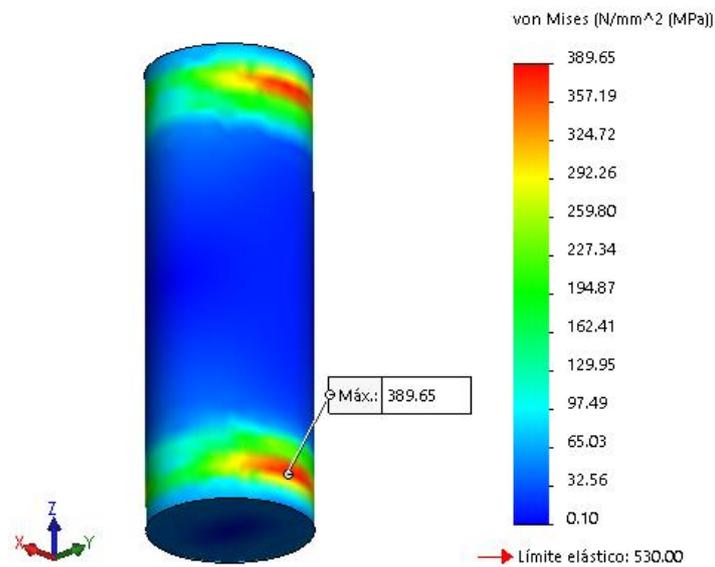


Figura 3.41. Resultado de concentrador de tensiones para el pasador.

En la figura 3.41, la máxima concentración de tensión se encuentra en el área de contacto con el antebrazo, que vendría ser de 389.65 N/mm^2 , donde se observa que esta cantidad no supera el límite elástico del material seleccionado (530 N/mm^2).

Luego se procede el desarrollo del desplazamiento que se ejecutó a la vez obteniendo los siguientes resultados.

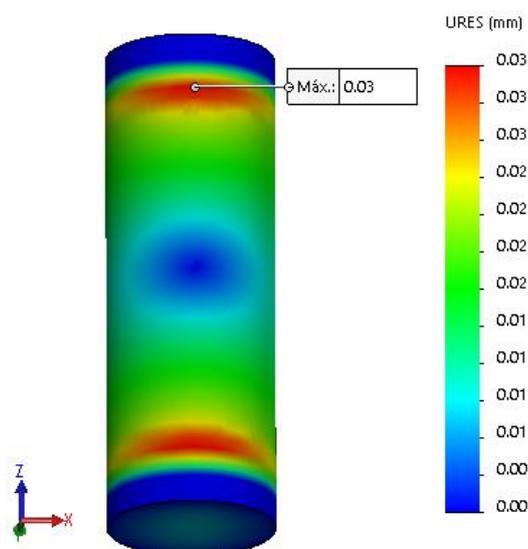


Figura 3.42. Resultado de desplazamiento para el pasador.

En la figura 3.42, se observa que hay un desplazamiento máximo ubicada en el área de contacto con el antebrazo, con un valor de 0.03 mm, la cual es un valor insignificante que no afecta en el funcionamiento del brazo mecánico.

También se evalúa su factor de seguridad para la posición desfavorable, obteniendo el siguiente resultado.

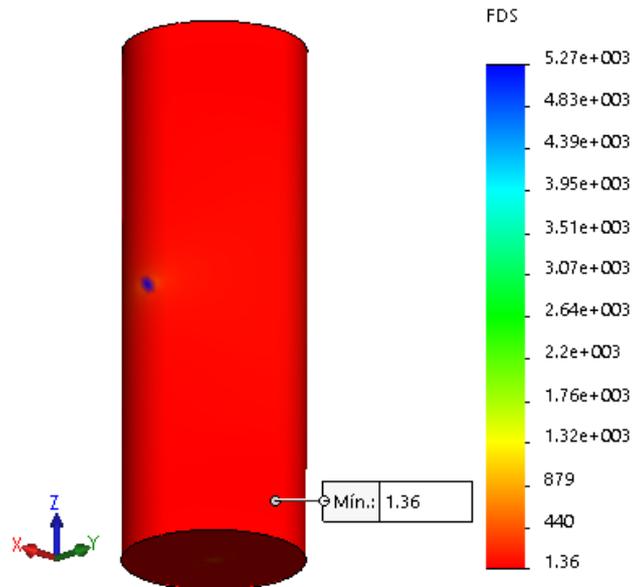


Figura 3.43. Resultados del factor de seguridad del pasador.

En la Figura 3.43, para la carga crítica el pasador cuenta con un factor de seguridad mínimo de 1.36, la cual verifica y valida el diseño del brazo para el funcionamiento adecuado del brazo mecánico.

- Estudio del brazo para la carga crítica.

El brazo viene ser también una tubería cuadrada de 220x180x12 mm, que es la estructura que se acopla por medio de un pasador con el antebrazo por un extremo y por el otro extremo, mediante un eje, con el soporte deslizador, como se había establecido anteriormente, para esta estructura (brazo) se le adhiere una armadura como refuerzo que se ubica en la parte superior del brazo a lado del soporte deslizador, como se logra observar en la figura 3.44.

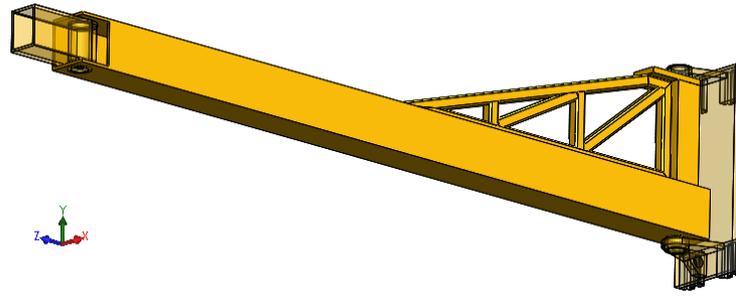


Figura 3.44. Posición del brazo junto al antebrazo y el soporte deslizador.

La tubería cuadrada también es de un acero A36, para simplificar el estudio se aplican las sujeciones justo en el área de contacto con el eje y el soporte deslizador (color verde), y con una carga igual a la carga viva más el peso del antebrazo, 1311 kgf (color lila) ubicado en el otro extremo, y también se considera el peso de la estructura del brazo (color rojo), de 231 kgf, ubicado en la parte central, como se observa en la figura 3.45.

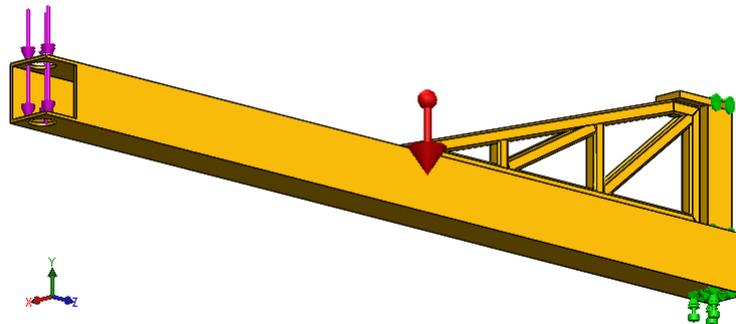


Figura 3.45. Modelo de estudio del brazo (cargas y sujeciones).

También establece un mallado automático establecido para tuberías cuadradas, y así poder ejecutar el estudio por simulación, donde se obtiene los siguientes resultados.

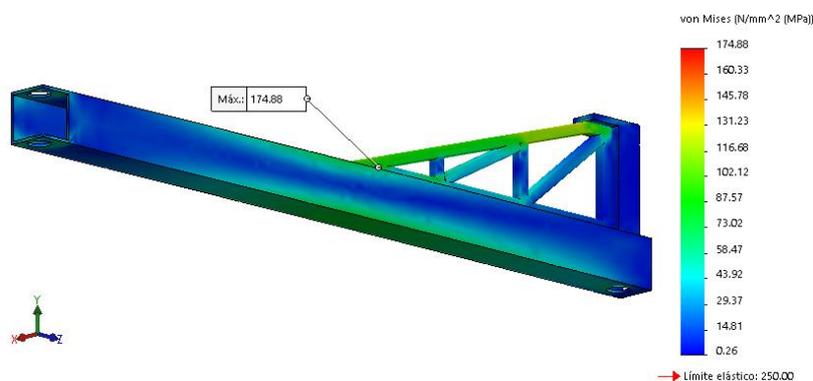


Figura 3.46. Resultado de concentrador de tensiones para el brazo.

En la figura 3.46, la máxima concentración de tensión se encuentra al borde la punta de la armadura junto a la base superior del brazo, que vendría ser de 174.88 N/mm^2 , donde se observa que esta cantidad no supera el límite elástico del material seleccionado (250 N/mm^2).

Luego se procede el desarrollo del desplazamiento que se ejecutó a la vez obteniendo los siguientes resultados.

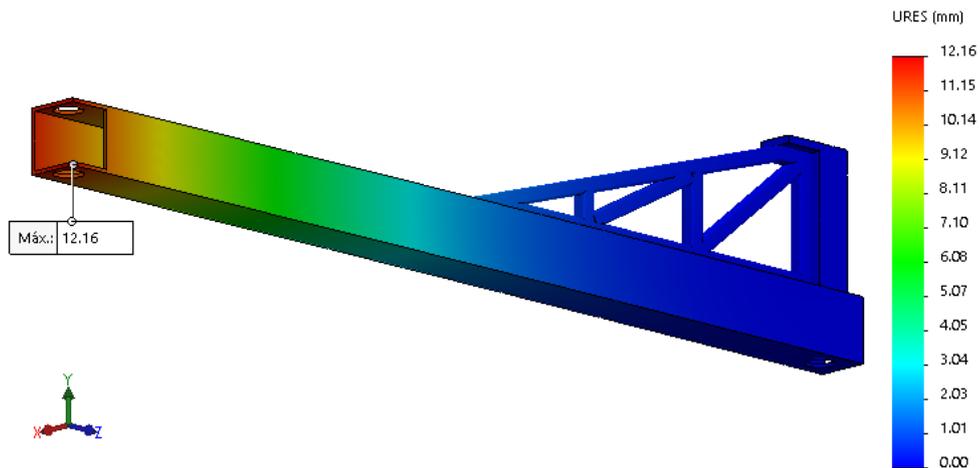


Figura 3.47. Resultado de desplazamiento para el brazo.

En la figura 3.47, se observa que hay un desplazamiento máximo ubicada en la esquina del extremo de brazo junto al antebrazo, con un valor de 12.16 mm, la cual es un valor que no afecta en el funcionamiento del brazo mecánico.

También se evalúa su factor de seguridad para la posición desfavorable, obteniendo el siguiente resultado.

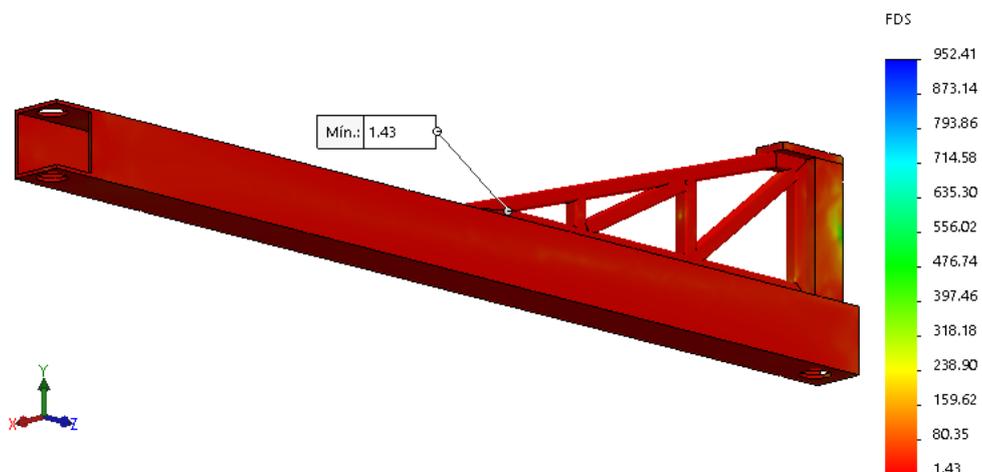


Figura 3.48. Resultados del factor de seguridad para el brazo.

