

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
ESPE – LATACUNGA**



CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PROYECTO DE GRADO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR ELECTRO -
HIDRÁULICO DE DOS COLUMNAS PARA VEHÍCULOS
LIVIANOS DE HASTA 2 TONELADAS”**

REALIZADO POR:

**CARLOS AUGUSTO PACHACAMA CUMBAL
LUIS FREDY BASANTES MOREANO**

**LATACUNGA – ECUADOR
JULIO 2007**

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por los señores: **Carlos Augusto Pachacama Cumbal y Luis Fredy Basantes Moreano** bajo nuestra dirección:

Ing. Juan Castro
Director de Tesis

Ing. Oswaldo Jácome
Codirector de Tesis

DEDICATORIA

El presente proyecto lo quiero dedicar a las personas que más amo en la vida, quienes me han ayudado a culminar mi carrera y hacer la persona que soy ahora.

Estas personas son mis padres, mis hermanos y sobre todo a la mujer que amo con todo mi corazón Mónica Viteri, quien ha estado a mi lado apoyándome y empujándome a culminar con mis estudios.

Carlos A. Pachacama C.

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico, a *DIOS*, por darme la sabiduría, y guiarme para poder salir en adelante, en los obstáculos que se me presentaron en el trayecto de la carrera.

En especial a mis queridos padres, Oswaldo y Mélida quienes fueron los que me brindaron apoyo, económicamente, como moralmente, y me enseñaron que nada llega fácil, ya que haciendo grandes sacrificios se puede llegar a donde se quiere, porque cada persona tiene cuerpo, alma para poder hacer las cosas que se quiere y poder lograrlo, gracias a ellos e logrado terminar el presente proyecto lo cual me llena de satisfacción haber culminado con éxitos mi carrera universitaria.

A mis hermanos Edison Y Darwin que fueron las personas que me acompañaron y se preocuparon por mí, brindándome su apoyo y ayuda necesaria.

Para todos ellos va dedicado este proyecto con el amor, cariño y la humildad que siempre me ha caracterizado, pero si muy feliz de haber alcanzado una parte de mi meta en mi vida profesional.

Luis Fredy Basantes M.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a dios y a mis padres por siempre apoyarme, y haber dedicado tantos años de su vida para con su esfuerzo haber logrado una de mis metas, como es el haber culminado con éxito mi carrera.

Un agradecimiento especial a todas aquellas personas que directa o indirectamente me han ayudado ha alcanzar este logro en mi vida, a todos aquellos muchas gracias.

Carlos A. Pachacama C.

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento de una manera especial a Dios por guiarme y darme la oportunidad de poder cumplir con uno más de mis sueños, a la ESPE-L por los conocimientos adquiridos en el transcurso de la carrera y así poder obtener mi título.

A mis queridos padres, porque sin su apoyo no hubiera podido finalizar mi carrera, ya que haciendo grandes sacrificios pudieron apoyarme económicamente.

A mi Abuelita Rosita, que con su bendición me apoyo para alentarme y así seguir en adelante.

A todos ellos agradezco, ya que así puedo terminar con mi objetivo planteado cuando llegué a esta Universidad.

Luis Fredy Basantes M.

SIMBOLOGÍA

p = Presión absoluta	(psi)
p_0 = Presión atmosférica	(atm)
ρ = Densidad fluido	(g/m ³)
g = Gravedad	(m/s ²)
h = Altura	(m)
P = Presión del fluido en el cilindro	(N/mm ²)
F = Fuerza	(N)
A = Área	(m ²)
r = Radio de giro	(m)
I = Momento de inercia	(m ⁴)
L = Longitud de la columna	(m)
L_e = Longitud efectiva	(m)
K = Constante de empotramiento	(Adimensional)
Re = Razón de delgadez ó factor de esbeltez	(Adimensional)
C_c = Razón de transición de delgadez	(Adimensional)
E = Coeficiente ó modulo de elasticidad del material	(MPa)
S_y = Resistencia del punto cedente del material.	(MPa)
P_{cr} = Carga permisible	(N)
P_a = Carga de diseño	(N)
R_1 = Carga reactiva	(N)
V = Fuerza cortante	(N)
y_{max} = Deflexión	(mm)
C = Espesor de la costura del electrodo	(mm)
X_s = Longitud de soldadura de soporte	(mm)
r_e = Resistencia del electrodo	(N/mm ²)
L_c = Longitud total del cordón	(mm)
CT = Carga total	(N)
CR = Carga real	(N)
R_x = Fuerza resultante en el eje x	(N)

R_y = Fuerza resultante en el eje x	(N)
R_z = Fuerza resultante en el eje x	(N)
M_x = Momento resultante en el eje x	(N*m)
M_y = Momento resultante en el eje y	(N*m)
M_z = Momento resultante en el eje z	(N*m)
M_{\max} = Momento flector máximo	(N*m)
D = Distancia del brazo	(m)
σ = Esfuerzo de tensión en la viga	(MPa)
y = Distancia del eje neutro hasta el punto requerido	(m)
τ = Esfuerzo cortante	(N*m ²)
V = Fuerza cortante	(N)
D_i = Diámetro interior del cilindro	(m)
S_t = Esfuerzo tangencial en el radio	(MPa)
p = Esfuerzo tangencial diseñado	(Mpa)
r_i = Radio interior	(plg.)
r_e = Radio exterior	(plg.)
p_1 = Presión interna	(MPa)
Q = Caudal	(GPM)
C = Carrera útil del pistón	(m)
t = Tiempo de elevación	(s)
Potencia = Potencia del motor eléctrico	(HP)
V = Volumen de los cilindros.	(Galones)
# = Número de cilindros	(Adimensional)
kgm = Kilogramos masa	(kgm)

ÍNDICE DE CONTENIDOS

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO DE DOS COLUMNAS PARA VEHÍCULOS LIVIANOS DE HASTA 2 TONELADAS”

Certificación.....	i
Dedicatorias.....	ii
Agradecimientos.....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDOS	1
Introducción.....	5
Antecedentes.....	5
Justificación.....	6
Objetivo general.....	7
Objetivos específicos.....	7
Alcances y metas.....	7
I. MARCO TEÓRICO.....	8
1.1 Descripción del elevador electro-hidráulico de dos columnas.....	8
1.2 Principio de funcionamiento.....	9
1.2.1 Mecánica de fluidos.....	10
1.2.2 Principio de pascal.....	10
1.3 Elementos hidráulicos.....	12
1.3.1 Bombas.....	12
1.3.1.1 Definición.....	12
1.3.1.2 Clasificación de bombas.....	12
1.3.1.2.1 Bombas centrífugas.....	13
1.3.1.2.2 Bombas rotatorias.....	13
1.3.1.2.3 Bombas reciprocantes.....	14

1.3.2	Cilindros hidráulicos.....	15
1.3.2.1	Descripción de los cilindros.....	15
1.3.2.2	Tipos de cilindros.....	16
1.3.2.2.1	Cilindro de efecto simple.....	16
1.3.3	Aparatos y accesorios hidráulicos.....	17
1.3.3.1	Válvulas antirretorno.....	17
1.3.3.2	Reguladores de caudal.....	18
1.3.3.3	Válvulas reductoras de presión.....	19
1.3.3.4	Válvulas de control de distribución.....	19
1.4	Columnas.....	21
1.4.1	Propiedades de la sección transversal de una columna.....	21
1.4.2	Empotramiento o fijación en un extremo y longitud efectiva.....	22
1.4.3	Análisis de una columna recta que se carga en el centro.....	23
1.4.3.1	Razón de delgadez o relación de esbeltez.....	23
1.4.3.2	Razón de transición de delgadez.....	23
1.5	Vigas de soporte.....	25
1.5.1	Cargas en vigas, apoyos y tipos de vigas.....	25
1.5.2	Tipos de apoyos.....	26
1.5.3	Fuerza cortante.....	26
1.5.4	Momento flexionante.....	26
1.5.5	Esfuerzos cortantes, momentos y deflexión en vigas de voladizo..	26
1.6	Elementos mecánicos.....	28
1.6.1	Impulsores de cadena.....	28
1.6.2	Poleas.....	30
1.6.3	Cables.....	31
1.6.3.1	Características de los cables.....	31
1.7	Soldaduras.....	32
1.7.1	Definición.....	32
1.7.2	Tipos de soldadura.....	33
1.7.2.1	Soldadura por arco con gas protector.....	33
1.7.2.2	Electrodos para soldadura MIG.....	33
1.7.2.3	Cálculo y análisis de suelda.....	34

II. DISEÑO DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO.....	36
2.1	Parámetros de diseño.....36
2.2	Cálculos del desarrollo del material..... 37
2.2.1	Relaciones entre cargas esfuerzos y deformaciones.....37
2.3	Cargas.....37
2.4	Cálculo y análisis general de la estructura..... 38
2.4.1	Análisis estáticos de las columnas.....38
2.4.2	Carga crítica de un soporte largo y esbelto..... 39
2.4.3	Cálculos de las columnas.....41
2.4.3.1	Momento de inercia..... 42
2.4.3.2	Radio de giro.....43
2.4.3.3	Cálculo de factor de esbeltez.....43
2.4.3.4	Cálculo de soldadura.....46
2.4.3.4.1	Cálculo de soldadura de la placa soporte..... 46
2.4.3.4.2	Cálculo de soldadura de la nervadura..... 46
2.4.4	Análisis estático de los brazos.....47
2.4.4.1	Cálculos del brazo pequeño.....49
2.4.4.1.1	Cálculo de suelda en brazos pequeños..... 52
2.4.4.2	Cálculos del brazo largo.....53
2.4.4.2.1	Cálculo de suelda en brazos largos..... 55
2.4.4.3	Cables.....56
2.4.4.3.1	Cálculo de cable.....56
2.4.4.4	Poleas..... 57
2.4.4.5	Selección de cadenas..... 58
2.5	Diseño y selección de elementos hidráulicos..... 59
2.5.1	Diseño del cilindro.....59
2.5.2	Diseño del vástago del cilindro..... 61
2.5.3	Selección de la unidad compacta de potencia..... 65
2.5.3.1	Determinación de caudal de la bomba..... 65
2.5.3.2	Determinación de la potencia del motor eléctrico.....66
2.5.3.3	Determinación de la capacidad del deposito de aceite.....67
2.5.4	Selección de accesorios hidráulicos..... 68

2.5.5	Selección de las uniones del circuito hidráulico.....	69
2.6	USO DE SOFTWARE SAP2000 VERSIÓN 9.....	70
III. MONTAJE DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO.....		80
3.1	Manual de instalación del elevador.....	80
3.2	Mantenimiento del elevador.....	87
3.2.1	Chequeo del pre funcionamiento diario (8 horas).....	87
3.2.2	Mantenimiento cada 40 horas.....	88
3.2.3	Mantenimiento anual.....	89
3.3	Normas de seguridad.....	89
IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		91
4.1	Conclusiones.....	91
4.2	Recomendaciones.....	92
BIBLIOGRAFÍA.....		93
ANEXOS.....		94
PLANOS DEL DISEÑO DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO DE DOS COLUMNAS.....		111

INTRODUCCIÓN

ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO.

Los elevadores electro-hidráulicos se utilizan para levantar vehículos en los talleres para mantenimiento preventivo y correctivo automotriz

El elevador electro-hidráulico se basa en el principio de que el trabajo necesario para mover un objeto es el producto de la fuerza por la distancia que recorre el objeto.

El elevador electro-hidráulico utiliza un fluido incompresible para transmitir la fuerza, y permite que una pequeña fuerza aplicada a lo largo de una gran distancia tenga el mismo efecto, que una gran fuerza aplicada a lo largo de una distancia pequeña.

Esto hace que pueda emplearse una pequeña bomba de mano para levantar un automóvil.

ANTECEDENTES

Los equipos del Laboratorio de Mecánica de Patio debe brindan todas las facilidades al estudiante para realizar sus prácticas en menor tiempo y menor esfuerzo físico, una de ellas es el cruce de ruedas, mantenimiento de frenos, mantenimiento de la suspensión, reajuste general de la carrocería, etc. Por lo cual existe una gran necesidad de tener en este laboratorio un elevador electro-hidráulico de dos columnas, el cual ayudara a optimizar tiempos de trabajo en las tareas automotrices, mayor satisfacción de las tareas ejecutadas por el personal docente como estudiantes, debido a una mejor definición de procesos, tareas y enseñanza de calidad propios de la Escuela Politécnica del Ejército.

El diseño y construcción de un elevador electro-hidráulico de dos columnas para vehículos livianos constituye la base de este proyecto, puesto que permitirá aportar con nuevos procesos que mejoren el rendimiento de los estudiantes aplicados a aquellas áreas que necesitan y sean creadas.

JUSTIFICACIÓN

La Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga y su carrera de Ingeniería Automotriz formadora de profesionales e investigadores de excelencia, con capacidades de liderazgo, pensamiento crítico y conciencia ciudadana, tiene la gran oportunidad de contribuir al desarrollo y equipamientos de los diferentes laboratorios que tiene la Institución, en este caso en específico el laboratorio de Mecánica de Patio con el que se va a equipar de un elevador electro-hidráulico de dos columnas para vehículos livianos que sirven para las tareas diarias de mantenimiento preventivo, correctivo y reparación de los vehículos.

Nosotros como alumnos de la carrera estamos en la capacidad de realizar este diseño, basándonos en los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, en materias tales como: Diseño de Máquinas, Resistencia de Materiales, Taller Mecánico, Soldadura, Servo Sistemas, Maquinaria pesada, Mecánica de Fluidos, etc.