En la Figura 3.48, para la carga crítica el brazo cuenta con un factor de seguridad mínimo de 1.43, la cual verifica y valida el diseño del antebrazo para el funcionamiento adecuado del brazo mecánico.

- Estudio del eje para la carga crítica.

El eje circular cuenta con un diámetro de 75 mm y una altura de 800 mm, que se acopla con el brazo, la armadura y el soporte deslizador, para así poder distribuir la carga y el momento hacia la torre del brazo mecánico, como se logra observar en la siguiente imagen.

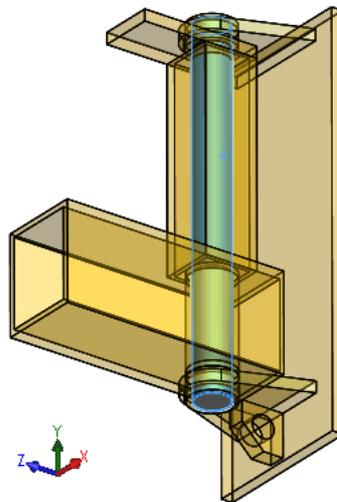


Figura 3.49. Posición del eje junto al brazo, armadura y soporte deslizador.

El eje es de un acero 1045, con una resistencia de fluencia de 530 N/mm^2 , para simplificar el estudio se aplican las sujeciones justo en el área de contacto del brazo y de la armadura (color verde), y una carga que se aproxima a momento flector que se produce por la carga viva y los pesos del antebrazo y brazo, dato determinado anteriormente de $813\,150 \text{ kgf.cm}$, sobre la mitad de la suma de la altura del brazo con la altura de la armadura ($[220 \text{ mm} + 478 \text{ mm}]/2 = 34.9 \text{ cm}$), con un valor de $23\,299.4 \text{ kgf}$, ubicado entre el contacto del brazo y la armadura junto al eje (color lila), como se observa en la figura 3.50.

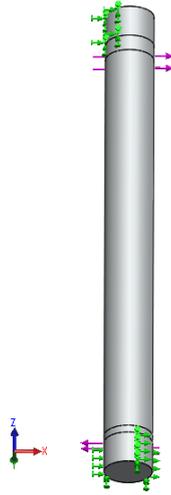


Figura 3.50 Modelo de estudio del pasador (cargas y sujeciones).

Se establece un mallado automático establecido para ejes circulares, y así poder ejecutar el estudio por simulación, donde se obtiene los siguientes resultados.

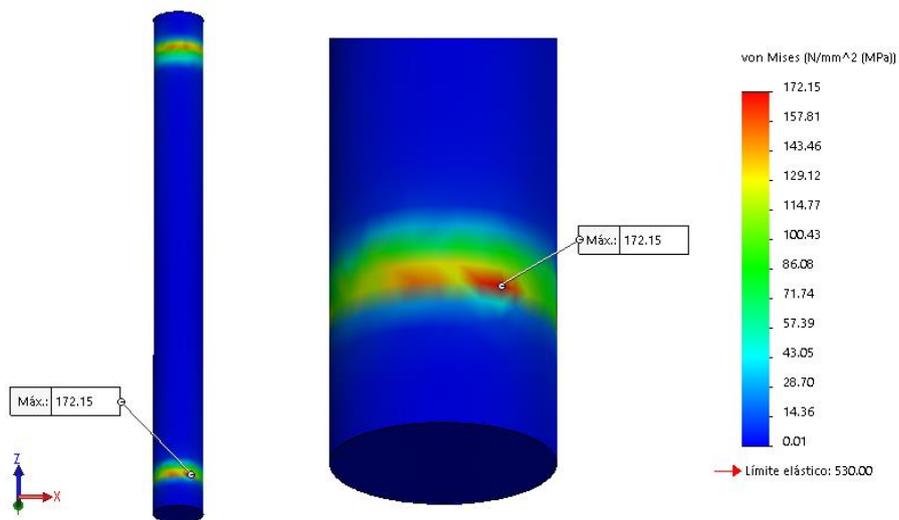


Figura 3.51. Resultado de concentrador de tensiones para el eje.

En la figura 3.51, la máxima concentración de tensión se encuentra en el área de contacto con el brazo, que vendría ser de 172.15 N/mm^2 , donde se observa que esta cantidad no supera el límite elástico del material seleccionado (530 N/mm^2).

Luego se procede el desarrollo del desplazamiento que se ejecutó a la vez obteniendo los siguientes resultados.

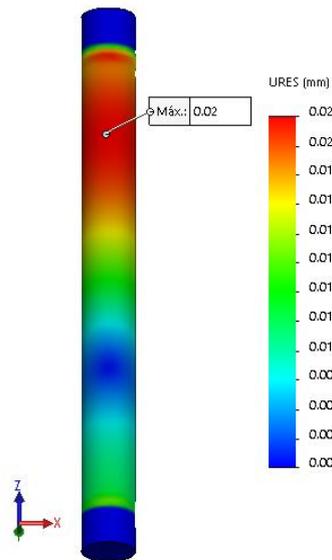


Figura 3.52. Resultado de desplazamiento para el eje.

En la figura 3.52, se observa que hay un desplazamiento máximo ubicada debajo del contacto con la armadura, de un valor de 0.02 mm, la cual es un valor insignificante que no afecta en el funcionamiento del brazo mecánico.

También se evalúa su factor de seguridad para la posición desfavorable, obteniendo el siguiente resultado.

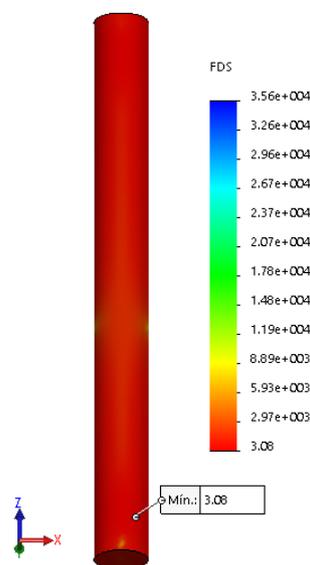


Figura 3.53. Resultados del factor de seguridad para el eje.

En la Figura 3.53, para la carga crítica el eje cuenta con un factor de seguridad mínimo de 3.08, la cual verifica y valida el diseño del eje para el funcionamiento adecuado del brazo mecánico.

- Estudio del soporte deslizador para la carga crítica.

El soporte deslizador viene ser una estructura diseñada para este proyecto, cuenta con una plancha de base, de 900x350 mm con un espesor de 1 pulgada, que se le adhiere un par de cojinetes para la ubicación del eje, distanciados 800 mm y con un espesor de 1 pulgada, también cuenta con otro cojinete para el cilindro hidráulico, ubicado en la parte debajo de uno de los cojinetes anteriores, con un espesor de 1½ pulgada, a la vez en la parte de atrás de la base se acopla 4 guías (hembras), seleccionado como correderas en el Anexo G, obteniendo un soporte deslizador como se muestra en la figura 3.54.

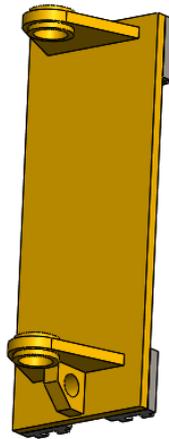


Figura 3.54. Soporte deslizador para el brazo mecánico.

Este se acopla con el brazo, armadura y el eje, para poder deslizar toda la carga, incluido el antebrazo y brazo, por la corredera de la torre (guía macho), como se muestra en la figura 3.55.

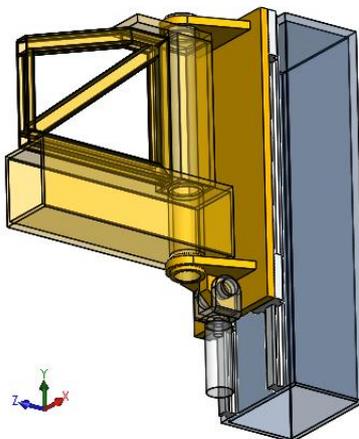


Figura 3.55. Posición del soporte deslizador.

El soporte deslizador está fabricado de acero A36, salvo las correderas (guías hembras) que son un material específico (acero 1020), para simplificar el estudio se aplican las sujeciones en el cojinete para el cilindro hidráulico y en las correderas (color verde), para la carga se establece primero el peso de la carga viva más el peso del antebrazo y brazo que está apoyándose sobre el cojinete inferior y a la vez una fuerza producida por el momento flector que vendría ser la misma fuerza determinada para el eje (23 299.4 kgf), ubicada al contorno del interior del cojinete (color lila), como se muestra en la figura 3.56.

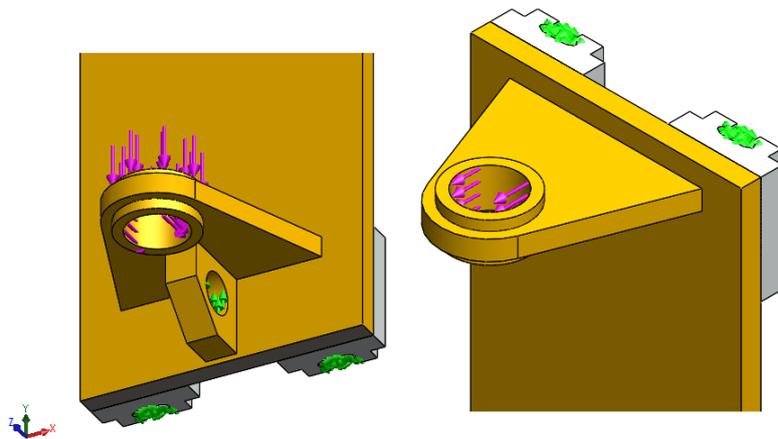


Figura 3.56. Modelo de estudio del soporte deslizador (cargas y sujeciones).

Se establece un mallado automático establecido para estructuras metálicas, y así poder ejecutar el estudio por simulación, donde se obtiene los siguientes resultados.