Es de importancia para los alumnos de los niveles inferiores tener laboratorios equipados, actualizados tecnológicamente que ayuden a facilitar las practicas y así adquirir mejores conocimientos de acuerdo a la evolución y modernización del parque automotriz.

En fin los inconvenientes son muchos pero también son muchas las satisfacciones que se va a tener si emprendemos esta tarea tan digna de admiración como es el diseño y construcción de un elevador electro-hidráulico de dos columnas para vehículos livianos, entre las más importantes es que va

a traer grandes beneficios al personal docente y estudiantes, en la mejor enseñanza y aprendizaje del de la Carrera de Ingeniería Automotriz.

Por ultimo la implementación de este equipo ayudará a optimizar el tiempo en la realización de sus tareas de mantenimiento y reparación automotriz, a la vez que disminuirá la fatiga ocasionada por las tareas de trabajo, optimizando los recursos con los que cuenta la Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga.

OBJETIVO GENERAL

“Diseñar y construir un elevador electro-hidráulico de dos columnas para vehículos livianos”

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el sistema hidráulico
- Diseñar el sistema mecánico del elevador electro-hidráulico de dos columnas.
- Realizar las pruebas de fiabilidad del elevador hidráulico.

ALCANCES Y METAS

- Incrementar al Laboratorio de Mecánica de Patio con un elevador de dos columnas,
- Optimizar los tiempos, utilizando los elevadores en las diferentes tareas de mantenimiento y reparaciones automotrices.
- Aplicar los conocimientos y la experiencia en el manejo de estos equipos.

I. MARCO TEÓRICO

1.1 DESCRIPCIÓN DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO DE DOS COLUMNAS.



Figura 1.1 Elevador electro-hidráulico

Una de las características del elevador electro-hidráulico figura 1.1 es la de poseer posibilidades de regulación y posicionamiento de los brazos facilitando la correcta elevación de todos los coches.

Este elevador electro-hidráulicos por medio de los brazo tiene la predisposición de empotrarse directamente al chasis del los vehículos.

Además posee:

- Tacos regulables en altura y predispuestos para el alojamiento rápido de extensiones.
- Tiene una perfecta sincronización de los movimientos de los pistones independientemente del reparto de la carga.

- Posee un dispositivo de apoyo mecánico de funcionamiento automático y desbloqueo neumático, como garantía de la máxima seguridad en la fase de estacionamiento.
- Válvulas de seguridad contra la sobrecarga y la rotura de los tubos hidráulicos.
- Válvula de control de la velocidad de bajada.
- Dispositivos de seguridad mecánicos, hidráulicos y eléctricos conformes a las Normas de Seguridad Europeas.

1.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

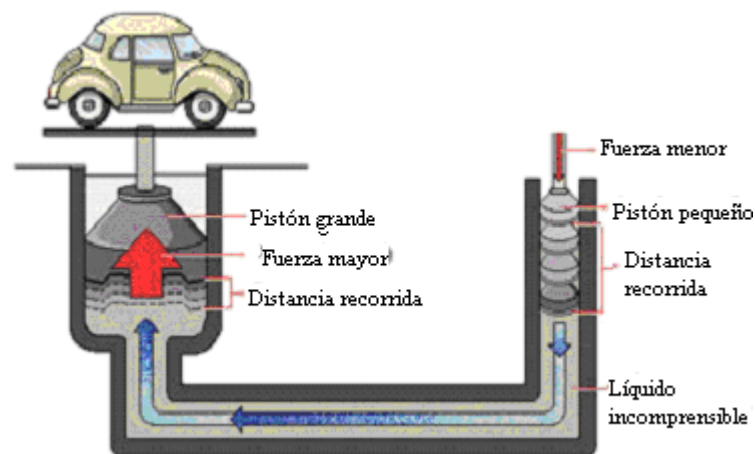


Figura 1.2 Principio de funcionamiento

El elevador electro-hidráulico se basa en el principio de que el trabajo necesario para mover un objeto es el producto de la fuerza por la distancia que recorre el objeto.

El elevador hidráulico utiliza un fluido incompresible para transmitir la fuerza, permitiendo que una pequeña fuerza aplicada a lo largo de una gran distancia tenga el mismo efecto, que una gran fuerza aplicada a lo largo de una distancia pequeña.

Esto hace que pueda emplearse una pequeña bomba para levantar un automóvil.

1.2.1 MECÁNICA DE FLUIDOS

La mecánica de fluidos es la aplicación de la Ingeniería Mecánica, permite dimensionar y seleccionar dispositivos que funcionan con líquidos.

Las aplicaciones de los sistemas óleos dinámicos se centran en el diseño de activadores y prensas.

1.2.2 PRINCIPIO DE PASCAL

Su fundamento es el principio de Pascal que dice que la presión aplicada en un punto de un líquido contenido en un recipiente se transmite con el mismo valor a cada una de las partes del mismo. Este enunciado, obtenido a partir de observaciones y experimentos por el físico y matemático francés Blaise Pascal (1623-1662), se conoce como principio de Pascal.

El principio de Pascal puede ser interpretado como una consecuencia de la ecuación fundamental de la hidrostática y del carácter incompresible de los líquidos. En esta clase de fluidos la densidad es constante, de modo que de acuerdo con la ecuación:

$$p = p_0 + \rho * g * h \quad (1- 1)$$

Donde:

p = Presión absoluta (*psi*)

p_0 = Presión atmosférica (*atm*)

ρ = Densidad fluido (*g/m³*)

g = Gravedad (*m/s²*)

h = Altura (*m*)

¹ Fay James A, Mecánica de Fluidos, México, DF.: continental, 1996 Pág. 176

La prensa hidráulica constituye la aplicación fundamental del principio de Pascal y también un dispositivo que permite entender mejor su significado.

Consiste, en esencia, en dos cilindros de diferente sección comunicados entre sí, y cuyo interior está completamente lleno de un líquido incomprensible. Dos émbolos de secciones diferentes se ajustan, respectivamente, en cada uno de los dos cilindros, de modo que estén en contacto con el líquido de acuerdo con la ecuación (1-2).

$$P = \frac{F}{A} \quad (1-2)$$

Donde

P = Presión del fluido en el cilindro. $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

F = Fuerza (N)

A = Área interior del cilindro (m^2)

Cuando sobre el émbolo de menor sección A_1 se ejerce una fuerza F_1 la presión p_1 que se origina en el líquido en contacto con él se transmite íntegramente y de forma instantánea a todo el resto del líquido; por tanto, será igual a la presión p_2 que ejerce el líquido sobre el émbolo de mayor sección A_2 , es decir:

$$P_1 = P_2 \quad (1-3)$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (1-4)$$

Si la sección A_2 es veinte veces mayor que la A_1 , la fuerza F_1 aplicada sobre el émbolo pequeño se ve multiplicada por veinte en el émbolo grande.

² Parker Industrial Hydraulic Technology, 21th Edición, Ohio, 1986 Pág. 2-3

Este fenómeno mecánico se aprovecha en activadores hidráulicos como los utilizados en los frenos de un automóvil, donde una fuerza relativamente pequeña aplicada al pedal se multiplica para transmitir una fuerza grande a la zapata del freno.

Los cilindros hidráulicos y elevadores electro-hidráulicos se utilizan para levantar vehículos en los talleres y para elevar cargas pesadas en la industria de la construcción.

1.3 ELEMENTOS HIDRÁULICOS.

1.3.1 BOMBAS

1.3.1.1 DEFINICIÓN.- La bomba es una máquina que absorbe energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico, térmico, etc., y la transforma en energía que la transfiere a un fluido como energía óleo dinámica la cual permite que el fluido pueda ser transportado de un lugar a otro, a un mismo nivel y/o a diferentes niveles y/o a diferentes velocidades.

1.3.1.2 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

Tabla I. I Clasificación de bombas

	CLASE	TIPO
Roto dinámicas	Centrífugas y Periféricas	Voluta Difusor Turbina regenerativa Turbina vertical Flujo mixto Flujo axial (impulsor)

Desplazamiento	Rotatorias	Engrane Alabe Leva y pistón Tornillo Lóbulo Bloque de vaivén
	Reciprocantes	Acción directa Potencia Diafragma Rotatoria-pistón

1.3.1.2.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Estas bombas aprovechan el principio de fuerza centrífuga (Figura 1.3), que es la fuerza que se produce desde el centro a la periferia en un cuerpo que gira a gran velocidad

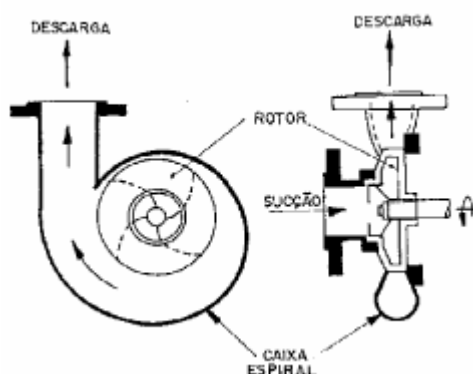


Figura 1.3 Bombas centrífugas

1.3.1.2.2 BOMBAS ROTATORIAS

Las bombas rotatorias son unidades de desplazamiento positivo, provistas de movimiento rotatorio, consisten de una caja fija que contiene engranes, aspas, pistones, levas, segmentos, tornillos, etc. (Figura 1.4)

Las bombas rotatorias descargan un flujo continuo. Pueden manejar casi cualquier líquido que esté libre de sólidos abrasivos. Incluso puede existir la presencia de sólidos duros en el líquido.

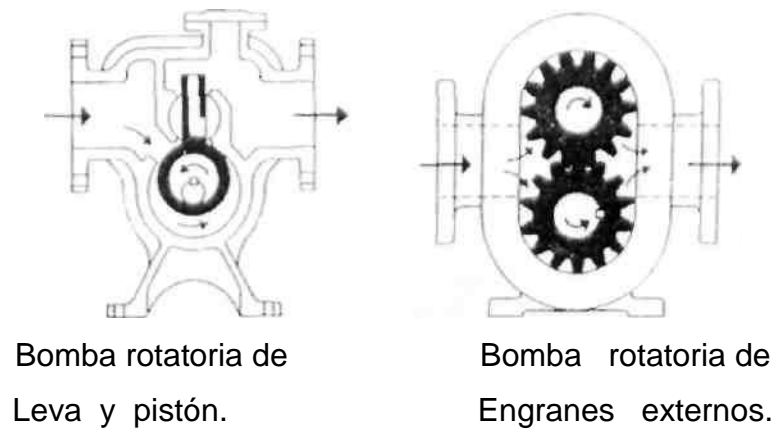


Figura 1.4 Bombas rotatorias

Se dice que una bomba es de desplazamiento positivo, cuando su órgano propulsor contiene elementos móviles de modo tal que por cada revolución se genera de manera positiva un volumen dado o cilindrada, independientemente de la contrapresión a la salida. Otra definición dice que las bombas de desplazamiento positivo son las que desplazan una cantidad constante de líquido y pueden generar grandes presiones.

1.3.1.2.3 BOMBAS RECIPROCANTES

Las bombas reciprocantes son unidades de desplazamiento positivo descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del pistón o émbolo a través de la distancia de carrera. Sin embargo, no todo el líquido llega necesariamente al tubo de descarga debido a escapes o arreglo de pasos de alivio que puedan evitarlo. (Figura 1.5)

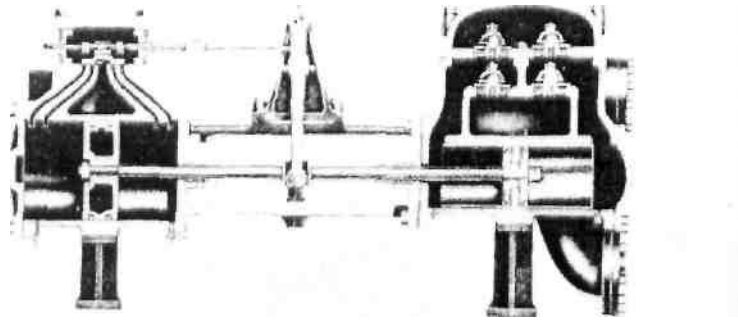


Figura 1.5. Bomba horizontal de pistones dobles de acción directa.

1.3.2 CILINDROS HIDRÁULICOS

1.3.2.1 DESCRIPCIÓN DE LOS CILINDROS

Los cilindros hidráulicos convierten la presión y movimiento del fluido hidráulico en fuerza y movimiento mecánico en línea recta.

El flujo del fluido dentro de un cilindro hace mover el pistón y la presión del fluido proporciona a este la fuerza.

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

Las partes principales de un cilindro hidráulico las podemos observar en la Figura 1.6.

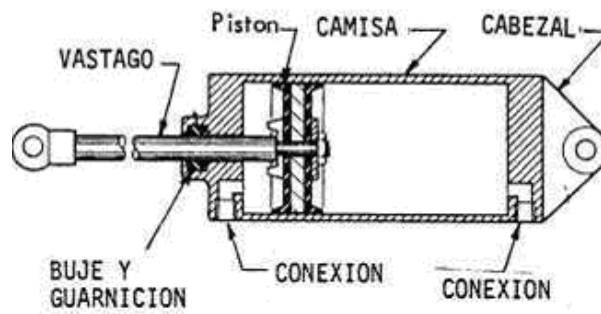


Figura 1.6 Partes del cilindro hidráulico

1.3.2.2 TIPOS DE CILINDROS

Existen diferentes tipos de cilindros tales como:

Cilindro de efecto simple.

Cilindro de doble efecto.