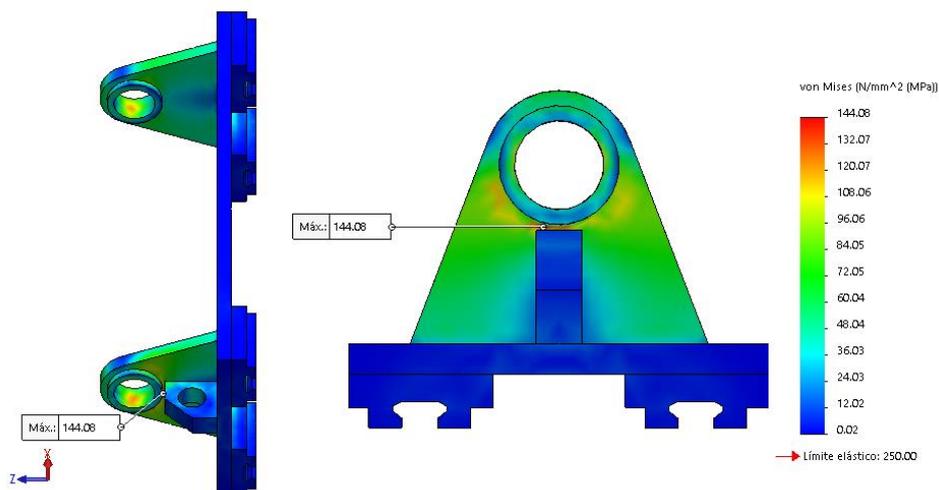


Figura 3.57. Resultado de concentrador de tensiones para el soporte deslizador.

En la figura 3.57, la máxima concentración de tensión se encuentra entre la parte del cojinete inferior y el cojinete para el cilindro hidráulico, con un valor de 144.08 N/mm^2 , donde se observa que esta cantidad no supera el límite elástico del material a fabricar (250 N/mm^2).

Luego se procede el desarrollo del desplazamiento que se ejecutó a la vez obteniendo los siguientes resultados.

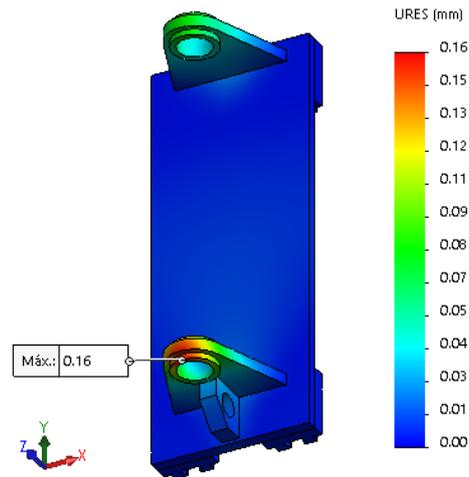


Figura 3.58. Resultado de desplazamiento para el soporte deslizador.

En la figura 3.58, se observa que hay un desplazamiento máximo ubicada en el cojinete inferior, con un valor de 0.16 mm , la cual es insignificante para el funcionamiento del brazo mecánico.

Se evalúa también su factor de seguridad para la posición desfavorable, obteniendo el siguiente resultado.

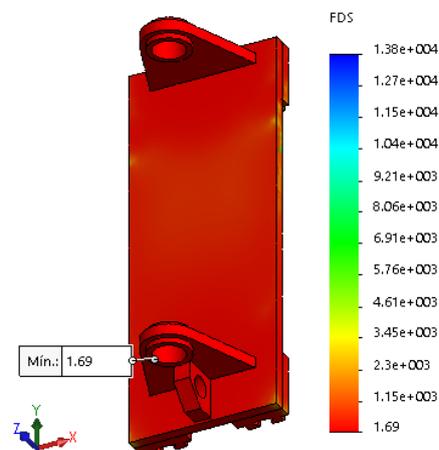


Figura 3.59. Resultados del factor de seguridad para el brazo.

En la Figura 3.59, para la carga crítica el soporte deslizador cuenta con un factor de seguridad mínimo de 1.69, la cual verifica y valida el diseño del soporte deslizador para el funcionamiento adecuado del brazo mecánico.

- Estudio de la torre y la placa base para la carga crítica.

La torre viene ser una tubería cuadrada de 350x250x16 mm, se le adhiere un par de guías (guías machos) en la parte frontal superior de la torre, con una longitud de 2100 mm, para que pueda acoplarse con las guías del soporte deslizador (guías hembras), seleccionadas como correderas en el Anexo G, por seguridad, la torre va anclado con la columna por la parte lateral mediante pernos. Para la placa base, cuenta con una plancha de 670x590 mm con un espesor de 1 pulgada, que viene ser el soporte para la torre, donde para una mejor seguridad se le acopla unas cartelas como refuerzo para esta, a la vez también sirve como soporte para el cilindro hidráulico seleccionado, la placa base va fijado en el pavimento del lugar de trabajo mediante unas varillas de acero corrugado enroscado por un extremo con un diámetro de 1 pulgada, donde para un mejor estudio se evaluará la torre acoplado con la placa base, como se muestra en la figura 3.60.

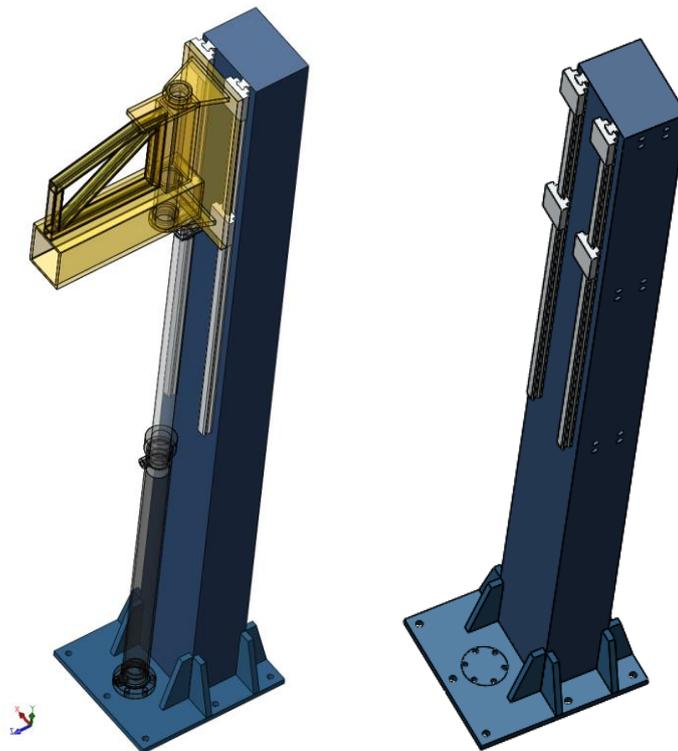


Figura 3.60. Estructura de la torre con la placa base para el brazo mecánico.

La torre y la placa base está diseñado para un acero A36, salvo las correderas (guías macho y hembra) que son de acero 1020, para simplificar el estudio se aplican las sujeciones en el área de contacto del perno de la torre con el anclaje y en el área de contacto de la placa base con las varillas de acero (color verde), para la carga se establece primero el peso de la carga viva más el peso del antebrazo y brazo que está apoyándose sobre la placa base y a la vez una fuerza producida por el momento flector que vendría ser la misma fuerza determinada para el soporte deslizador y el eje (23 299.4 kgf), ubicada en el base de las correderas (color lila), como se logra mostrar en la figura 3.61.

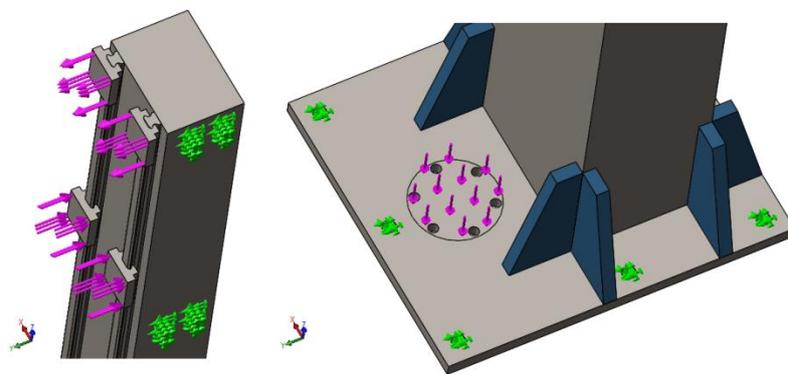


Figura 3.61. Modelo de estudio de la torre y la placa base (cargas y sujeciones).

Se establece un mallado automático establecido para estructuras metálicas, y así poder ejecutar el estudio por simulación, donde se obtiene los siguientes resultados.

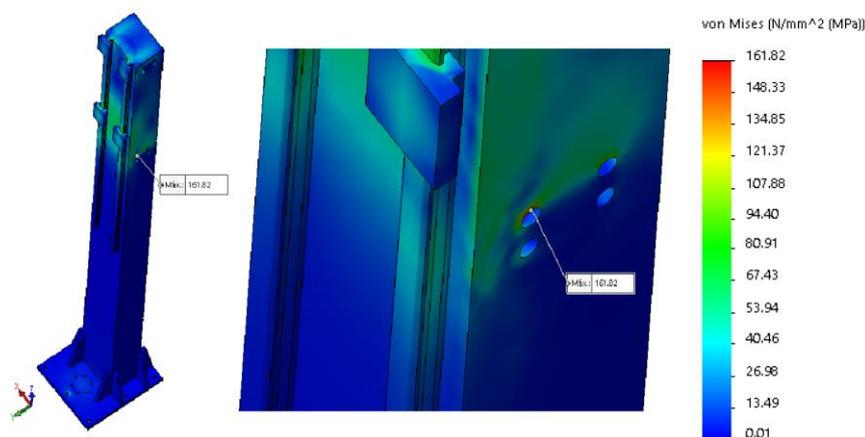


Figura 3.62. Resultado de concentrador de tensiones de la torre y placa base.

En la figura 3.62, la máxima concentración de tensión se encuentra en el área de contacto de contactor del perno de anclaje de la parte superior de la torre, con un

valor de 161.82 N/mm^2 , donde se observa que esta cantidad no supera el límite elástico del material a diseñar (250 N/mm^2).

Luego se procede el desarrollo del desplazamiento que se ejecutó obteniendo los siguientes resultados.

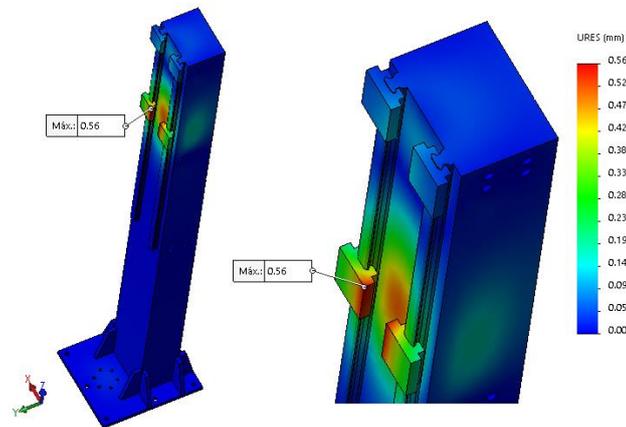


Figura 3.63. Resultado de desplazamiento para la torre y la placa base.

En la figura 3.63, se observa que hay un desplazamiento máximo ubicada en la corredera (guía hembra), con un valor de 0.56 mm , la cual no perjudica el funcionamiento del brazo mecánico.

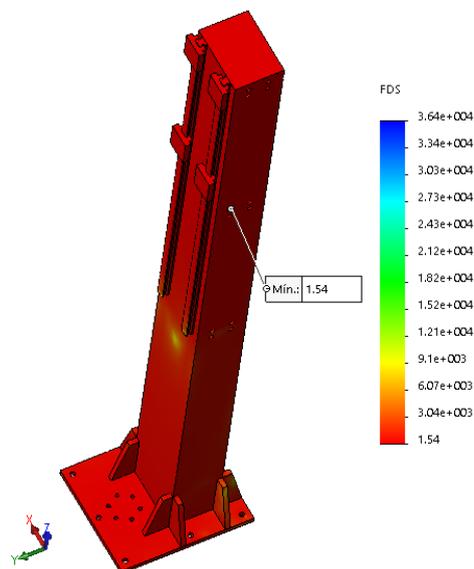


Figura 3.64. Resultados del factor de seguridad para la torre y la placa base.