Cilindro telescópico.

1.3.2.2.1 CILINDRO DE EFECTO SIMPLE.

En el cilindro de efecto simple, el fluido es aplicado en la cara delantera del cilindro y la opuesta conectada a la atmósfera como se puede observar en la Figura 1.7

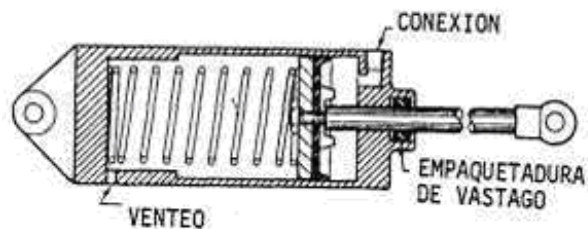


Figura 1.7 Cilindro de efecto simple

Después de que el pistón ha completado su carrera de trabajo, el pistón es retornado a su posición original por la acción de un resorte interno, externo, o gravedad u otro medio mecánico.

El fluido actúa sobre el área "neta" del pistón por lo tanto para el cálculo de fuerza debe considerar toda el área sobre la cual se está aplicando el fluido.

1.3.3 APARATOS Y ACCESORIOS HIDRÁULICOS

Para el presente proyecto utilizaremos los siguientes accesorios hidráulicos:

- Válvulas antirretorno.
- Válvula reguladora de presión.
- Válvula distribuidora (2/2)
- Válvula reguladora de caudal.

1.3.3.1 VÁLVULAS ANTIRRETORNO

En la Figura 1.8, podemos observar los tipos de válvulas antirretorno:

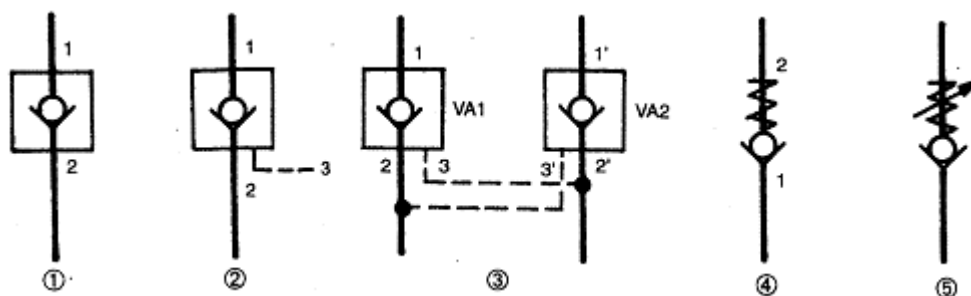


Figura 1.8 Válvulas antirretorno

1. Válvula antirretorno. Paso del fluido en sentido 2-1. Flujo cortado cuando el origen está en 1.

2. Válvula antirretorno. Flujo cortado en sentido 1-2 Habrá paso si se pilota por 3.
3. Conjunto de dos válvulas antirretorno a emplear en cilindros hidráulicos. Cuando se envía fluido a través de V A1, la válvula permitirá V A2 el paso del fluido 1'- 2', al estar pilotada por 3'.
4. Válvula antirretorno con presión limite regulada. Pasa fluido en sentido 1-2. No pasa fluido en sentido 1-2 mientras que no se supere la presión regulada. No pasa fluido en sentido 2-1.
5. Válvula antirretorno con regulación de la presión máxima, a voluntad.

Este tipo de válvula 4 y 5 se utiliza como válvulas de presión máxima y también como válvulas de seguridad.

1.3.3.2 REGULADORES DE CAUDAL.

En la Figura 1.9, podemos observar los tipos de Regulador de caudal:

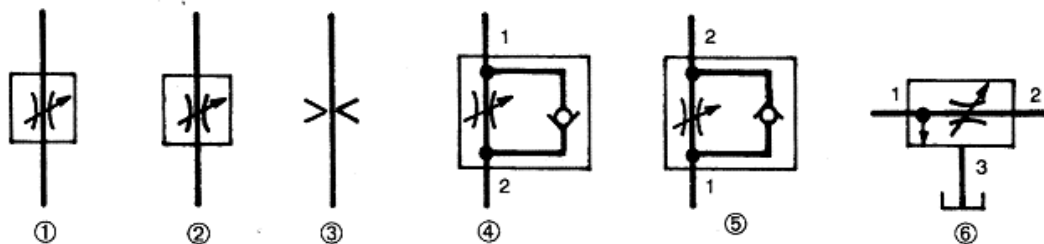


Figura 1.9 Válvulas reguladoras de caudal

1. Regulador de caudal. Símbolo general.
2. Regulador de caudal con posibilidad de de regulación manual.
3. Diagrama reducción de la sección de la tubería en un punto dado para reducir el caudal de paso.
4. Regulador de caudal en una dirección. De 1 hacia 2.
5. regulador de caudal unidireccional. De 1 hacia 2.

6. Regulador de caudal de tres vías, con descarga del fluido sobrante a través de 3.

1.3.3.3 VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN

En la Figura.1.10, podemos observar Válvulas reductoras de presión:

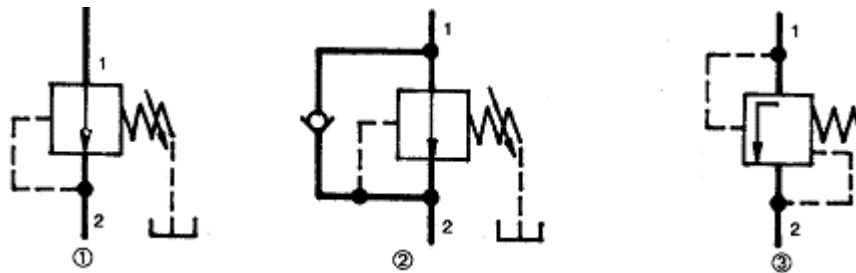


Figura 1.10 Válvulas reductoras de presión

1. Válvula reductora de presión. Símbolo general. Permite regular la presión en la utilización. Es posible que no todos los aparatos funcionen con la misma presión, por lo que será necesario reducir a reductores de presión para dar a cada receptor la presión que precise.
2. Válvula reductora de presión en un solo sentido.
3. Válvula reductora de presión que funciona de forma diferencial entre las presiones de 1 a 2.

1.3.3.4 VÁLVULAS DE CONTROL DE DISTRIBUCIÓN.

VÁLVULA DISTRIBUIDORA (2 VÍAS, 2 POSICIONES)

En la Figura.1.11, podemos observar la Válvula distribuidora de 2 vías y 2 posiciones (2 v / 2 p), (2/2).



Figura 1.11 Válvula distribuidora (2 vías, 2 posiciones)

VÁLVULA DISTRIBUIDORA (3 VÍAS, 2 POSICIONES)

Esta válvula que cambia la orientación de la corriente del fluido. En esta válvula como su nombre; lo indica, hay tres bocas de conexión o "vías", la primera por donde entra la presión desde la bomba, la segunda que se comunica con el cilindro hidráulico y la tercera que es la conexión hacia el tanque o retorno.

En la Figura 1.12, Se muestra un corte de una válvula de tres vías en las dos posiciones en que aquella trabaja como A y B, en una de esas posiciones la corredera o husillo permite comunicar la puerta de entrada de presión con la salida del cilindro, mientras bloquea el retorno al tanque, en la segunda posición, o sea con la corredera situada en el otro extremo la misma bloquea ahora la entrada de presión y conecta el retorno a tanque con el cilindro.

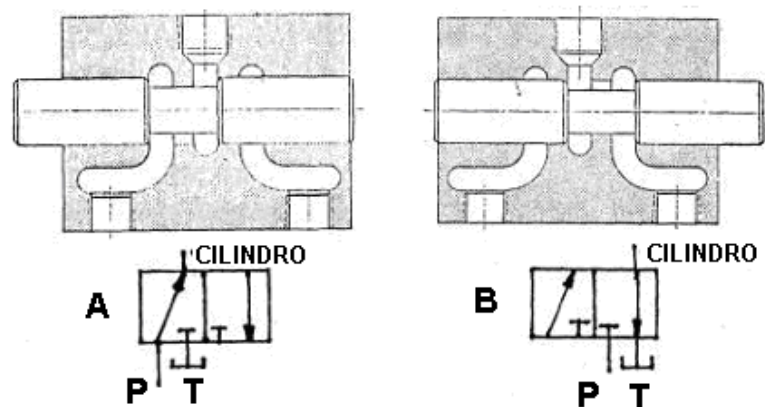


Figura 1.12 Válvula distribuidora (3 vías, 2 posiciones)

La posición se logra por una señal de mando, que puede ser, manual, mecánica, eléctrica, por piloto hidráulico o neumático, que al producirse provocan el deslizamiento del husillo al lado opuesto.

Esta válvula se emplea para controlar el accionamiento de cilindros de simple efecto cuyo retorno se efectúa por la acción de un resorte a cargas exteriores que no requiere retorno hidráulico.

1.4 COLUMNAS

Una columna es una pieza estructural que soporta una carga axial por compresión y tiende a fallar como resultado de inestabilidad elástica o pandeo, más que por trituración de material.

La inestabilidad elástica es aquella condición de falla en la deformación de la columna y no es lo suficiente rígida para mantenerla recta bajo la acción de la carga.

1.4.1 PROPIEDADES DE LA SECCIÓN TRASVERSAL DE UNA COLUMNA

La tendencia de una columna a pandearse depende de su forma, dimensiones de su sección transversal conjuntamente con su longitud y la manera en que se une a piezas o soportes adyacentes.

Una columna tiende a pandearse alrededor del eje el cual el radio de giro al igual que el momento de inercia son mínimos.

Sus propiedades son:

1. Área de la sección transversal (A)
2. Momento de Inercia respecto al eje alrededor del cual es mínimo el

valor (I)

3. El valor mínimo de radio de giro (r)

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad 3 \quad (1-5)$$

1.4.2 EMPOTRAMIENTO O FIJACIÓN EN UN EXTREMO Y LONGITUD EFECTIVA

Indica la manera en que se apoyan o sostienen los extremos de la columna la variable mas importante es la cantidad de sujeción o fijación que se presenta en los extremos de la columna en contra de la tendencia a girar, como se ve en la Figura 1.13

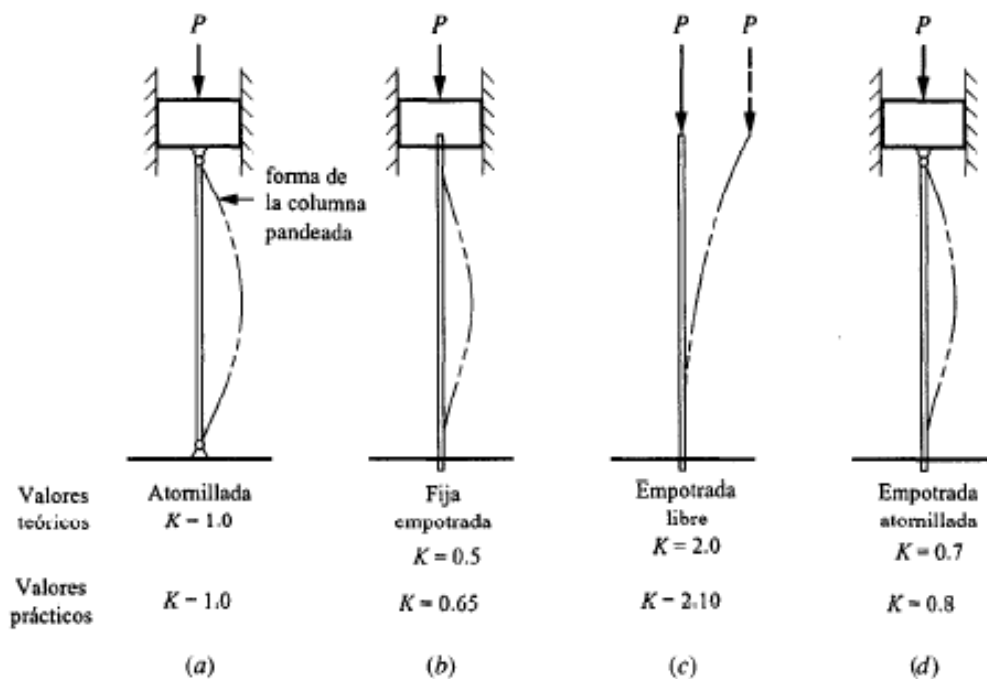


Figura 1.13 Constante de fijación en un extremo de una columna

La manera en que se apoyan o sustentan ambos extremos de la columna afecta la longitud efectiva, que se define como:

³ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 176

$$Le = L * K^4 \quad (1-6)$$

Donde:

L = Longitud de la columna (m).

Le = Longitud efectiva (m)

K = Constante de empotramiento (ver figura 1.14)

1.4.3 ANÁLISIS DE UNA COLUMNA RECTA QUE SE CARGA EN EL CENTRO

1.4.3.1 RELACIÓN DE DELGADEZ (Re)

La razón de delgadez es la relación de la longitud efectiva de la columna (Le) con su radio de giro mínimo (r_{\min}). Esto es.

$$Re = \frac{Le}{r_{\min}} = \frac{K * L}{r_{\min}} \quad (1-7)$$

Donde:

Re = Razón de delgadez (Adimensional)

Utilizaremos la razón de delgadez para que contribuya en la selección del método para realizar el análisis de columnas rectas, que se cargan en el centro.

1.4.3.2 RAZÓN DE TRANSICIÓN DE DELGADEZ

A lo largo de las secciones siguientes, se hace una exposición de dos métodos para analizar columnas rectas que se cargan en el centro: la fórmula de Euler para columnas largas, esbeltas o delgadas; y la fórmula de J. B. Johnson para columnas cortas.