En la Figura 3.64, para la carga crítica la torre junto a la placa base cuenta con un factor de seguridad mínimo de 1.54 , la cual verifica y valida el diseño de esta para el funcionamiento adecuado del brazo mecánico.

3.6 Estudio financiero.

Presupuesto:

A continuación se muestra la cotización de los materiales para la fabricación del brazo mecánico articulado diseñado con acero ASTM A36.

ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO
01	Plancha estructural acero ASTM A 36 de 1"x1200x2400	1	1465.00
02	Pernos de anclaje	32	70.00
03	Tuercas	64	96.00
04	Tubo rectangular 350 x 250 x 16 mm	1	450.00
05	Tubo rectangular 180 x 140 x 10 mm	1	280.00
06	Tubo rectangular 180 x 220 x 12 mm	1	320.00
07	Gancho 1200 Kgf	1	250.00
08	Pasador DIN D75 250 mm longitud	1	150.00
09	Pasador DIN D75 800 mm longitud	1	450.00
10	Pasador DIN D8 50 mm longitud	1	75.00
11	Soldadura E6011	1	247.00
12	Pintura anticorrosiva	3	1100.00
13	Espárragos roscados	24	168.00
14	Tubo rectangular 1 x 1.5 x 3.5	1	45.00
15	Cilindro hidráulico Moro 70998	1	4800.00
16	Bomba hidráulica BEA 11	1	1200.00
17	Motor Bezares 1.5 KW	1	1500.00
18	Cilindro hidráulico Bastimec serie 400	1	2500.00
19	Bomba Bezares 9040214	1	550.00
20	Motor Bezares 0.25 KW	1	1200.00
21	Tanque de 60 L.	1	85.00
22	otros	-	2500.00
		Total	19 501.00

Análisis económico de la empresa

INVERSIONES	Cantidad	Precio S/	Sub total Soles
Costo de materiales	1	19 501.00	19 501.00
Fabricación	1	7 500.00	7 500.00
Diseño	1	5 000.00	5 000.00
			32 001.00

Beneficio:

Gasto de operación con 3 operarios para la carga anual	30 600.00
Gasto de operación con el brazo mecánico 1 operario	10 200.00
Total	20 400.00

Muestra VAN Y TIR del cliente.

Para un tiempo de vida mayor de 2 años:

FLUJO DE FONDO NETOS		
Años	Flujo de fondos	Movimiento en el periodo - año
INVERSION	S/. 32 000.00	Costo inicial de fabricación
1	20 400.00	Beneficios netos anuales
2	20 400.00	Beneficio anual
TIR	18%	TIR > Tasa interés
TASA INTERES	15%	Proyecto es rentable
VAN	S/. 1 164.46	VAN > 0

PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSION	
1.8	AÑOS

IV. Discusiones

- El diseño de brazo mecánico articulado de una tonelada de capacidad es adecuada para la realidad de la empresa presentando mayor versatilidad de llevar la carga a distintas posiciones que otras máquinas como puentes grúa que solo tienen un desplazamiento recto.
- El desarrollo del proyecto de diseño del brazo hidráulico constituye una solución al problema de salud ocupacional en los trabajadores, ocasionado por el peso que cargan para esquivar los obstáculos en el taller. Este proyecto mejora así las condiciones de trabajo.
- La lista de exigencias se elaboró de acuerdo a la realidad de la empresa Metarqel S.A.C. y al tipo de cargas que mayormente se manipulan en el trabajo diario.
- El brazo mecánico articulado en comparación con el levador plegable móvil de 2.5 toneladas usa un motor de 5 HP de potencia para elevar esa carga, mientras que para nuestro brazo que debe elevar una tonelada de carga será de 2 HP teniendo en cuenta el alcance horizontal que este logra alcanzar.
- Los análisis de cargas en el mecanismo del brazo hidráulico fueron considerados como cargas estáticas por la necesidad de usar una velocidad baja para no incrementar el momento de inercia circular y desestabilizar la carga.
- La longitud del brazo y antebrazo del mecanismo fueron dimensionados gráficamente y por criterio del diseñador teniendo en cuenta las restricciones y lista de exigencias del proyecto.

V. Conclusiones

- Con la ayuda de la metodología del diseño se lograron obtener las características técnicas de un brazo mecánico articulado para movilizar cargas de hasta una tonelada basándose en la necesidad de la empresa Metarqel S.A.C.
- Mediante las técnicas e instrumentos se identificó la necesidad de la empresa para contar con un brazo mecánico para evitar las lesiones provocadas por la manipulación de las cargas en el taller adecuado a su realidad.
- Con el estudio del estado de la tecnología para brazos mecánicos se conoció los conceptos de plumas articuladas, brazo manipulador neumático, brazo telescópico, brazo de riel, etc...
- Respecto de la necesidad de la empresa se elaboró una lista de exigencias particular para el diseño del brazo mecánico articulado.
- Con la metodología del diseño se evaluó las alternativas de solución planteadas, cualitativa de los aspectos técnicos y económicos con la que luego se obtuvo el diseño preliminar óptimo la solución 1 que presentó mejores cualidades.
- Mediante el cálculo analítico y los criterios de espacio disponible se dimensionó el brazo mecánico para alcanzar las posiciones deseadas de operación largo de brazo 3.5, largo de antebrazo 2.5, altura de torre 3 m.
- Con el cálculo analítico se realizaron los cálculos correspondientes para encontrar los perfiles deseados para los elementos del brazo articulado las vigas de secciones 140x180x10 mm; 180x220x12 mm; 350x250x16 mm.
- Se simuló los elementos del brazo mecánico articulado mediante el software Solidworks y así determinar los esfuerzos producidos por las cargas externas en el mecanismo obteniendo los factores de seguridad para el gancho 2.8, viga de antebrazo 1.79, viga de brazo 1.43, columna 1.54 y los pines de articulación y extremo 1.36, 3.08 respectivamente.
- Se realizó la evaluación económica del proyecto resultando factible para mejorar los tiempos de operación y la salud ocupacional con un tiempo de retorno de 1.8 años con lo ahorrado subiendo el rendimiento de la operación.

VI. Recomendaciones.

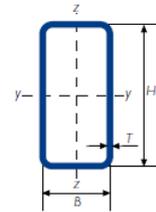
- Se recomienda que en la construcción e instalación del brazo mecánico articulado, este sea empotrado a la columna que se encuentra en una esquina del taller, como se especificó en el análisis del problema para hacer lo más rígido ante la carga que elevara.
- Se recomienda para mejorar el diseño, la estación de un moto-reductor que ayude en el accionamiento del giro de todo el brazo y así evitar el giro manual de la carga para reducir posibles accidentes.
- El uso de elevadores o plumas articuladas implica riesgos ya que se trabaja con cargas elevadas, para evitar sobre cargas o malas maniobras de los operarios, se recomienda señalar y marcar la capacidad nominal y la elevación del brazo mecánico.
- Se recomienda usar eslingas de buena resistencia para evitar accidentes así como la evaluación del ángulo de operación y su posicionamiento.
- Realizar un estudio sobre las uniones soldadas del brazo hidráulico especialmente donde se muestran los mayores esfuerzos determinados por el software Soliworks.

VII. Referencias bibliográficas

- [1] MINISTERIO DE TRABAJO Y PROMOCIÓN DEL EMPLEO. Seguridad y salud en el trabajo, MTPE, Perú 2012.
- [2] Edwin R. Díaz Laguna, Análisis de los esfuerzos en forma analítica y experimental del puente de una grúa tipo mono puente con capacidad de 20 toneladas”. Instituto politécnico nacional, México, 2012.
- [3] Carlos Hernández Santos, “Diseño de un sistema emulando el movimiento articulado de una mano, brazo y antebrazo”. Centro nacional de investigación y desarrollo tecnológico, México, 2007.
- [4] Lindao K. Jimenez, V. “Diseño y construcción de una grúa plegable hidráulica de 2.5 toneladas”, Programa de tecnología en mecánica. Guayaquil-Ecuador, 2006
- [6] MATAIX C. Mecánica de fluidos y maquinas Hidráulicas. S. Edición. 1986
- [7] María G. Lara Peña, “Brazo Hidráulico”, Instituto Tecnológico De Ciudad Guzmán, México 2012.
- [8] Shigley. “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”. Octava. s.l. : McGraw-Hill Interamericana, 2008.
- [9] Norton, Robert. “Diseño de Maquinaria”. s.l. : Pearson, 1999.
- [10] Jorge, Rodriguez Araujo. Teoria y cálculo de estructuras, Vigo-España 2009.
- [11] Roncal Jaico, Julio C. tesis para optar por el título de ingeniero mecánico. Diseño mecánico de un gripper para brazo robot para el paletizado de cajas de 20 Kg y pallets de 25 Kg. Perú. 2015
- [12] E. Carnicer Royo, E. Rusell Jhonston, Conceptos Básicos de Oleo hidráulica.
- Páginas webs:
- [5] http://roquet.brytebarcelona.com/new/lmbinaries/pdf1033_document.pdf
- [13] Manual del constructor de máquinas H. Dubbel

Anexos:

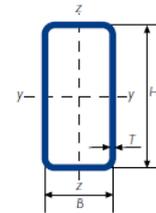
Anexo A



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSIÓN	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	I_{xx}	I_{yy}	i_{xx}	i_{yy}	W_{elxx}	W_{elyy}	W_{plxx}	W_{plyy}	I_t	C_t	A_s	m	A_{sv}
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m		m ⁻¹
180	140	3	14,6	18,6	903	616	6,97	5,75	100	88,0	118	99,3	1.137	140	0,630	68,5	338
180	140	4	19,3	24,5	1.174	800	6,92	5,71	130	114	154	130	1.491	182	0,626	51,9	255
180	140	5	23,8	30,4	1.431	973	6,86	5,66	159	139	189	159	1.834	222	0,623	42,0	205
180	140	6	28,3	36,0	1.673	1.136	6,81	5,61	186	162	223	187	2.164	259	0,619	35,4	172
180	140	6,3	29,3	37,4	1.715	1.166	6,78	5,59	191	167	229	193	2.269	270	0,613	34,1	164
180	140	7	32,3	41,2	1.867	1.269	6,74	5,55	207	181	251	212	2.491	294	0,610	31,0	148
180	140	8	36,5	46,4	2.072	1.406	6,68	5,50	230	201	281	236	2.797	327	0,606	27,4	130
180	140	10	44,4	56,6	2.438	1.650	6,57	5,40	271	236	336	282	3.366	387	0,597	22,5	106
180	140	12	50,9	64,9	2.644	1.793	6,38	5,26	294	256	373	314	3.849	434	0,578	19,6	89,1
180	140	12,5	52,6	67,0	2.704	1.833	6,35	5,23	300	262	383	323	3.960	445	0,576	19,0	85,9

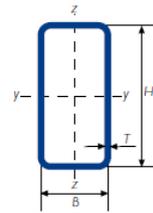
Anexo B



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSIÓN	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	I_{xx}	I_{yy}	i_{xx}	i_{yy}	W_{elxx}	W_{elyy}	W_{plxx}	W_{plyy}	I_t	C_t	A_s	m	A_{sv}
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m		m ⁻¹
220	180	4	24,3	30,9	2.266	1.670	8,56	7,34	206	186	241	210	2.985	292	0,786	41,2	254
220	180	5	30,1	38,4	2.776	2.043	8,51	7,30	252	227	297	259	3.684	358	0,783	33,2	204
220	180	6	35,8	45,6	3.264	2.400	8,46	7,25	297	267	351	306	4.364	421	0,779	27,9	171
220	180	6,3	37,2	47,4	3.364	2.476	8,42	7,22	306	275	363	317	4.583	439	0,773	26,8	163
220	180	7	41,1	52,4	3.679	2.706	8,38	7,19	334	301	399	348	5.045	480	0,770	24,3	147
220	180	8	46,5	59,2	4.109	3.020	8,33	7,14	374	336	448	391	5.689	537	0,766	21,5	129
220	180	10	57,0	72,6	4.900	3.595	8,22	7,04	445	399	541	472	6.915	644	0,757	17,6	104
220	180	12	66,0	84,1	5.447	4.001	8,05	6,90	495	445	612	534	8.042	734	0,738	15,2	87,8
220	180	12,5	68,3	87,0	5.596	4.109	8,02	6,87	509	457	631	551	8.306	756	0,736	14,6	84,5

Anexo C



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSIÓN	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	I_{xx}	I_{yy}	i_{xx}	i_{yy}	W_{elx}	W_{ely}	W_{plx}	W_{ply}	I_t	C_t	A_s	m	A_{sv}
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m		m ²
350	250	6	54,7	69,6	12.457	7.458	13,4	10,3	712	597	843	671	14.554	967	1,18	18,3	169
350	250	6,3	57,0	72,6	12.923	7.744	13,3	10,3	738	620	876	698	15.291	1.010	1,17	17,5	161
350	250	7	63,1	80,4	14.211	8.510	13,3	10,3	812	681	966	769	16.889	1.112	1,17	15,9	146
350	250	8	71,6	91,2	16.001	9.573	13,2	10,2	914	766	1.092	869	19.136	1.253	1,17	14,0	128
350	250	10	88,4	113	19.407	11.588	13,1	10,1	1.109	927	1.335	1.062	23.500	1.522	1,16	11,3	103
350	250	12	104	132	22.197	13.261	13,0	10,0	1.268	1.061	1.544	1.229	27.750	1.770	1,14	9,65	86,2
350	250	12,5	108	137	22.922	13.690	12,9	9,99	1.310	1.095	1.598	1.272	28.764	1.830	1,14	9,30	82,9
350	250	14,2	121	154	25.277	15.079	12,8	9,91	1.444	1.206	1.776	1.413	32.117	2.026	1,13	8,29	73,3
350	250	16	134	171	27.580	16.434	12,7	9,81	1.576	1.315	1.954	1.554	35.499	2.220	1,12	7,46	65,4

Anexo D

Deformación permisible en deflexión.

a) Deflexiones

Las deflexiones transversales de elementos estructurales y sus combinaciones, incluyendo pisos, techos, muros divisorios y fachadas, producidas por cargas de trabajo, no deben exceder los valores máximos permisibles.

En el Título Sexto del Reglamento se proporcionan algunos de estos valores máximos, y las tablas 7.1 y 7.2. contienen información adicional, relativa a edificios industriales, bodegas, y otras construcciones semejantes, con estructura de acero.

Tabla 7.1 Desplazamientos verticales máximos permisibles en elementos estructurales

Elemento	Carga	Desplazamiento máximo
Miembros que soportan cubiertas de techo rígidas.	CV ¹	L/240
Miembros que soportan cubiertas de techo flexibles.	CV ¹	L/180
Trabes carril para grúas.		Ver tabla 7.2

¹ Carga viva.

Tabla 7.2 Desplazamientos máximos permisibles en trabes carril y edificios que soportan grúas

Elemento	Carga	Desplazamiento máximo
a) Desplazamientos verticales		
Trabe carril		
Grúa colgada o monoriel, clase A, B o C.	Carga vertical de la grúa (sin impacto)	L/450 ¹
Grúa de puente		
Clase A, B o C	Carga vertical de la grúa (sin impacto)	L/600 ¹
Clase D		L/800 ¹
Clase E		L/1000 ¹
b) Desplazamientos laterales		
Marco de acero		
Grúa operada desde el piso	Fuerza lateral de la grúa, viento o sismo	H/100 ¹
Grúa operada desde una cabina		≤ 50 mm ⁽²⁾
Trabe carril	Fuerza lateral de la grúa	L/400 ¹

¹ L es el claro de la trabe carril.

² H es la altura a la que se apoya la trabe carril; el desplazamiento se mide a esa altura.

Las clases de grúas que aparecen en la tabla son las definidas por la Asociación de Fabricantes de Grúas de América (C.M.A.A.A.):

Anexo E:

Dimensiones de gancho según norma DIN 15401

Code			Size	Dimensions													Weight kg
Class P	Class T	Class V		a1 mm	a2 mm	a3 mm	a4 mm	b1 mm	b2 mm	d1 mm	h1 mm	h2 mm	l0 mm	l1 mm	l2 mm		
139 112 PS	-	139 112 VS	012	30	24	34	20	19	15	16	22	19	108	-	-	0,45	
139 125 PS	-	139 125 VS	025	36	28	41	24	22	19	20	28	24	125	-	-	0,70	
139 150 PS	-	139 150 VS	05	43	34	49	30	29	24	24	37	31	152	-	-	1,50	
140 000 PS	-	140 000 VS	1	50	40	57	35	38	32	30	48	40	-	197	-	3,00	
140 001 PS	-	140 001 VS	1,6	56	45	64	38	45	38	36	55	48	-	224	-	4,00	
140 002 PS	140 002 TS	140 002 VS	2,5	63	50	72	43	53	45	42	67	58	-	253	-	7,00	
140 004 PS	140 004 TS	140 004 VS	4	71	56	80	48	63	53	48	80	67	-	285	-	10,00	
140 005 PS	140 005 TS	140 005 VS	5	80	63	90	56	71	60	53	90	75	-	318	-	12,50	
140 405 PS	140 405 TS	140 405 VS												-	366	15,00	
140 006 PS	140 006 TS	140 006 VS	6	90	71	101	62	80	67	60	100	85	-	380 (391)	-	18,00	
140 406 PS	140 406 TS	140 406 VS												-	525	23,50	
140 008 PS	140 008 TS	140 008 VS	8	100	80	113	71	90	75	67	112	95	-	418 (470)	-	31,00	
140 408 PS	140 408 TS	140 408 VS												-	580	37,00	
140 010 PS	140 010 TS	140 010 VS	10	112	90	127	81	100	85	75	125	106	-	452	-	39,00	
140 410 PS	140 410 TS	140 410 VS												-	652	50,00	
140 012 PS	140 012 TS	140 012 VS	12	125	100	143	90	112	95	85	140	118	-	510 (540)	-	54,00	
140 412 PS	140 412 TS	140 412 VS												-	710	69,00	
140 016 PS	140 016 TS	140 016 VS	16	140	112	160	100	125	106	95	160	132	-	582	-	82,00	
140 416 PS	140 416 TS	140 416 VS												-	782	93,00	
140 020 PS	140 020 TS	140 020 VS	20	160	125	180	110	140	118	106	180	150	-	653	-	110	
140 420 PS	140 420 TS	140 420 VS												-	853	123	
140 025 PS	140 025 TS	140 025 VS	25	180	140	202	125	160	132	118	200	170	-	724	-	157	
140 425 PS	140 425 TS	140 425 VS												-	924	174	
140 032 PS	140 032 TS	140 032 VS	32	200	160	225	145	180	150	132	224	190	-	796	-	215	
140 432 PS	140 432 TS	140 432 VS												-	996	236	
140 040 PS	140 040 TS	140 040 VS	40	224	180	252	166	200	170	150	250	212	-	893	-	310	
140 440 PS	140 440 TS	140 440 VS												-	1093	340	
140 050 PS	140 050 TS	140 050 VS	50	250	200	285	185	224	190	170	280	236	-	990	-	430	
140 450 PS	140 450 TS	140 450 VS												-	1190	470	
140 063 PS	140 063 TS	140 063 VS	63	280	224	320	208	250	212	190	315	265	-	1120	-	600	
140 463 PS	140 463 TS	140 463 VS												-	1320	650	
140 080 PS	140 080 TS	140 080 VS	80	315	250	358	232	280	236	212	355	300	-	1270	-	860	
140 480 PS	140 480 TS	140 480 VS												-	1470	920	
140 098 PS	140 098 TS	140 098 VS	100	355	280	402	260	315	265	236	400	335	-	1415	-	1220	
140 498 PS	140 498 TS	140 498 VS												-	1615	1290	
140 099 PS	140 099 TS	140 099 VS	125	400	315	450	292	355	300	265	450	375	-	1590	-	1740	
140 499 PS	140 499 TS	140 499 VS												-	1790	1830	

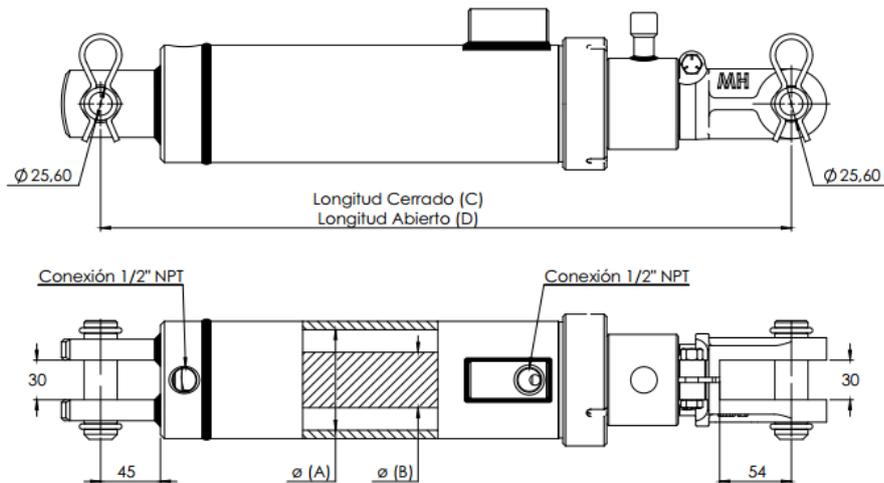
Anexo F:

LÍMITE DE PRESIÓN



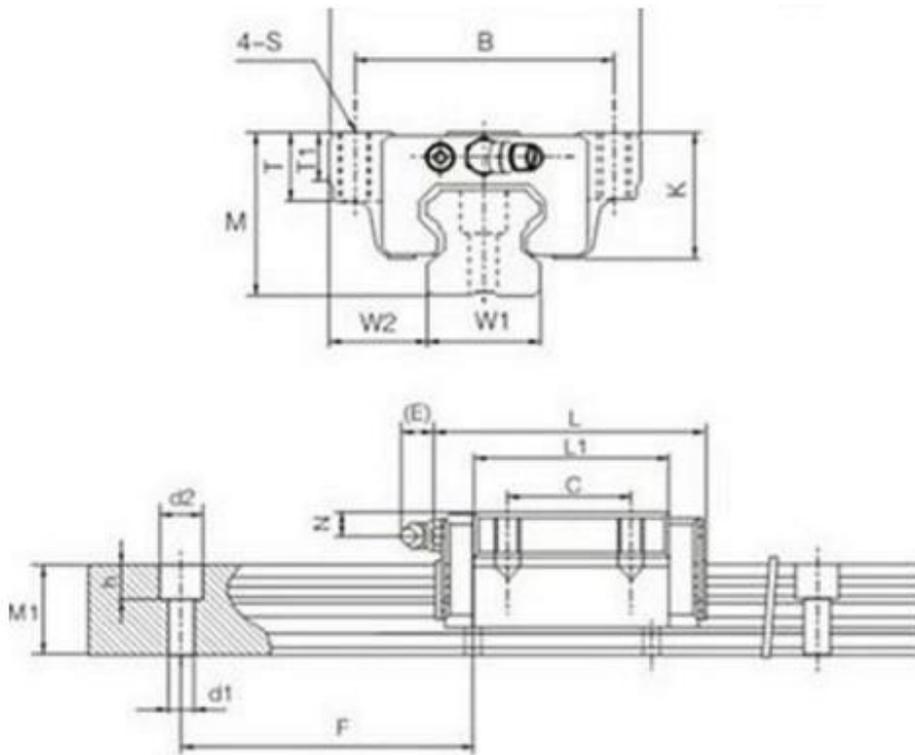
Catálogo Moro hidráulica.