⁴ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 178

⁵ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 179

La decisión en cuanto a cuál método utilizar depende del valor de la razón real de delgadez para la columna objeto de análisis en relación con la razón de transición de delgadez, o constante de columna, que se define como:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{6} \quad \text{(1- 8)}$$

Donde:

C_c = Razón de transición de delgadez (Adimensional)

E = Coeficiente ó módulo de elasticidad del material (Pa)

S_y = Resistencia del punto cedente del material. (Pa)

El uso de la constante de columna se ilustra en el procedimiento que se puede observar en el diagrama de flujo lógico en el **ANEXO 1**, que se utiliza para analizar columnas rectas que se cargan en el centro

- 1) Para la columna en particular, calcule su razón real de delgadez.
- 2) Calcule el valor de C_c
- 3) Compare C_c con Re . Porque C_c representa el valor de la razón de delgadez que separa una columna larga de una corta, el resultado de la comparación indica qué tipo de análisis debe utilizarse.

$$Re > C_c \quad \text{7} \quad \text{(1-9)}$$

- 4) Si Re real es mayor que C_c , la columna es larga. Utilice la ecuación de Euler como se describe en el diagrama de flujo lógico que se encuentra a continuación.

⁶ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 179

⁷ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 180

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{Re^2} \quad 8 \quad (1-10)$$

Donde:

P_{cr} = Carga permisible (N)

A = Área de la sección (m^2)

- 5) Si Re es menor que C_c , la columna es corta. Utilice la fórmula de J. B. Johnson, que se describe en el diagrama de flujo lógico que se encuentra a continuación.

$$P_{cr} = A * Sy \left[1 - \frac{Sy * Re^2}{4 * \pi^2 * E} \right] \quad 9 \quad (1-11)$$

- 6) Aplicando los literales 4 y 5 procedemos a calcular el valor de la carga permisible

$$Pa = P_{cr} / N \quad 10 \quad (1-12)$$

1.5 VIGAS DE SOPORTE

1.5.1 CARGAS EN VIGAS, APOYOS Y TIPOS DE VIGAS

Una viga es un miembro que se somete a cargas transversales es decir, perpendiculares a lo largo de su eje. Tales cargas provocan esfuerzos cortantes en la viga y le imparte su figura característica de pandeo, lo que también da como consecuencia esfuerzos flexionantes.

Las vigas se someten a varios patrones de carga:

1. Cargas concentradas normales
2. Cargas concentradas con inclinación

⁸ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 180

⁹ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 180

¹⁰ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 180

3. Cargas uniforme distribuidas
4. Cargas variables

1.5.2 TIPOS DE APOYOS

Tenemos varios tipos de apoyos, como se puede observar en la Figura 1.14

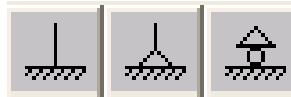


Figura 1.14 Tipos de apoyos

1. Apoyo fijo o empotrado
2. Apoyo de pasador
3. Apoyo simple de rodillo

1.5.3 FUERZA CORTANTE

Las fuerzas cortantes son fuerzas internas que se generan en el material de una viga para equilibrar las fuerzas aplicadas externamente y para garantizar el equilibrio en todas sus partes.

1.5.4 MOMENTO FLEXIONANTE

Se desarrollan en vigas por la aplicación de cargas perpendiculares a la viga. Estos momentos flexionantes son los que hacen que la viga asuma una figura característica de curvado o flexionado

1.5.5 ESFUERZOS CORTANTES, MOMENTOS Y DEFLEXIÓN EN VIGAS DE VOLADIZO

Las vigas en voladizo son en las cuales el apoyo es fijo y por lo tanto puede resistir momentos, por eso en el extremo fijo de la viga el momento flexionante

es cero como en el caso de vigas simplemente apoyadas.

De hecho el momento flexionante en el extremo fijo de la viga es el máximo, como se ve e la Figura 1.15

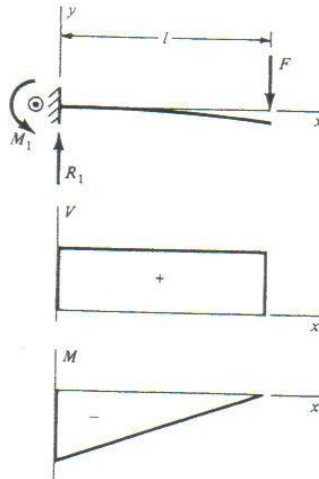


Figura 1.15 Vigas en voladizo

$$R_1 = F \quad ^{11} \quad (1-13)$$

$$V = R_1 \quad (1-14)$$

Donde:

F = Carga aplicada (N)

R_1 = Carga reactiva (N)

V = Fuerza cortante (N)

l = Longitud de la viga (m)

I = Momento de Inercia (m^4)

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{3EI} \quad ^{12} \quad (1-15)$$

Donde:

y_{\max} = deflexión (mm)

¹¹ Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 5^{ta} Edición, Pág. 831

¹² Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 5^{ta} Edición, Pág. 832

1.6 ELEMENTOS MECÁNICOS

1.6.1 IMPULSORES DE CADENA

Una cadena es un elemento flexible que permite la transmisión de potencias considerables su fabricación trata de serie de eslabones que se unen mediante pernos.

El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción cuya magnitud es considerable.

Uno de los tipos más comunes de cadena es la cadena de rodamientos, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y la rueda dentada.

La cadena de rodamiento se clasifica con base a su paso, que es la distancia entre eslabones adyacentes Figura 1.16

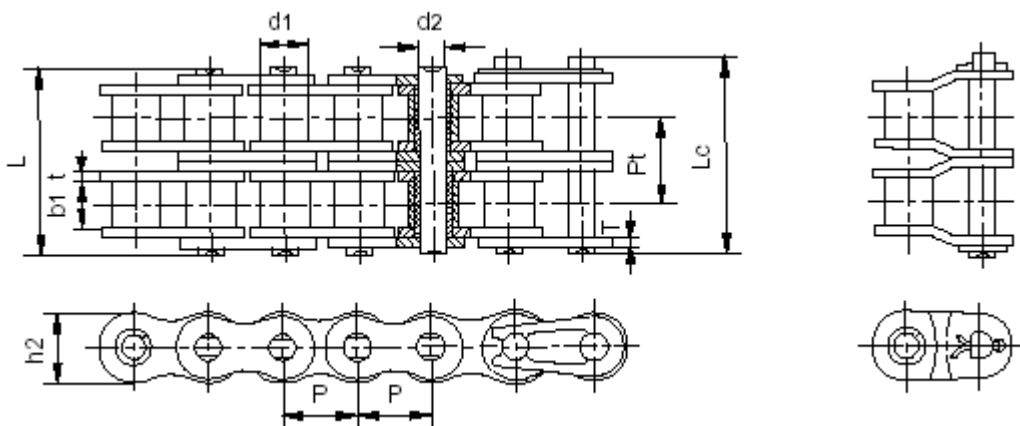


Figura 1.16 Diagrama de cadena

Una cadena de rodamientos estándar lleva una designación de tamaño entre 25 y 240 como se puede apreciar en la Tabla I. II

TABLA I. II Tamaño de cadena por rodamiento

REFERENCIA	PASO	DIAMETRO DE RODILLO	ANCHO INTERIOR	DIAMETRO EJE	LONGITUD DE EJE		ANCHO MALLAS	GROSOR DE MALLAS	PASO TRANSVERSAL	FUERZA DE TENSION TOTAL	FUERZA DE TENSION MEDIA
	DIN/ISO	P mm.	d _r máx mm.	b ₁ mín mm.	d ₂ máx mm.	L máx mm.	L _e máx mm.	h _z máx mm.	t/T máx mm.	P _t mm.	Q mín. kN
05B-2	8.000	5.00	3.00	2.31	13.9	14.5	7.10	0.80	5.64	7.8	10.2
*06B-2	9.525	6.35	5.72	3.28	23.4	24.4	8.20	1.30	10.24	16.9	18.7
08B-2	12.700	8.51	7.75	4.45	31.2	32.2	11.80	1.60	13.92	32.0	38.7
10B-2	15.875	10.16	9.65	5.08	36.1	37.5	14.70	1.70	16.59	44.5	56.2
12B-2	19.050	12.07	11.68	5.72	42.0	43.6	16.00	1.85	19.46	57.8	66.1
16B-2	25.400	15.88	17.02	8.28	68.0	69.3	21.00	4.15/3.1	31.88	106.0	133.0
20B-2	31.750	19.05	19.56	10.19	77.8	81.5	26.40	4.5/3.5	36.45	170.0	211.2
24B-2	38.100	25.40	25.40	14.63	101.7	106.2	33.20	6.0/4.8	48.36	280.0	319.2
28B-2	44.450	27.94	30.99	15.90	124.6	129.1	36.70	7.5/6.0	59.56	360.0	406.8
32B-2	50.800	29.21	30.99	17.81	124.6	129.6	42.00	7.0/6.0	58.55	450.0	508.5
40B-2	63.500	39.37	38.10	22.89	154.5	161.5	52.96	8.5/8.0	72.29	630.0	711.9
48B-2	76.200	48.26	45.72	29.24	190.4	198.2	63.80	12/10	91.21	1000.0	1130.0

La transmisión por cadena tiene gran utilidad en las máquinas de transporte (bicicletas, motocicletas y automóviles), en máquinas agrícolas, transportadoras y equipos industriales en general.

Algunas de las ventajas que presentan las transmisiones por cadenas al ser comparadas con otras transmisiones de enlace flexible, como las transiciones por poleas y correas son:

- a. Dimensiones exteriores son menores
- b. Ausencia de deslizamiento
- c. Alto rendimiento
- d. Pequeña magnitud de carga sobre los ejes.
- e. Posibilidad de cambiar con facilidad su elemento flexible (cadena)

En cambio, entre las desventajas de la transmisión por cadena tenemos:

- a. Pueden ser un poco ruidosas
- b. Requieren de lubricación adecuada
- c. Presenta cierta irregularidad de movimiento durante el funcionamiento de la transmisión
- d. Requiere de una precisa alineación durante el montaje y un

mantenimiento minucioso

A continuación podemos observar la dirección del movimiento de la cadena del presente proyecto en la Figura 1.17

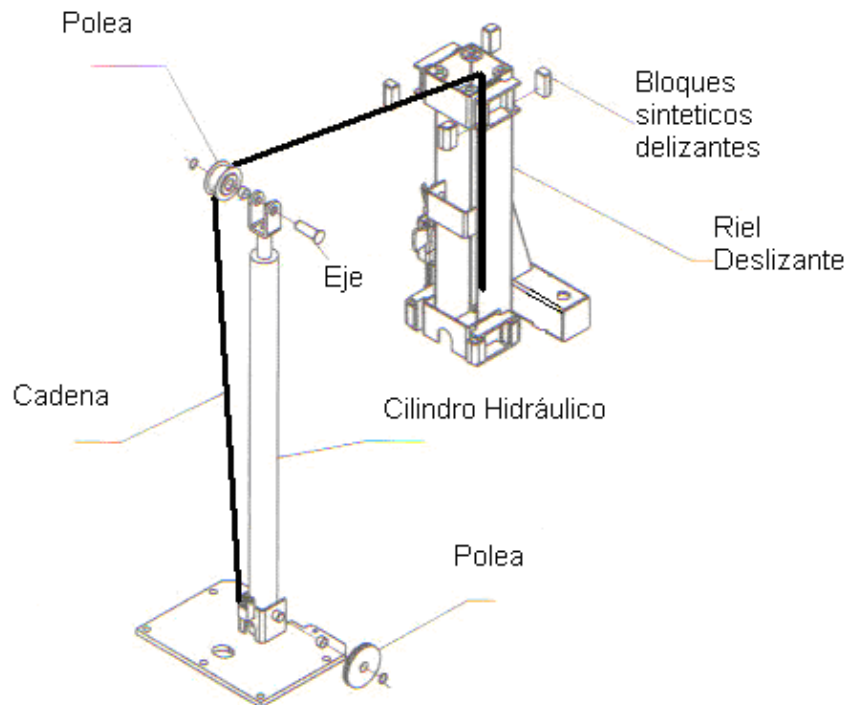


Figura 1.17 Esquema de la cadena del elevador

1.6.2 POLEAS

Es un dispositivo mecánico de tracción o elevación, formado por una rueda montada en un eje, con una cuerda o cable que rodea la circunferencia de la rueda.

Una polea fija no proporciona ninguna ventaja mecánica, es decir, ninguna ganancia en la transmisión de la fuerza: Solo cambia la dirección o el sentido de la fuerza aplicada a través de la cuerda.

1.6.3 CABLES

Los cables metálicos son elementos ampliamente utilizados en la mayoría de actividades industriales.

Así los encontramos formando parte de los equipos para la manipulación y sujeción de cargas, (grúas, cabrestantes, eslingas, etc.) e incluso en el transporte de personas (teleféricos, ascensores, etc.).

Es por ello conveniente conocer las características de dichos elementos, así como las condiciones básicas a tener presentes tanto para su instalación o montaje en los equipos, como para su manipulación y conservación.

1.6.3.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS CABLES

Un cable metálico, de forma genérica, puede considerarse compuesto por diversos cordones metálicos dispuestos helicoidalmente alrededor de un alma, que puede ser textil, metálica o mixta.

Esta disposición es tal que su trabajo se comporta como una sola unidad. A su vez un cordón puede considerarse compuesto por diversos alambres metálicos dispuestos helicoidalmente en una o varias capas.