CILINDROS HIDRÁULICOS Y COMPONENTES

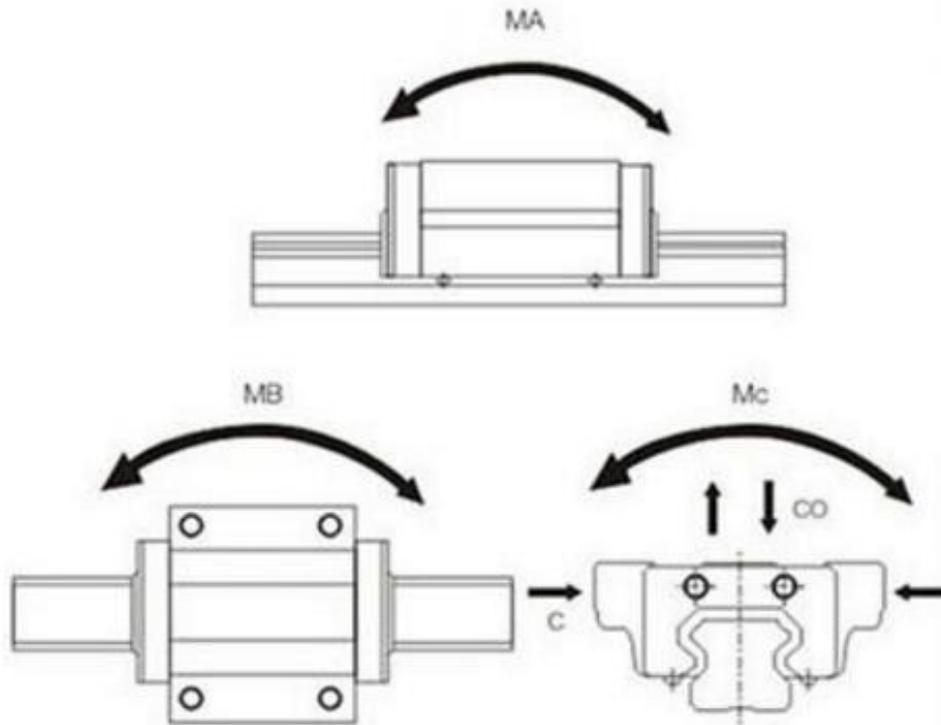


Código	Descripción	(B) Diámetro vástago (mm)	Carrera (mm)	Carga (kg)	(A) Diámetro interno tubo (mm)	(E) Diámetro externo tubo (mm)	(C) Longitud Cerrado (mm)	(D) Longitud Abierto (mm)	(T) Diámetro Tuerca (mm)	Conexiones
70068	CIL. HCO. BUZO 38,1 X 1200 - 1000 KG	38,10	1200	1000	50,80	60,30	1455	2655	77	1/4"NPT
70069	CIL. HCO. BUZO 44,45 X 1200 - 1500 KG	44,45	1200	1500	50,80	60,30	1455	2655	77	1/4"NPT
70070	CIL. HCO. BUZO 50,8 X 1200 - 2000 KG	50,80	1200	2000	63,50	76,20	1455	2655	90	1/2"NPT
70071	CIL. HCO. BUZO 63,5 X 1200 - 2500 KG	63,50	1200	2000	76,20	88,90	1455	2655	104	1/2" NPT
70998	CIL. HCO. BUZO 76,2 X 1200 - 3000 KG	76,20	1200	2000	88,90	101,60	1455	2655	125	1/2"NPT
70072	CIL. HCO. BUZO 38,1 X 2000 - 1000 KG	38,10	2000	1800	50,80	60,30	2350	4350	77	1/4"NPT

Anexo G.
CORREDERAS



Model Code	Physical			Block Dimension									Fittings for Lubrication
	Height M	Width W	Length L	B	C	S	L1	T	T1	K	N	E	
TRH15A	24	47	66	38	30	M5	37.8	7	11	19.3	4.3	5.5	PB1021B
TRH20A	30	63	74	53	40	M6	51.3	10	10	26	5	12	B-M6F
TRH20AL	30	63	90	53	40	M6	66.8	10	10	26	5	12	B-M6F
TRH25A	36	70	83.5	57	45	M8	59.3	16	10	30.5	6	12	B-M6F
TRH25AL	36	70	102.5	57	45	M8	78.6	16	10	30.5	6	12	B-M6F
TRH30A	42	90	99.5	72	52	M10	71	18	12	35	7	12	B-M6F
TRH30AL	42	90	121	72	52	M10	93	18	12	35	7	12	B-M6F
TRH35A	48	100	112	82	62	M10	81	20	14	40.5	8	12	B-M6F
TRH35AL	48	100	135	82	62	M10	106	20	14	40.5	8	12	B-M6F
TRH45A	60	120	139	100	80	M12	98	25	14	50	10	16	B-PT1/8



Model Code	Rail		Dimension			Basic Load Rating		Weight	
	Width W	W2	Height M1	Pitch F	d1×d2×d3	C (KN)	C0 (KN)	Block (KG)	Rail (KG/M)
TRH15A	15	16	15	60	4.5 × 7.5 × 5.3	8.33	13.5	0.2	1.5
TRH20A	20	21.5	18	60	6 × 9.5 × 8.5	13.8	23.8	0.35	2.3
TRH20AL	20	21.5	18	60	6 × 9.5 × 8.5	21.3	31.8	0.47	2.3
TRH25A	23	23.5	22	60	7 × 11 × 9	19.9	34.4	0.59	3.3
TRH25AL	23	23.5	22	60	7 × 11 × 9	27.2	45.9	0.75	3.3
TRH30A	28	31	26	80	9 × 14 × 12	28	46.8	1.1	4.8
TRH30AL	28	31	26	80	9 × 14 × 12	37.3	62.5	1.3	4.8
TRH35A	34	33	29	80	9 × 14 × 12	37.3	61.1	1.6	6.6
TRH35AL	34	33	29	80	9 × 14 × 12	50.2	81.5	2	6.6
TRH45A	45	37.5	38	105	14 × 20 × 17	60	95.6	2.8	11

Anexo H.

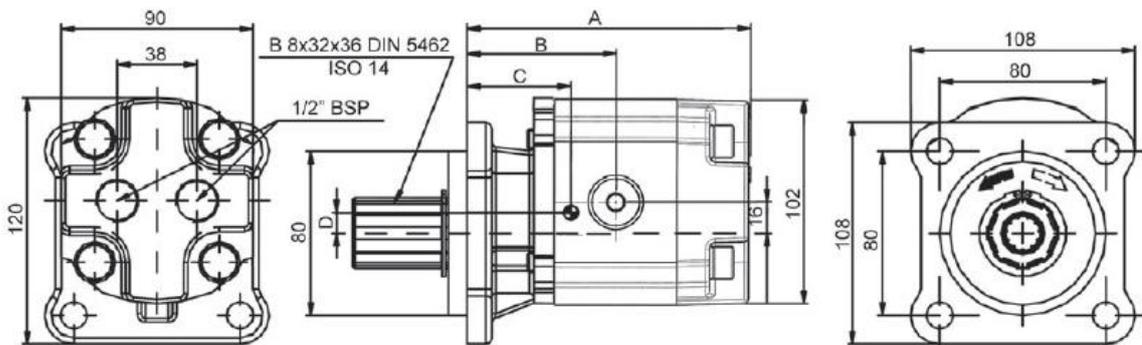
Descripción Description



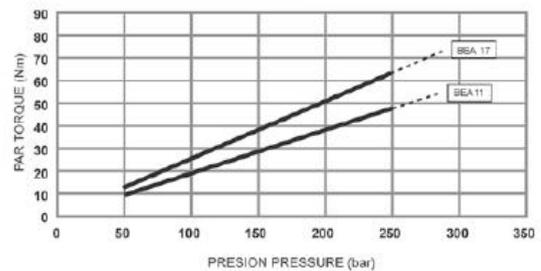
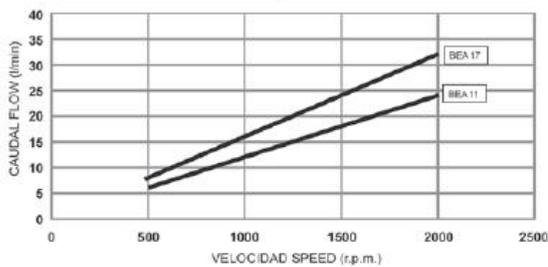
Bomba de engranajes con sentido de giro reversible y drenaje interno. Construida con cuerpo de aluminio, más ligera y que permite trabajar a altas presiones con un bajo nivel de ruido.

Gear pump with reversible Rotation direction and internal drainage. Built in aluminium body, lighter than casting pumps, permits to work at high pressures with a low level of noise.

Datos Principales Main Data		BEA 11	BEA 17
Tipo de Bomba Pump Type		BEA 11	BEA 17
Codigo Part Number		5038606	5038706
Desplazamiento Displacement (cm ³ /rev)		10.9	16.8
Presión máxima continua Maximum continuous pressure (P1) (bar)			250
Presión máxima pico Max. peak pressure (P3) (bar)			290
Velocidad Speed (r.p.m)	min. (P1) máx. (P1)		500 2000
Dimensiones Dimensiones (mm)	A	138,5	147,5
	B	72,2	76,75
	C	61	65



Curvas Características Performances Curves



Anexo I.

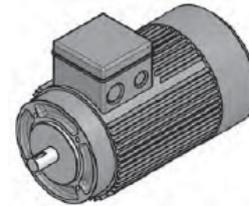
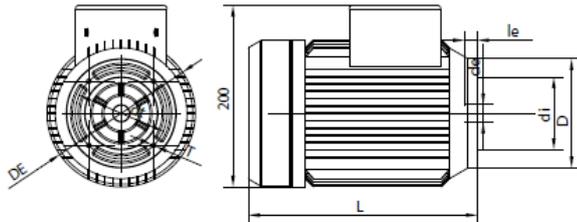
Corriente Alterna Alternative Current

Los motores de corriente alterna utilizados en las minicentrales Bezares S.A. son los correspondientes a la serie RA Norma IEC 34-1. Son Motores de construcción cerrada y ventilación externa con rotor en jaula de ardilla, aislamiento clase F y grado de protección IP 55. El tipo de instalación es IM B14 según IEC 34-7.