Se denomina arrollamiento cruzado cuando el sentido de arrollamiento de los cordones, en el cable, es contrario al de los alambres.

A continuación podemos observar la dirección del movimiento de cable del presente proyecto en la Figura 1.18

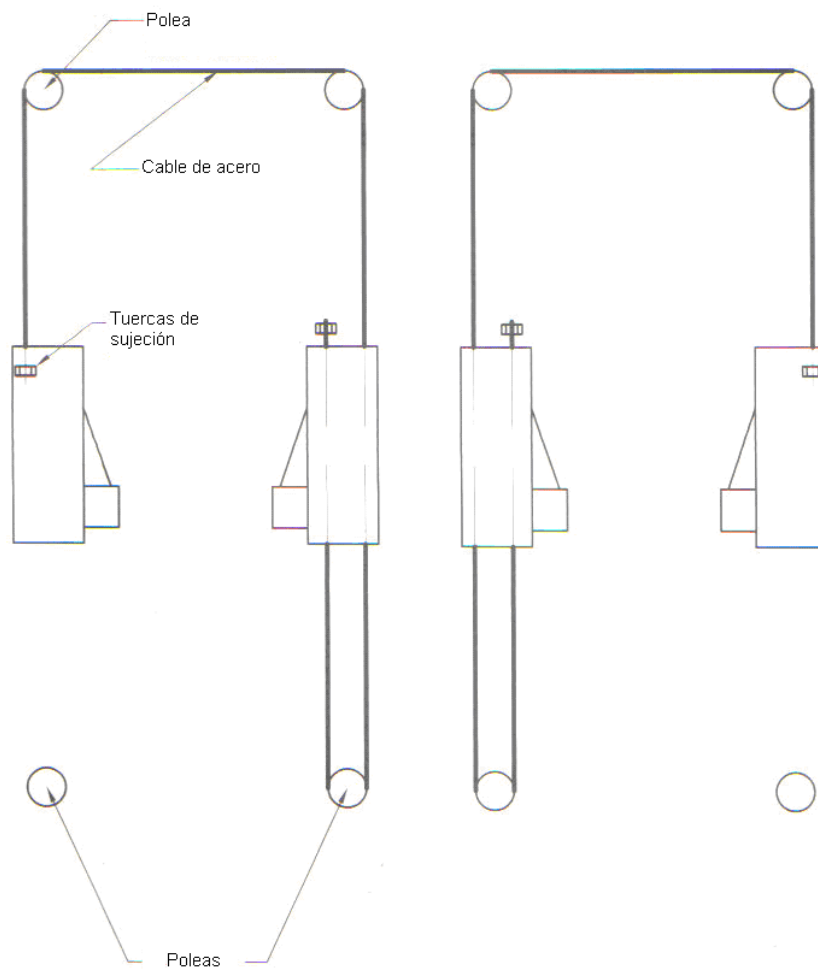


Figura 1.18 Esquema del cable del elevador

1.7 SOLDADURAS.

1.7.1 DEFINICIÓN

La soldadura es un proceso para la unión de dos metales por medio de calor y/o presión y se define como la liga metalúrgica entre los átomos del metal a unir y el de aporte.

Existen diversos procesos de soldadura los que difieren en el modo en que se aplica el calor o la energía para la unión. Para el presente proyecto se va a utilizar la soldadura continua MIC, MAC, el cual se detalla a continuación

1.7.2 TIPOS DE SOLDADURA

1.7.2.1 SOLDADURA POR ARCO CON GAS PROTECTOR (MIG, MAC)

La soldadura MIG se caracteriza porque su electrodo es de un metal que se utiliza como metal de aporte, por lo que este sistema es considerado como un proceso de soldadura continua Figura 1.20

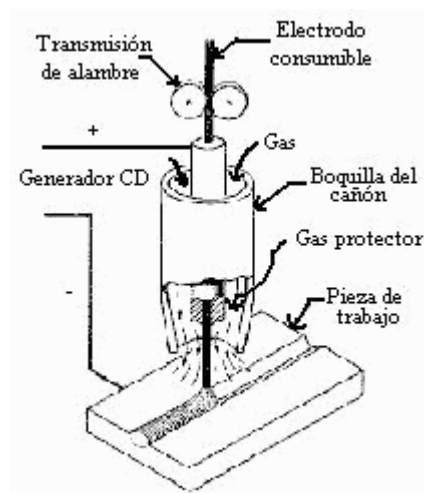


Figura 1.29 Soldadura MIG

1.7.2.2 ELECTRODO PARA LA SOLDADURA MIG.

Tabla I. III Propiedades del electrodo

ALAMBRE MIG PARA ACERO DE BAJO CARBONO ER 70 S-6	
Norma: AWS	ER70S-6
Análisis del metal depositado:	
C 0.1%	Si 0.90% Mn 1.50%
Descripción: Alambre continuo cobrizado de acero micro-aleado	
Proceso: MAG (G. M. A. W)	

Tabla I. IV Propiedades del proceso de soldadura

MIG/MAG	GAS DE PROTECCIÓN	
	CO ₂	AGA MIX 20
RESISTENCIA A LA TRACCIÓN		
58-63 kg/mm ²		
80000 psi		

Aplicaciones: Para soldar acero dulce en toda posición, mediante proceso MIG, usando Anhídrido Carbónico (CO₂). Utilización en estructuras en general, maquinarias, bastidores de autos, puentes, muelles, torres, etc.

Tabla I. V Parámetros para soldar

	PROCESO MAG		AMPERA	VOLTA	FLUJO	VELOCIDAD
	(GMAW)		JE	JE	GAS	ALIMEN
	mm	Plg	A	V	lt/min	ALAM
CORTO	0.8	0.030	90-110	15-21	8-15	500-860
CIRCUITO	0.9	0.035	90-110	16-22	8-15	400-760
	1.0	0.040	100-120	17-22	8-15	310-630
	1.2	0.045	100-130	17-22	8-15	250-560

Para soldaduras en posición vertical y sobré cabeza, reducir el amperaje un 10 a 15%.

1.7.2.3 CÁLCULO Y ANÁLISIS DE SUELDAS

A continuación se muestra las fórmulas que se van a emplear, con las cuales podemos deducir la resistencia que cada una de estas va a lograr soportar, según el trabajo que realice.

$$F = (C * X_s) * r_e^{13} \quad (1- 16)$$

$$X_s = (L_c - 2)C^{14} \quad (1- 17)$$

Donde:

F = Fuerza (N)

C = Espesor de la costura del electrodo (mm)

X_s = Longitud de soldadura de soporte (mm)

r_e = Resistencia del electrodo (N/mm²)

L_c = Longitud total del cordón (mm)

¹³ Nicolás Larburu, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo, Pág. 99

¹⁴ Nicolás Larburu, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo, Pág. 99

II. DISEÑO DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO

2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

Capacidad máxima de la carga	= 2 toneladas (1814,37 kg)
Altura máxima de elevación	= 1800 mm
Altura mínima de elevación	= 140 mm
Altura total del equipo	= 3594 mm
Ancho total del equipo	= 3420 mm
Distancia entre postes	= 2680 mm
Tiempo de elevación	= 50 s
Distancia máxima entre ejes del vehículo	= 2936 mm
Ancho máximo de vehículo	= 1700 mm
Voltaje de alimentación	= 220 V

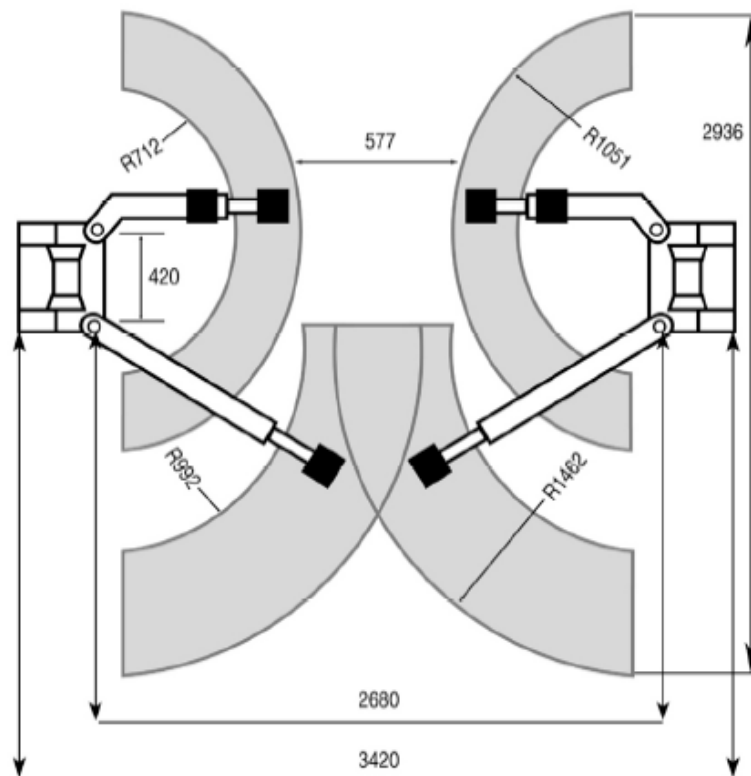


Figura 2.1 Parámetros de diseño

2.2 CÁLCULOS DEL DESARROLLO DEL MATERIAL

2.2.1 RELACIONES ENTRE CARGAS ESFUERZOS Y DEFORMACIONES

Aquí se toma en consideración el punto de arranque de diseño, en el cual se detallan todos los factores que han de ser los determinantes en la construcción del presente proyecto.

Es importante acotar a los datos calculados se les añadirá un 10% de la carga total, concerniente a factores riesgo, es así como se inicia el desarrollo numérico.

Para el diseño del presente proyecto, se utiliza material el ACERO A588 cuyas aplicaciones y propiedades mecánicas son:

Tabla II. I Aplicaciones y propiedades mecánicas del ACERO A588

APLICACIONES:	PROPIEDADES MECÁNICAS:
Industria Automotriz:	Resistencia ultima a la tracción $S_u = 485$ MPa
Industria Petrolera	Resistencia a punto cedente $S_y = 345$ Mpa
Industria Mecánica en general	Módulo de elasticidad $E = 200$ GPa
Construcción puentes, etc.	

2.3 CARGAS

Se entiende por carga, a la reacción de un miembro a las fuerzas y su capacidad de soportarlas. Tenemos tres tipos de cargas, las estáticas o constantes, las repetidas y las de choque o impacto.

En el presente proyecto, se utilizará todas las fórmulas concernientes a las cargas estáticas o constantes, ya que en su definición, se determina que las

fuerzas que se va a aplicar a la estructura, se van aplicando poco a poco y no repetidamente, y permanecen casi constantes después de que se aplican al miembro (brazo). Ver anexo plano 01

La carga total a elevar, esta determinando en el postulado del presente proyecto, así;

Carga neta = Peso a elevar

Carga neta = 1814,37 kg (2 Toneladas)

Carga total (CT) = 1814,37 kg + 10% Factor de seguridad

La Carga Real será la (CT) = 19572,18 N dividido para dos Columnas

Carga Real (CR) = 9786,09 N

El esfuerzo se repartirá hacia los cuatro brazos, dos grandes y dos pequeños en proporciones distintas, tal es el caso que se considero que los brazos mas pequeños de 1003 mm (ver anexo plano 01) elevaran un peso del 70% y los brazos traseros de 1397 mm (ver anexo plano 02) elevara el 30% restante.

Como vemos, el diseño propuesto con las medidas reales, asegura elevar la carga total.

Además permitirá desarrollar trabajos adicionales en el vehículo una vez que este se encuentre suspendido sobre los brazos del elevador.

2.4 CÁLCULO Y ANÁLISIS GENERAL DE LA ESTRUCTURA

2.4.1 ANÁLISIS ESTÁTICOS DE LAS COLUMNAS

Para la comprobación estructural de este proyecto se utilizo el programa SAP2000 el cual nos permite una visualización exacta para un óptimo funcionamiento.

2.4.2 CARGA CRÍTICA DE UN SOPORTE LARGO Y ESBELTO

Si una barra larga, esbelta, de sección constante, esta articulada en ambos extremos y sometida a compresión axial, la carga permisible P_{cr} que producirá pandeo.

El análisis de la estructura se lo realiza mediante un análisis estático en la posición crítica, estado en el cual se obtiene los máximos momentos y esfuerzos actuantes en la estructura.