The alternating current motors used in the Bezares S.A. mini power-packs are the correspondents to IEC 34-1 RA series. They are closed construction motors with external ventilation and squirrel cage rotor, F insulation class, and IP55 degree of protection. The installation type is IM B14 according to IEC 34-7.

Debido a su tamaño y forma, es necesaria una brida adaptadora para montaje y separadores en el montaje de placas base Cetop

Due to its size and shape, is required an adapter flange and spacers for mounting on CETOP motherboards



Se recomienda montar un soporte de fijación en minicentrales con motores a partir de 1,1Kw.
An anchorage support is recommended for Mini Powerpacks with motors from 1.1Kw.

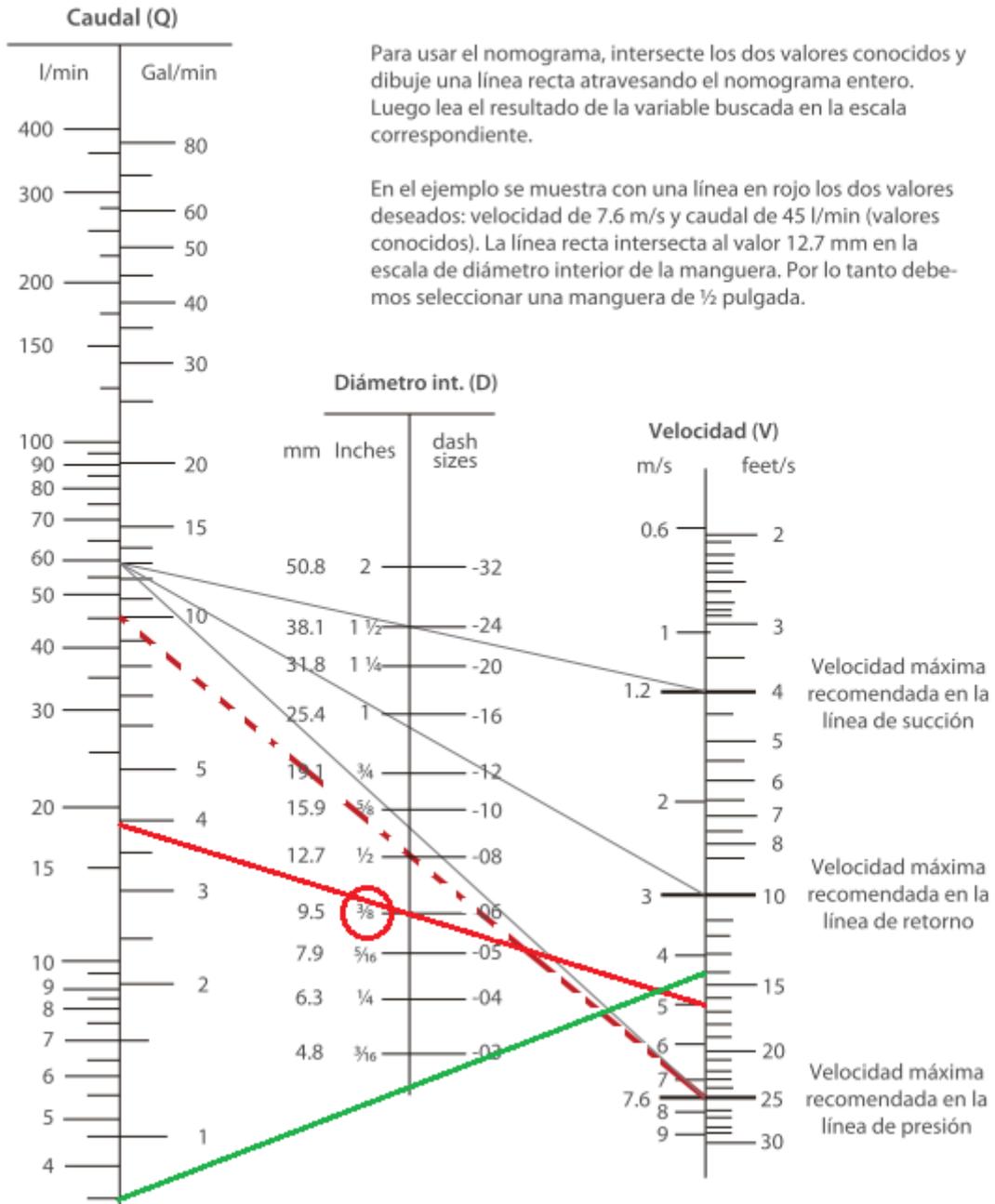
9062314

Características Técnicas / Technical Specifications

Trifásico 3 Phase

Tensión Voltage (V)	230/400									
Potencia Power (kW)	0.25	0.37	0.55	0.75	1.1	1.5	2.2	3.0	4.0	5.5
n (rpm)	1500 (4 polos / poles)									
Tamaño Size	71	71	80	80	90	90	100	100	100	112
Par de apriete Installation torque (Nm)	12-15	12-15	12-15	12-15	25-28	25-28	25-28	25-28	25-28	25-28
Código motor Motor Part Number	9040214	9035114	9040314	9035214	9040414	9034914	9040514	9045614	9042514	9035014
Brida adaptadora Coupling	9042114		9088314		9088414			9088514		

Sección de manguera basado en el caudal y la velocidad del fluido



MANGUERA HIDRÁULICA SAE 100R12

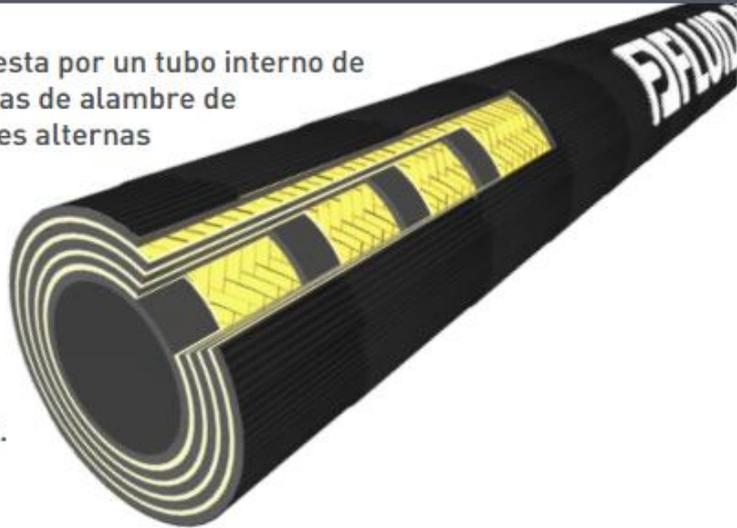
Aplicaciones y características generales

FLUID PARTS

Esta manguera está compuesta por un tubo interno de caucho sintético, cuatro capas de alambre de acero envuelto en direcciones alternas y una cubierta de caucho sintético resistente al aceite y a la intemperie.

La manguera está realizada en conformidad con las normas SAE 100R12 y GB / TL 0544- 2003.

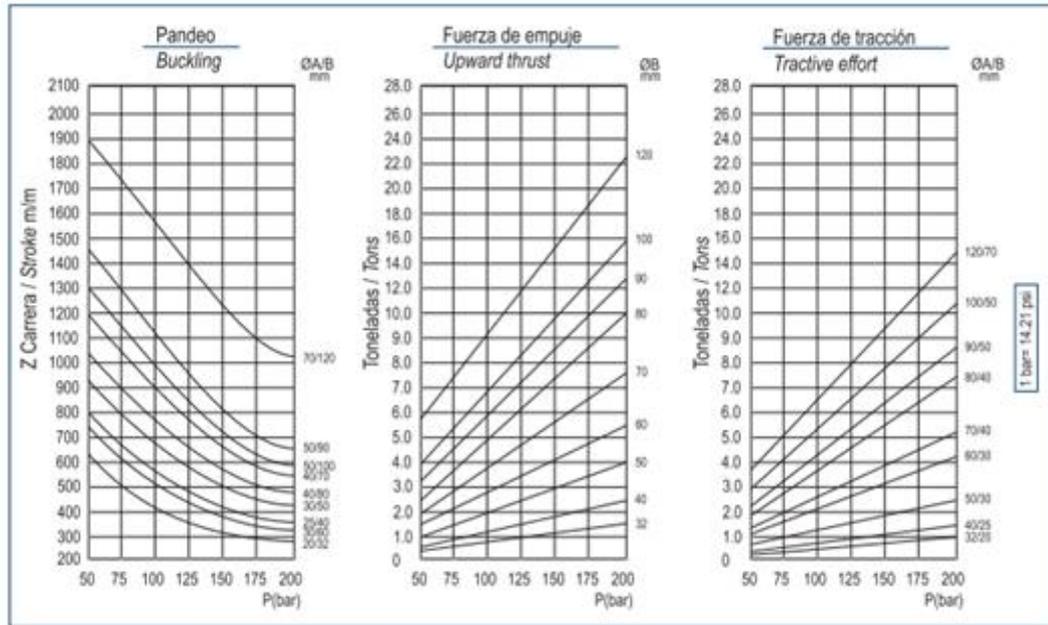
Rango de temperatura de trabajo: -40°C a +121°C



Características Técnicas Particulares													
Código	Tamaño		Diámetro interior		Diámetro malla		Diámetro exterior		P máx Trabajo	Pres Prueba	P min. Rotura	R min. Curvatura	Peso
	mm	pulg.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	kg/cm ²	kg/cm ²	kg/cm ²	mm	kg/m
10051	10	3/8	9,3	10,1	16,6	17,8	19,5	21	286	571	1142	125	0,7
10052	12,5	1/2	12,3	13,5	19,9	21,5	23	24,6	286	571	1142	180	0,83
10053	16	5/8	15,5	16,7	23,8	25,4	26,6	28,2	286	571	1142	200	1,12
10054	19	3/4	18,6	19,8	26,9	28,4	29,6	31,5	286	571	1142	240	1,43
10055	25	1	25	26,4	34,1	35,7	36,8	39,2	286	571	1142	300	2
10056	31,5	1 1/4	31,4	33	42,7	45,1	45,4	48,6	286	428	857	420	2,8
10057	38	1 1/2	37,7	39,3	49,2	51,6	51,9	55	214	357	714	500	3,4

Anexo L

POWER IN MOTION



Referencia Reference	ØA	Z Carrera Stroke	E	B	C	D	H	T	N	L	S	M	R	P	Vol. (litros) (lites)	Peso Weight Kgs.
400/010	20	100	280												0.10	2.50
400/020		200	380	32	40	20.00 ^{+0.02} _{-0.00}	14	10	16	19	33	38	16	1/4"	0.16	3.10
400/030		300	480												0.24	3.70
401/020	25	200	410	40	50	20.00 ^{+0.02} _{-0.00}	19	16	16	19	42	38	16	3/8"	0.25	4.10
401/030		300	510												0.38	5.10
401/040		400	610												0.50	6.10
401/050		500	710	0.69	7.10											
401/060		600	810	0.76	8.10											
401/070		700	910	0.88	9.10											
402/020	30	200	430	50	60		17				43		3/8"	0.39	5.90	
402/030		300	530											0.59	7.20	
402/040		400	630											0.79	8.50	
402/050		500	730											0.98	9.80	
402/060		600	830											1.18	11.10	
402/070		700	930	1.37	12.40											
403/020		30	200	430	60	70	25.00 ^{+0.02} _{-0.00}		20	16	23	45	20	3/8"	0.57	7.20
403/030			300	530											0.85	8.50
403/040			400	630											1.13	9.80
403/050			500	730	1.41	11.10										
403/060	600		830	1.70	12.40											
403/070	700		930	1.98	13.70											