Para nuestro caso se considera el elevador a una altura de 1800 mm del nivel (suelo), y los brazos extendidos, el uno aplicada una carga de 6850,263 N correspondiente al 70% del peso a elevar. Y el con un carga de 2935,827 N correspondiente al 30% del peso a elevar, como se puede observar en la Figura 2.2

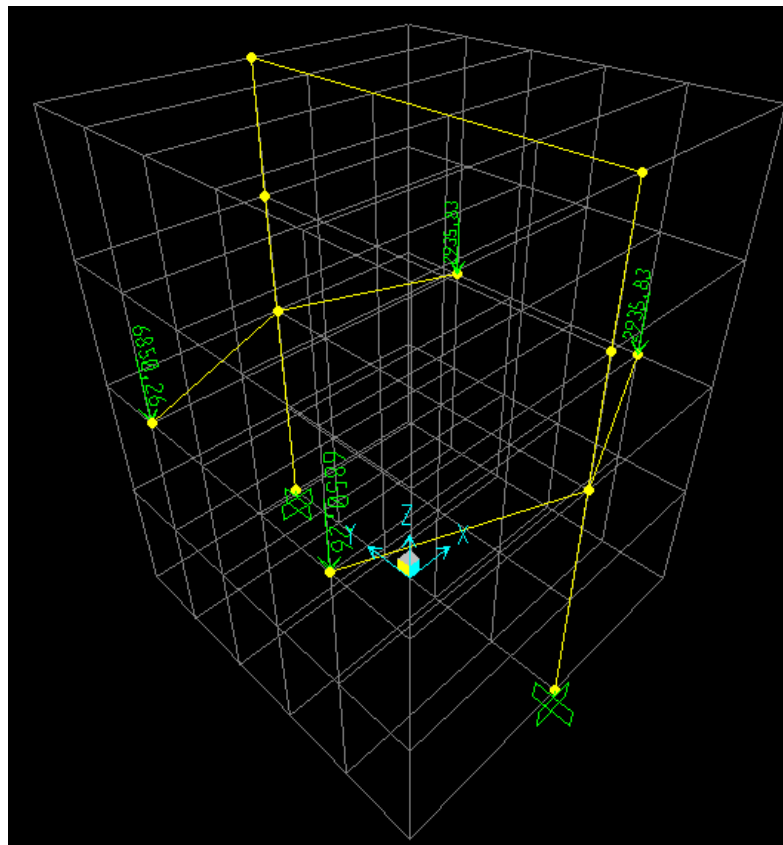


Figura 2.2 Fuerzas actuantes en el sistema

Una vez que se tiene planteado el problema y colocadas las fuerzas actuantes a la que van a estar sometidas, se realizara el análisis mediante la primera ley de Newton para estática.

$$\sum F_x = 0, \quad \sum F_y = 0, \quad \sum F_z = 0, \quad \sum M_x = 0, \quad \sum M_y = 0, \quad \sum M_z = 0$$

Como en el suelo esta empotrado se producen 3 reacciones y 3 momentos, las reacciones las vamos a dar una nomenclatura de acuerdo con el eje en el cual actúan; si actúan en los ejes X, Y y Z, respectivamente.

Luego de hacer el análisis de momentos y fuerzas se tiene los valores de las siguientes reacciones y momentos como se puede observar en la Figura 2.3

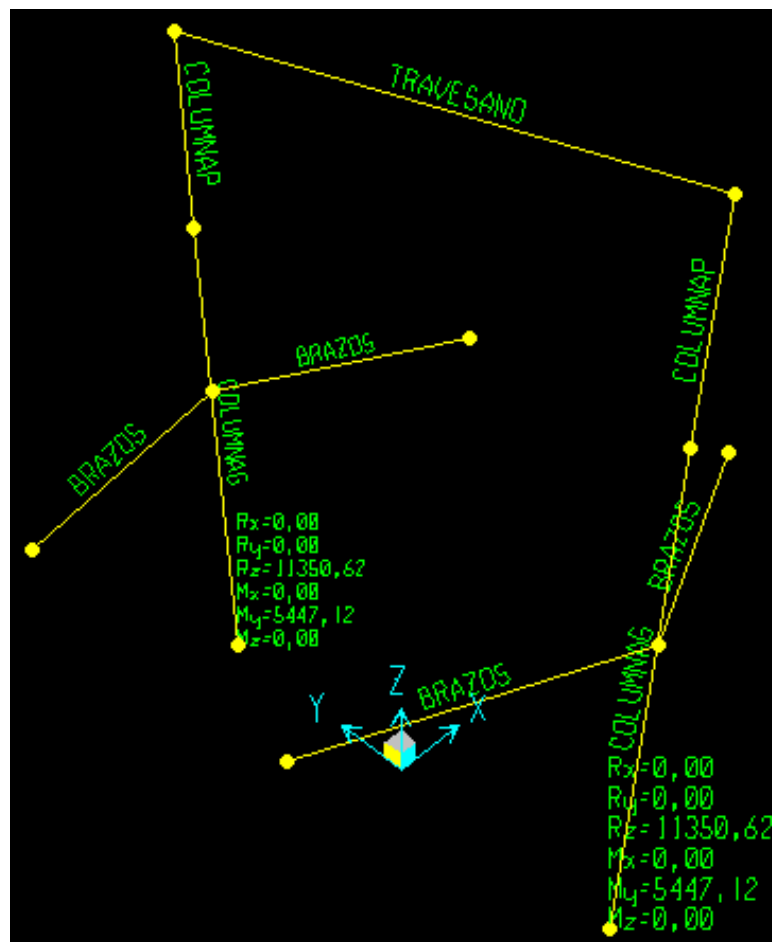


Figura 2.3 Fuerzas resultantes en el sistema

$R_x = 0$	$M_x = 0$
$R_y = 0$	$M_y = 5447,12 \text{ N}\cdot\text{m}$
$R_z = 11350,62 \text{ N}$	$M_z = 0$

Para continuar se debe realizar el análisis de cada uno de los elementos que componen el sistema, en este los hemos dividido en: Columnas y Brazos.

Las columnas son elementos que se encuentran en la dirección Z y los brazos son los que se encuentran en el plano XY.

2.4.3 CÁLCULOS DE LAS COLUMNAS

La columna actúa netamente a compresión, por lo que este debe ser analizado por estabilidad, el cual se debe encontrar el P_{cr} (Punto crítico), que es la carga crítica o carga máxima en la cual no existe deflexión o deformación del elemento como observamos en la Figura 2.4

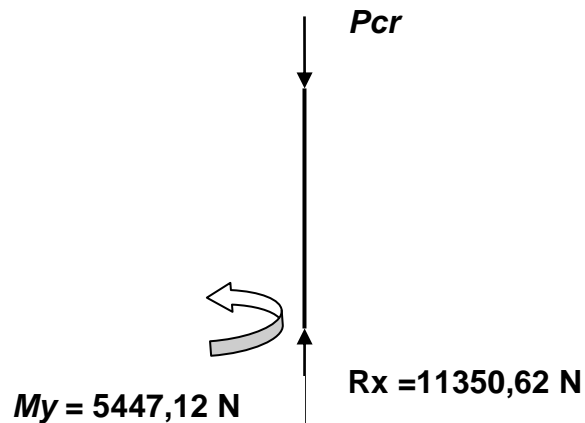


Figura 2.4 Fuerzas actuantes sobre la columna

El perfil seleccionado consta de una columna de espesor $e = 0,006 \text{ m}$ y $0,27 \times 0,19 \times 0,05 \times 0,03 \text{ m}$ como se observa en la Figura 2.5

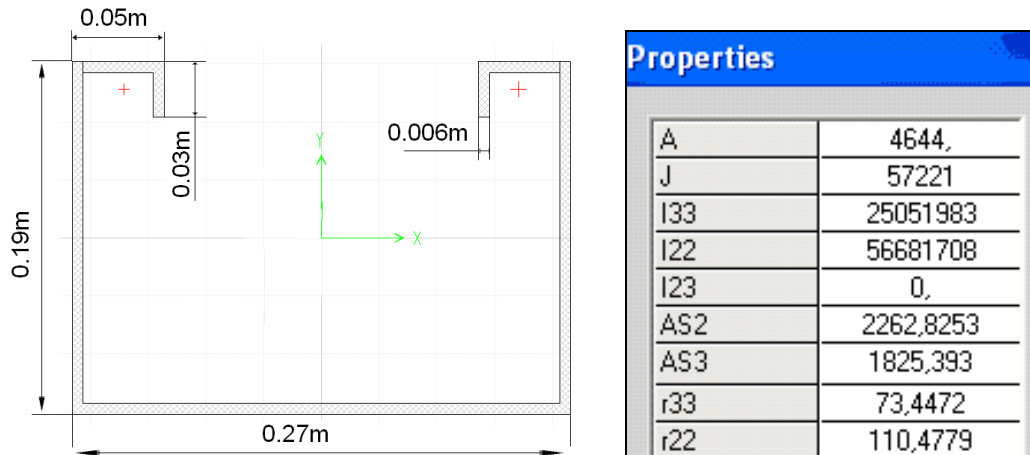


Figura 2.5 Perfil de la columna y propiedades de la sección

A continuación procedemos a calcular las características de la columna para el presente proyecto.

2.4.3.1 MOMENTO DE INERCIA

Con respecto a un eje plano es la suma de los momentos de inercia respecto de ese eje de todos los elementos de área contenidos en ella.

Donde I es el momento de inercia con respecto a cada eje en su plano y x, y son la distancia desde el centro de cada uno de los elementos al eje neutro respectivamente.

$$I_{xx} = \sum I_{xxi} \quad (2- 1)$$

$$I_{yy} = \sum I_{yyi} \quad (2- 2)$$

$$I_{xx} = 56681708 \text{ mm}^4 = 0,0000566 \text{ m}^4$$

$$I_{yy} = 25051983 \text{ mm}^4 = 0,00002505 \text{ m}^4$$

2.4.3.2 RADIO DE GIRO

Luego de calcular los momentos de inercia se calcula el radio de giro en cada uno de los ejes utilizando la ecuación (1- 5).

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}}$$

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{56681708}{4644}}$$

$$r_{xx} = 0,11047 \text{ m}$$

$$r_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}}$$

$$r_{yy} = \sqrt{\frac{25051983}{4644}}$$

$$r_{yy} = 0,07344 \text{ m}$$

2.4.3.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE ESBELTEZ

Para calcular la relación de esbeltez utilizaremos la ecuación (1- 7) además necesitaremos un valor de K, constante en función del tipo de empotramiento, el cual lo podemos ver en la Figura 1.13.

$$Re = \frac{K * L}{r_{\min}}$$

$$Re = \frac{2 * 1,80}{0,07344}$$

$$Re = 49$$

Después procedemos a calcular la razón de transición de delgadez C_c con la ecuación (1- 8)

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 E}{S_y} \right]^{1/2}$$

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 (200 * 10^9) Pa}{345 * 10^6 Pa} \right]^{1/2}$$

$$C_c = 106,97$$

Con los datos obtenidos aplicamos la ecuación (1-9) par determinar si se trata de una columna corta o larga, Como se puede observar en la Figura 2.6

$$Re > C_c = 49 > 106,97$$

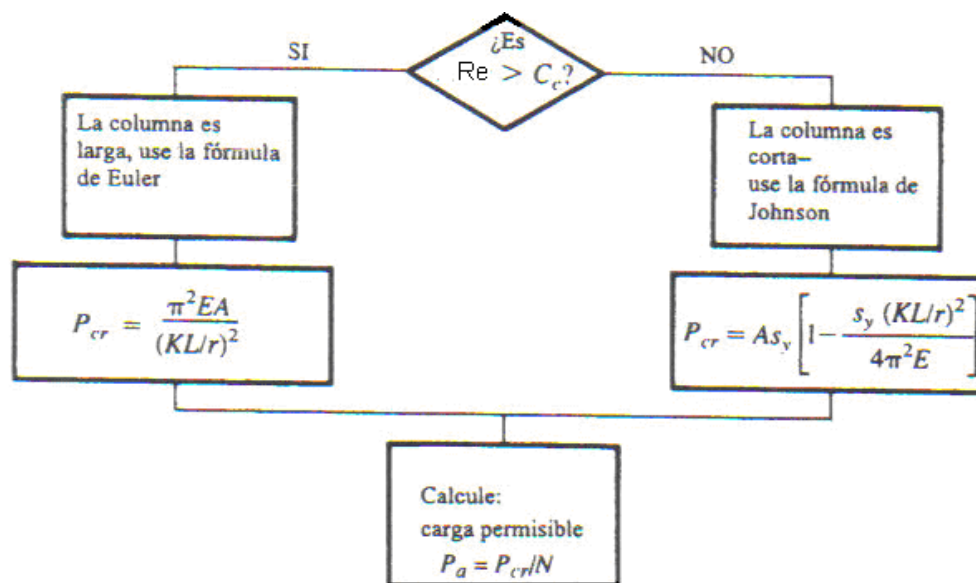


Figura 2.6 Diagrama de análisis de una columna

De esta relación podemos darnos cuenta que se trata de una columna corta, por lo tanto utilizaremos la fórmula de Jonson ecuación (1- 11) para calcular la carga permisible P_{cr} .