Roquet <i>making moves</i>		Datos técnicos / Technical data					L0
							
Caudal bomba <i>Pump flow rate</i>	L/min. 1500 R.P.M. <i>(U.S. GPM 1500 RPM)</i>	1,5 (0,39)	3 (0,79)	5 (1,32)	7,5 (1,98)	10 (2,64)	
Cilindrada <i>Displacement</i>	cm ³ /v - cctev <i>(in³/rev)</i>	1 (0,06)	2 (0,12)	3,3 (0,20)	5 (0,30)	6,6 (0,39)	
Presión máx. continua en <i>Cont. max. pressure</i>	bar <i>(PSI)</i>	275 (3990)		240 (2980)	185 (2555)	135 (2270)	
Presión máx. inter 5 seg. máx. <i>Intermittent max. pressure</i>	bar <i>(PSI)</i>	300 (4350)		275 (3990)	200 (2900)	150 (2850)	
R.P.M. a presión continua <i>R.P.M. at cont. pressure</i>		5.000		4.000	3.000		
R.P.M. máximas <i>Max. R.P.M.</i>		6.000		5.000	4.000	3.000	
Mínimas R.P.M. según presión <i>Min. R.P.M. at given pressures</i>	100 bar <i>(1425 PSI)</i>	1.000		750	500		
	175 bar <i>(2500 PSI)</i>	1.500	1.250		1.000	—	
	250 bar <i>(3550 PSI)</i>	2.000	1.750	1.500	—	—	
	300 bar <i>(4350 PSI)</i>	3.000	2.000	—	—	—	
Aceite recomendado <i>Fluid to be used</i>	ISO 6743 tipo HM, HV ó HG						
Viscosidad <i>Viscosity range</i>	ISO 3448 cat. VG32-VG46						
Grado de limpieza del aceite <i>Recommended fluid cleanliness</i>	19/16 s/ ISO 4406 ó RP70H						
Temperatura de trabajo del aceite <i>Oil temperature</i>	-20°C... +80°C -4°F... +176°F						
Depresión máximo en aspiración <i>Max. suction depression</i>	< 0'3 bar						

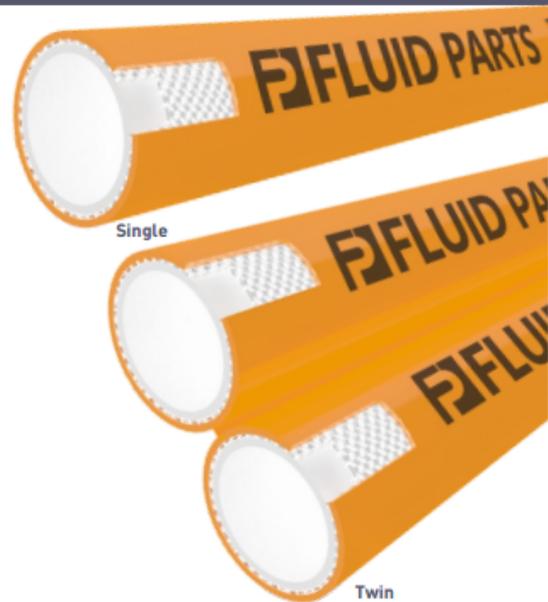
Aplicaciones y características generales

FLUID PARTS

Compuesta por un tubo interior de nylon y una malla simple de fibra sintética. Cubierta exterior de poliuretano no conductora de color naranja.

Utilizada para circuitos hidráulicos de media presión en maquinarias de ingeniería, máquinas herramientas, automoción, minería, aire acondicionado y refrigeración, industria alimenticia e industria química.

Rango de temperatura de trabajo para aceites: -40°C a +100°C



Características Técnicas Particulares

Código	Tamaño		Tipo						
	mm	pulg.		Diámetro interior	Diámetro exterior	P máx Trabajo	Pres Prueba	R min. Curvatura	Peso
	mm.	mm.		kg/cm2	kg/cm2	mm	kg/m		
10028	6	1/4	Single	6,3	11,7	200	800	50	0,09
10029	8	5/16	Single	7,9	14,3	190	760	50	0,125
10030	10	3/8	Single	9,5	15,9	175	700	80	0,14
10031	6	1/4	Twin	6,3	11,7	200	800	50	0,21
10032	8	5/16	Twin	7,9	14,3	190	760	50	0,26
10033	10	3/8	Twin	9,5	15,9	175	700	80	0,3

Anexo O.

Montaje Lateral
Side Mount



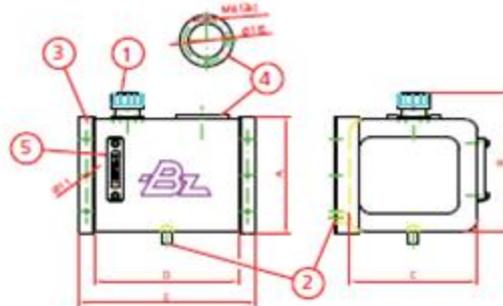
Descripción Description

Depósito de montaje lateral con brida para filtro y nivel de aceite. Acabado en chapa de acero pintada. Filtro de aceite: Opcional.

Oil tank for side mounting with filter flange and level indicator. Finished in painted steel. Oil filter: Optional.

Datos Principales Main Data

Capacidad Capacity (L)	30 L	60 L
Codigo Part Number	902910	903610
Peso Weight (Kg)	12	20
Dimensiones Dimensions	A	290
	B	350
	C	315
	D	350
	E	440



Opcional
Filtro de Aceite
Oil filter optional
Cod. 901510

CUESTIONARIO

Estimado Gerente comercial de la empresa METARQEL S.A.C:

Ing. Alan Cruz Aldave.

Deseo invitarle a responder el presente cuestionario. Sus respuestas serán confidenciales para elaboración del proyecto “Diseño de un brazo mecánico de una tonelada de carga y tres metros elevación para la empresa METARQEL S.A.C.”

1. ¿Se presentaron accidentes por manipulación de cargas anteriormente en la empresa?

Sí

No

2. ¿Cómo se manipulan actualmente las cargas en el taller?
-

3. ¿Cuánto es la carga máxima que manipulan a diario?
-

4. ¿Qué tamaños de carga se manipulan a diario?
-

5. ¿Con qué tipos de máquinas cuenta la empresa para la manipulación de cargas?
-

6. ¿Cuántas horas a diario trabajan los operarios?
-

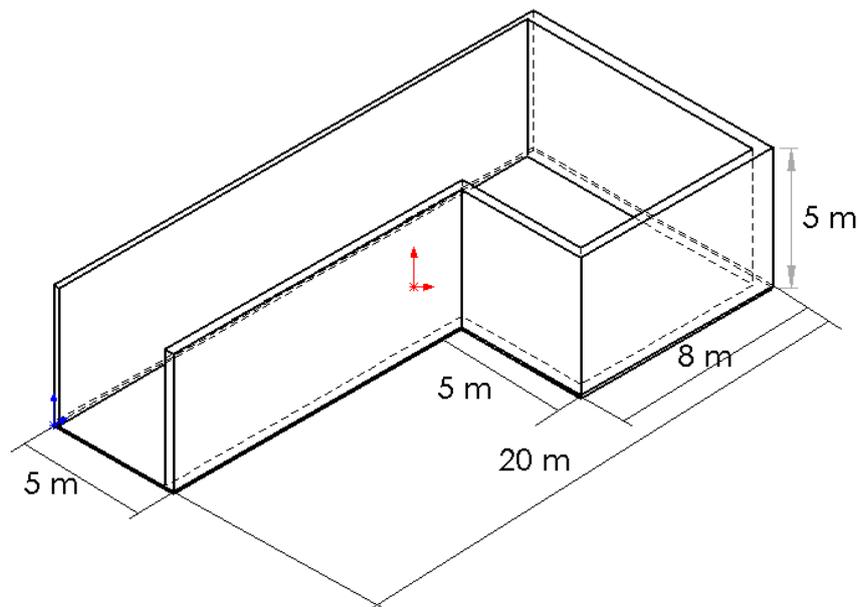
El brazo se diseñará para cargar un peso aproximado de 1 000 Kg. Según establece el peso máximo de la carga a manipular, entonces será menor o igual a una tonelada.

Las dimensiones de la maquina son determinadas por el lugar donde está será ubicada y del tamaño aproximado de la carga.

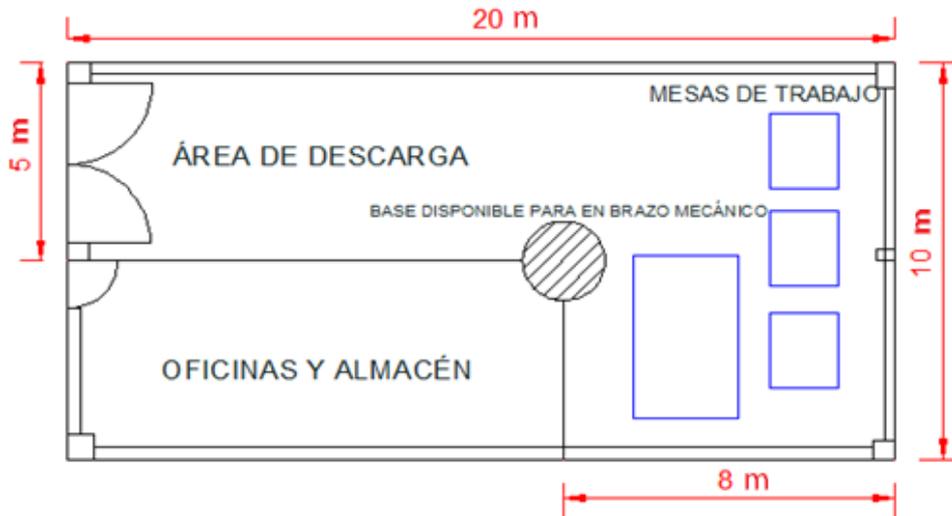
Mediante la observación se lograron tomar medidas y observar las condiciones de trabajo:

Las medidas aproximadas de la carga son de 6 x 2 metros para planchas y menor para otros materiales, también se tiene que considerar la altura del taller que es de 5 metros:

- El brazo deberá ubicarse al final del área de descarga de material por los camiones, junto a una columna de concreto donde irá anclado.
- El brazo irá sobre una base de concreto armado de área 60 x 60 cm.
- El operario con la ayuda de sujetadores de acero asegurará la carga para ser elevada y ser llevada a las mesas de trabajo.
- El gancho de donde se suspenden las cargas estará a una altura de tres metros.



Esquema isométrico del área de trabajo del taller



Vista de planta del taller

FICHA DE DATOS OBTENIDOS:

Dato	Valor	Descripción
Carga efectiva	1 tonelada	Carga a la cual trabajará el brazo
Carga de diseño	1.2 tonelada	Carga de diseño para el análisis del brazo
Angulo de giro	[0°-270°]	Giro que desarrollan los elementos
Altura mínima	1.5 m	Altura mínima del gancho
Altura Máxima	3 m	Altura máxima del gancho
Área de trabajo	80 m ²	Área en forma de L, dificultad superable para la movilidad del brazo mecánico

Ficha de investigación:

AUTOR: Shigley, J.

AÑO: 2008

TITULO: "Diseño en Ingeniería Mecánica".

EDICIÓN: Octava.

EDITORIAL: McGraw-Hill Interamericana

NUMERO DE PAGINA: 67-240