FÓRMULA DE JONSON

$$P_{cr} = A * S_y \left[1 - \frac{S_y (KL / r)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$P_{cr} = 0,004644\text{m}^2 * (345 * 10^6) Pa \left[1 - \frac{(345 * 10^6) Pa (49)^2}{4\pi^2 (200 * 10^9) Pa} \right]$$

$$P_{cr} = 14340935,0 \text{ 2N}$$

$$P_{cr} = 14340935,0 \text{ 2N}$$

Ahora calcularemos la carga permisible real Pa utilizando la ecuación (1-12) a la cual la columna empezaría a deformarse.

$$Pa = P_{cr} / N$$

De lo recomendado por los libros tomamos un factor de seguridad $N = 3$ ¹⁵

$$Pa = 14340935,0\text{N} / 3$$

$$Pa = 4780311,67\text{N}$$

CONCLUSIÓN:

De los cálculos obtenidos determinamos que las cargas aplicadas en la columna no provocaran ninguna deformación ya que están dentro del rango de carga permisible a la que fue diseñado nuestro proyecto.

$$P_a = \text{Carga de Diseño}$$

$$P_{cr} = \text{Carga de Cálculo.}$$

$$\mathbf{Pa > Pcr.}$$

$$Pa = 4780311.67 > Pcr = 11350.62 \text{ N}$$

¹⁵ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, Pág. 154

2.4.3.4 CÁLCULO DE SOLDADURA

Para el cálculo de las soldaduras utilizamos las ecuaciones (1- 16) y (1- 17)

2.4.3.4.1 CÁLCULO DE LA PLACA SOPORTE (BASE)

Resistencia a la tracción MIG = 58-63 kg/mm²

$$Lc = 30 + 50 + 190 + 279 + 190 + 50 + 30$$

$$Lc = 810mm$$

$$C = 10mm$$

$$Xs = (Lc - 2)C$$

$$Xs = (810mm - 2) * 10mm$$

$$Xs = 8080mm$$

$$F = (C * Xs) * Re$$

$$F = (10mm * 8080mm) * 58kg / mm^2$$

$$F = 4686400kg$$

$$F = 45957884,56N$$

2.4.3.4.2 CÁLCULO DE SOLDADURA DE LAS NERVADURAS

Sumatoria total de todo el cordón de suelda

$$Lc = 67 + 200 + 180$$

$$Lc = 447mm$$

$$Xs = (Lc - 2)C$$

$$Xs = (447mm - 2) * 10mm$$

$$Xs = 4450mm$$

$$F = (C * X_s) * Re$$

$$F = (10 * 4450) * 58 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

$$F = 2581000$$

$$F = 25310963,65 \text{ N}$$

Esfuerzo total que soportará la base es:

$$F_T = 45957884,56 \text{ N} + 25310963,65 \text{ N}$$

$$F_T = 71268848,21 \text{ N}$$

Conclusión:

La Fuerza que va a soportar los cordones de suelda es de 71268848,21 N por tanto soportará la fuerza ejercida sobre la columna que es de 16999,81 N, garantizando su correcto funcionamiento.

2.4.4 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS BRAZOS ⁸

Para los diseños de los brazos se realiza un análisis estático. La sección de los brazos esta compuesta de una sección tipo caja de 0,08 m * 0,10 m y un espesor e = 0,005 m como muestra en la Figura 2.6.

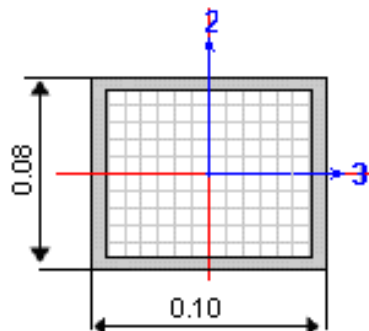


Figura 2.6. Sección de los brazos

Los parámetros de los brazos se calculan al igual que el análisis de la columna.

Tabla II. II Propiedades de la sección de los brazos

Section Name		BRAZOS	
Properties			
Cross-section (axial) area	1.700E-03	Section modulus about 3 axis	4.235E-05
Torsional constant	2.986E-06	Section modulus about 2 axis	4.828E-05
Moment of Inertia about 3 axis	1.694E-06	Plastic modulus about 3 axis	4.975E-05
Moment of Inertia about 2 axis	2.414E-06	Plastic modulus about 2 axis	5.825E-05
Shear area in 2 direction	8.000E-04	Radius of Gyration about 3 axis	0.0316
Shear area in 3 direction	1.000E-03	Radius of Gyration about 2 axis	0.0377

MOMENTOS DE INERCIA

$$I_{xx} = \frac{1}{12}(B * H^3 - b * h^3) \quad 16 \quad (2- 3)$$

$$I_{xx} = 2,414 * 10^{-6} m$$

$$I_{yy} = 1,694 * 10^{-6} m$$

RADIO DE GIRO

Para calcular el radio de giro utilizaremos la ecuación (1- 5).

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}}$$

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{2,414 * 10^{-6}}{1,7 * 10^{-3}}}, \quad r_{xx} = 0,0377 m$$

$$r_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}}$$

$$r_{yy} = \sqrt{\frac{1,694 * 10^{-6}}{1,7 * 10^{-3}}}, \quad r_{yy} = 0,0316 m$$

A continuación veremos el análisis de cada uno de los brazos del elevador.

¹⁶ Nicolás Larburu, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo, Pág. 154

2.4.4.1 CÁLCULOS DEL BRAZO PEQUEÑO

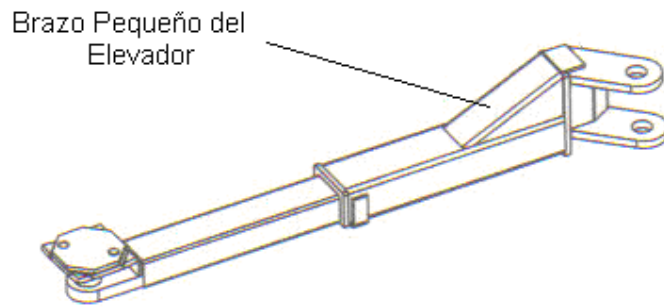


Figura 2.7 Brazo pequeño del elevador

Para los brazos se hace un análisis estático en donde se considera que el brazo se encuentra en un apoyo el cual restringe los movimientos solo en la dirección axial, y se encuentra aplicada una carga puntual 6850,263 N como se puede observar en la Figura 2.8



Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre

Donde:

F = Fuerza Aplicada(N)

R1 = Fuerza Reactiva (N)

Además debemos calcular los esfuerzos en la sección crítica donde el momento flector es máximo, como se observa en la Figura 2.9

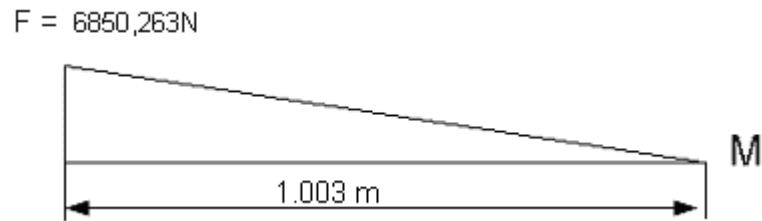


Figura 2.9 Diagrama de momento flexionante

$$M_{\max} = F * d \quad 17 \quad (2-4)$$

Donde:

M_{\max} = Momento flector máximo (N*m)

d = Distancia del brazo (m)

$M_{\max} = 685.236 \text{ N} * 1.003 \text{ m}$

$M_{\max} = 6870.81 \text{ N*m}$

Los esfuerzos de tensión en la viga σ se calcula en la sección crítica del perfil y se lo hace con respecto al momento flector máximo.

$$\sigma = \frac{M_{\max} * y}{I_{xx}} \quad 18 \quad (2-5)$$

Donde:

σ = Esfuerzo de tensión en la viga (MPa)

y = Distancia desde el eje neutro hasta el punto requerido (m)

I_{xx} = Momento de Inercia (m^4)

$$\sigma = \frac{6870,81 \text{ Nm} * 0,04 \text{ m}}{2,414 * 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 113849378,625 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$\sigma = 113,85 \text{ Mpa}$$

¹⁷ Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} Edición, Pág. 104

Además calcularemos los esfuerzos debidos al corte (τ). como se observa en la Figura 2.10.

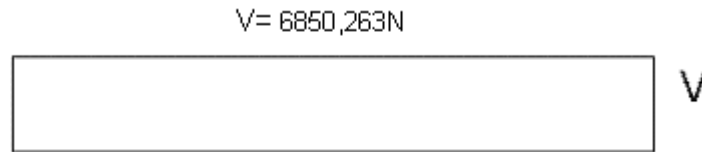


Figura 2.10. Diagrama de esfuerzo cortante

En este caso la fuerza cortante es constante y la sección del perfil se calcula con respecto a la siguiente relación:

$$\tau = \frac{3V}{2A} \quad 19 \quad (2- 6)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante ($N \cdot m^2$)

V = Fuerza cortante (N)

$$\tau = \frac{3 * 6850,263 N}{2 * (1.7 * 10^{-3})m^2}$$

$$\tau = 6044349,7 N / m^2$$

$$\tau = 6,04 Mpa$$

Ahora calculamos el factor de seguridad que se lo obtendrá comparando el esfuerzo máximo, con la resistencia a la fluencia del material (Acero A588).

La S_y resistencia a la fluencia del material A588 es: $S_y = 345 Mpa$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad 20 \quad (2- 7)$$

¹⁸ Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} Edición, Pág. 114

¹⁹ Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} Edición, Pág. 123

²⁰ Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} Edición, Pág. 25

Donde:

η = Factor de seguridad (Adimensional)

S_y = Resistencia a la fluencia (Mpa)

σ_{\max} = Esfuerzo máximo (Mpa)

$$\eta = \frac{345 \text{ MPa}}{113,85 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 3,03$$

Con los valores obtenidos, se establece que los factores de seguridad se cumple satisfactoriamente teniendo un valor de $\eta = 3,03$, con este valor podemos determinar que el brazo va a soportar la carga y no va a fallar.

2.4.4.1.1 CÁLCULO DE SUELDA EN LOS BRAZOS PEQUEÑOS

Para el cálculo de las soldaduras utilizamos las ecuaciones (1- 16) y (1- 17)

$$L_c = 932 + 546$$

$$L_c = 1478 \text{ mm}$$

$$C = 10 \text{ mm}$$

$$X_s = (L_c - 2)C$$

$$X_s = (1478 \text{ mm} - 2) * 10 \text{ mm}$$

$$X_s = 14760 \text{ mm}$$

$$F = (C * X_s) * Re$$

$$F = (10 \text{ mm} * 14760 \text{ mm}) * 58 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

$$F = 2540400 \text{ kg} = 8395769.32 \text{ N}$$

Conclusión:

Podemos decir que la suelda utilizada en estos brazos es la mas optima para soportar las grandes cargas y esfuerzos a los que esta sometido cada uno de estos brazos. Ya que va a soportar la carga de 6850,263 N que se ejerce en los brazos.

2.4.4.2 CÁLCULOS DEL BRAZO LARGO

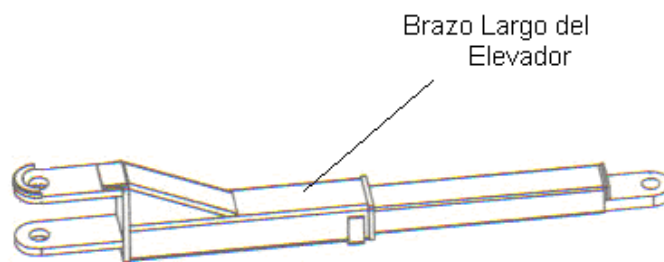


Figura 2.11 Brazo largo del elevador

Para los brazos largos se hace un análisis estático donde se encuentra aplicada una carga puntual 2935,827 N como se puede observar en la Figura 2.12



Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre

Además debemos calcular los esfuerzos en la sección crítica donde el momento flector es máximo utilizando la ecuación (2-4), como se observa en la Figura 2.13

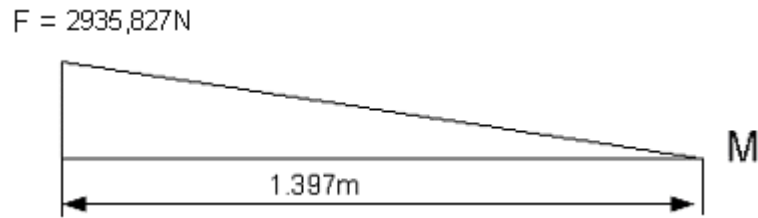


Figura 2.13 Diagrama de momento flexionante

$$M_{\max} = F * d$$

$$M_{\max} = 2935,827 \text{ N} * 1.397 \text{ m}$$

$$M_{\max} = 4101,35 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Los esfuerzos de tensión en la viga σ se calcula con la ecuación (2- 5) en la sección crítica del perfil y se lo hace con respecto al momento flector máximo.

$$\sigma = \frac{M_{\max} * y}{I_{xx}}$$

$$\sigma = \frac{4101,35 \text{ N}\cdot\text{m} * 0,04 \text{ m}}{2,414 * 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 67959403,48 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$\sigma = 67,95 \text{ MPa}$$

Además los esfuerzos debidos al corte (τ) se presentan por la fuerza cortante **V** como se observa en la Figura 2.14.

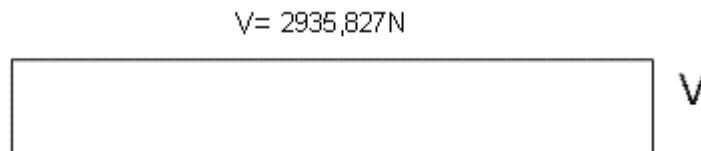


Figura 2.14. Diagrama de esfuerzo cortante

En este caso la fuerza cortante es constante y la sección del perfil se calcula utilizando la ecuación (2- 6).

$$\tau = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau = \frac{3 * 2935,827 N}{2 * (1,7 * 10^{-3})m^2}$$

$$\tau = 2590435,588 N / m^2$$

$$\tau = 2,59Mpa$$

Ahora calculamos el factor de seguridad que se lo obtendrá comparando el esfuerzo máximo, con la resistencia a la fluencia del material (Acero A588) utilizando la ecuación (2-7).

La S_y resistencia a la fluencia del material A588 es: $S_y = 345 Mpa$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\eta = \frac{345 MPa}{67,95 MPa}$$

$$\eta = 5,07$$

Con los valores obtenidos, se establece que los factores de seguridad se cumple satisfactoriamente teniendo un valor de $\eta = 5,07$ con este valor podemos determinar que el brazo va ha soportar la carga y no va ha fallar.

2.4.4.2.1 CÁLCULO DE SUELDAS EN LOS BRAZOS LARGOS

Para el cálculo de las soldaduras utilizamos las ecuaciones (1- 16) y (1- 17)

$$L_c = 932 + 546$$

$$L_c = 1478mm$$

$$C = 10mm$$

$$X_s = (L_c - 2)C$$

$$X_s = (1478\text{mm} - 2) * 10\text{mm}$$

$$X_s = 14760\text{mm}$$

$$F = (C * X_s) * Re$$

$$F = (10\text{mm} * 14760\text{mm}) * 58\text{kg} / \text{mm}^2$$

$$F = 2540400\text{kg} = 8395769.32\text{N}$$

Conclusión:

La Fuerza que va a soportar los cordones de suelda es de 8395769,32 N por tanto soportará la fuerza Ejercida que va a ejercerse en los brazos de 2935,827 N, y este mismo de sueldas se utilizara en los brazos cortos.

2.4.4.3 CABLES

2.4.4.3.1 CÁLCULO DE CABLE

Para dimensionar cual debe ser el diámetro del cable de acero para trasportar una determinada carga debemos siempre utilizar el factor de seguridad recomendado por el fabricante y en función del tipo de servicio. Los datos para el cálculo del cable se pueden obtener en la Tabla II. III

Tabla II. III Datos para el cálculo del cable

DATOS PARA EL CÁLCULO
CARGA A SER TRANSPORTADA = 2 Ton
TIPO DE SERVICIO = Servicios generales de levantamiento de carga
FACTOR DE SEGURIDAD = El factor de seguridad deseable para las condiciones dadas puede obtenerse consultando la Tabla II. IV

Tabla II. IV Cable normal para elevación

Diámetro plg	Peso aprox. Lb/pie	RESISTENCIA DE RUPTURA TONELADAS		
		Acero de centro azul (Ton)	Acero para arados (Ton)	Acero dulce para arados (Ton)
9/16	0,51	13,5	11,8	10,2
½	0,40	10,7	9,35	8,13
7/16	0,31	8,27	7,19	6,25
3/8	0,23	6,10	5,31	4,62
5/16	0,16	4,26	3,71	3,22
¼	0,10	2,47	2,39	2,07

CONCLUSIÓN:

De acuerdo con la carga aplicada que en este caso es de 2 Ton y la tabla de selección de cable. Tenemos por lo tanto que se elige un cable de 5/16" el cual tiene una resistencia a la ruptura de 4,26 Ton lo cual asegura un funcionamiento correcto del presente proyecto.

2.4.4.4 POLEAS

Con los datos del diámetro del cable que es Φ Cable = 5/16" y la tabla de relación del tipo del cable y diámetro de polea, procedemos al cálculo de los diámetros de la polea a utilizar en el presente proyecto.

Tabla II. V Diámetro de las poleas según el cable

RELACIÓN DEL TIPO DEL CABLE Y DIÁMETRO DE POLEA		
TIPO CABLE	DIÁMETROS RECOMENDADOS	DIÁMETROS MÍNIMOS
6*7	7.2 x diámetro del cable	4.2 x diámetro del cable

6*19 seale	5.1 x diámetro del cable	3.4 x diámetro del cable
6*19 común	3.9 x diámetro del cable	2.6 x diámetro del cable
18*7	5.1 x diámetro del cable	3.4 x diámetro del cable
6*25 Filler (3/8)	8.0 x diámetro del cable	6.0 x diámetro del cable
6*36 Warrington	3.4 x diámetro del cable	2.3 x diámetro del cable
6*37 Común	2.7 x diámetro del cable	1.8 x diámetro del cable
6*41 Warrington	3.1 x diámetro del cable	2.0 x diámetro del cable

De acuerdo a la Tabla II. V, la polea recomendada será:

6*25 Filler (3/8)	8.0 x diámetro del cable	6.0 x diámetro del cable
--------------------------	---------------------------------	---------------------------------

Con estas condiciones tenemos los siguientes resultados:

Diámetro recomendado = 8.0 x diámetro del cable

Diámetro recomendado = 8 x 5/16"

Diámetro recomendado = 2,5"

Diámetro mínimo = 6.0 x diámetro del cable

Diámetro mínimo = 6 x 5/16"

Diámetro mínimo = 1,875"

2.4.4.5 SELECCIÓN DE CADENA

De acuerdo con la carga aplicada que en este caso es de 2 Ton y la Tabla I. II de selección de cadenas.

Tenemos por lo tanto que se elige una cadena de rodillos dobles **08B-2** de una longitud total de 2.32 m.

El cual tiene una resistencia a la ruptura de 32 KN lo cual asegura un funcionamiento correcto del presente proyecto ya que va a soportar la carga a levantar de 9786,09 N

2.5 DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS

2.5.1 DISEÑO DEL CILINDRO

El cilindro se diseña como un cilindro de pared gruesa que está sometido a una presión interna de $p = 3.17$ MPa que genera el fluido, de acuerdo a los manuales del fabricante.

La fuerza máxima que debe transmitir cada cilindro para la capacidad del elevador en su posición crítica es de 9786,09 N

Utilizando la ecuación (1- 2) calculamos el área del cilindro:

$$A = \frac{F}{p}$$
$$A = \frac{9786,09N}{3,17 * 10^6 \frac{N}{m^2}} = 0,00308m^2$$

A continuación calcularemos el diámetro interior del cilindro hidráulico.

$$Di = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad 21 \quad (2- 8)$$

Donde:

p = presión del fluido (N/m^2)

²¹ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, APÉNDICE 1

F = Fuerza transmitida (N)

A = Área del cilindro (m²)

Di = Diámetro Interior del Cilindro (m)

$$Di = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$Di = \sqrt{\frac{4 * 0.00308}{\pi}} = 0.0626 \text{ m (2,47")}$$

En el mercado no podemos encontrar cilindros de diámetro interior de 2,47 plg por lo seleccionamos un cilindro hidráulico con Di = 2,469 plg. (0.0627 m). De tubo sin costura de acero A-53 grado B, célula 40 con esfuerzo permisible de 60000 psi de diámetro 2,469 plg.

Propiedades físicas del tubo sin costura de acero A-53 grado B (ver Anexo 6)

Diámetro Interior = 2,469 plg

Diámetro Exterior = 2.875 plg

CÁLCULO DEL ESFUERZO PRODUCIDO POR EL TUBO

Datos:

$ri = 1,25$ plg

$re = 1.45$ plg

$$S_t = \frac{ri^2 * p_1}{re^2 - ri^2} \left(1 + \frac{re^2}{r^2} \right) \quad \mathbf{22} \quad \mathbf{(2- 9)}$$

Donde:

S_t = Esfuerzo tangencial en el radio r (MPa)

²² Baumeister, T.: y otros, Marcks Manual del Ingeniero Mecánico, 8^{va} Edición, Pág. 3-26

r_i = radio interior (plg.)

r_e = radio exterior (plg.)

p_1 = presión interna (MPa) presiones

$$S_t = \frac{1.27^2 * 3.17}{1.45^2 - 1.27^2} \left(1 + \frac{1.45^2}{1.45^2} \right)$$

$$S_t = 15,9 \text{MPa}$$

El tubo seleccionado cumple satisfactoriamente la presión generada, ya que el esfuerzo tangencial calculado es mayor que es esfuerzo tangencial diseñado.

$$S_t > p$$

S_t = Esfuerzo tangencial calculado = 15.9 MPa

p = Esfuerzo tangencial diseñado = 3.17 MPa

2.5.2 DISEÑO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO

La posición mayor de esfuerzo del vástago del cilindro, es cuando en el cilindro actúa una presión de 3.17 MPa sobre el área del pistón a través del sello principal del pistón

El vástago se considera como una columna empotrada y libre por el otro extremo como se observa en la Figura 2.15.



Figura 2.15 Columna empotrada y libre por el otro extremo

CÁLCULO DE LA LONGITUD EFECTIVA (L_e)

Para calcular la longitud efectiva del vástago del cilindro utilizaremos la ecuación (1- 6) conjuntamente con los datos dados a continuación.

Datos:

$$F = 9786,09 \text{ N}$$

$$L = 1,065 \text{ m}$$

$$L_e = 2 * L$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$L_e = K * L$$

$$L_e = 2 * L$$

$$L_e = 2 * 1,25$$

$$L_e = 2,50 \text{ m}$$

RADIO DE GIRO

$$r_{\min} = \frac{1}{4} d^{23}$$

²³ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, APÉNDICE 1

$$r_{\min} = \frac{1}{4} * 0,045$$

$$r_{\min} = 0,01125 \text{ m}$$

CÁLCULO DEL FACTOR DE ESBELTEZ

Para calcular la relación de esbeltez utilizaremos la ecuación (1-7), y necesitamos un valor de K constante en función del tipo de empotramiento el cual lo podemos encontrar de la Figura 2.15.

$$Re = \frac{Le}{r_{\min}}$$

$$Re = \frac{K * L}{r_{\min}}$$

$$Re = \frac{2,50m}{0,01125}$$

$$Re = 222,22$$

Después procedemos a calcular la razón de transición de delgadez utilizando la ecuación (1- 8).

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 E}{S_y} \right]^{1/2}$$

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 (200 * 10^9) Pa}{310 * 10^6 Pa} \right]^{1/2}$$

$$C_c = 112,85$$

Ahora determinaremos si se trata de una columna corta o larga utilizando la ecuación (1- 9).

$$KL / r > C_c$$

$$222,22 > 112,85$$

De esta relación podemos darnos cuenta que se trata de una columna larga, por lo tanto utilizaremos la ecuación (1- 10) de Euler para su análisis.

FÓRMULA DE EULER

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{(KL/r)^2}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (200 * 10^9 \text{ N/m}^2) * (1,59 * 10^{-3} \text{ m}^2)}{(222,22)^2}$$

$$P_{cr} = 63555,32 \text{ N}$$

Ahora utilizando la ecuación (1-12) para calcular la carga permisible P_a ha la cual la columna empezaría a deformarse.

$$P_a = P_{cr} / N$$

De lo recomendado por los libros tomamos un factor de seguridad $N = 3$

$$P_a = 63555,32 \text{ N} / 3$$

$$P_a = 21185,1 \text{ N}$$

CONCLUSIÓN:

De los cálculos obtenidos determinamos que las cargas aplicadas en la columna no provocaran ninguna deformación ya que están dentro del rango de carga permisible a la que fue diseñado nuestro proyecto.

$$P_a > P_{cr}$$

$$P_a = 21185,1 > P_{cr} = 9786,09 \text{ N}$$

2.5.3 SELECCIÓN DE LA UNIDAD DE POTENCIA.

2.5.3.1 DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE LA BOMBA

Para calcular el caudal de la bomba necesitamos los siguientes parámetros.
Tiempo de elevación, recorrido y el diámetro interior del cilindro.

Datos:

$$D_i = 2,5 \text{ plg } (0,0635 \text{ m})$$

$$C = 1,25 \text{ m}$$

$$T = 50 \text{ s} = 0.83 \text{ min}$$

Para el cálculo del caudal de la bomba utilizaremos la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{\pi * D_i^2 * C}{4 * t} \quad 24 \tag{2- 10}$$

Donde:

Q = Caudal (GPM)

D_i = Diámetro interior del cilindro (m)

C = Carrera útil del pistón (m)

t = Tiempo de elevación (s)

$$Q = \frac{\pi * (0,0635 \text{ m})^2 * 1,25 \text{ m}}{4 * 50 \text{ s}}$$

$$Q = 7,92 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 1,3 \text{ GPM}$$

²⁴ Parker, Industrial Hydraulic Technology, 21th Edición, Ohio, 1986, Pág. 4 - 5

Este caudal es calculado para un solo cilindro, en nuestro caso es necesario multiplicar este valor por los dos cilindros del presente proyecto.

$$Q_T = 1,3 * 2 = 2,6 \text{GPM}$$

Por tanto seleccionamos una bomba que genere 2,6 GPM de caudal, para subir el émbolo del cilindro en un tiempo de 50 s.

2.5.3.2 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO

La potencia del motor eléctrico se calcula en función de la presión y el caudal que va a generar la bomba.

$$Potencia = p * Q \quad 25 \quad (2-11)$$

Donde:

p = presión en los cilindros 15,9 MPa (2306,1 psi)

Q = caudal de la bomba (GPM).

$$Potencia = p * Q$$

$$Potencia = \left(15900000 \frac{N}{m^2} \right) * \left(7,92 * 10^{-5} \frac{m^3}{s} \right)$$

$$Potencia = 1259,28 \frac{Nm}{s}$$

$$Potencia = 1259,28 \frac{kgm * m^2}{s^3}$$

$$Potencia = \frac{1259,28 \frac{kgm * m^2}{s^3}}{745.7}$$

²⁵ Parker, Industrial Hydraulic Technology, 21th Edición, Ohio, 1986, Pág. 4 - 5

$$Potencia=1.68HP$$

Del mercado seleccionamos un motor eléctrico con las siguientes características:

MOTOR ELÉCTRICO				
Voltaje (VCA)	Frecuencia (Hz)	Corriente (A)	Potencia (HP)	Revoluciones (rpm)
208 – 220	60	15 – 18	2	3450

2.5.3.3 DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL DEPÓSITO DE ACEITE

Calculamos el volumen de aceite en los cilindros.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad 26 \quad (2-12)$$

$$A = \frac{\pi(0,0635 \text{ m})^2}{4}$$

$$A = 3,16 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = A * C * \#cilindros \quad (2-13)$$

Donde:

V = Volumen de aceite en los cilindros. (Galones)

D = Diámetro del cilindro (m)

A = Área del cilindro. (m²)

C = Carrera útil del pistón (m)

= Número de cilindros (Adimensional)

²⁶ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, APÉNDICE 1

$$V = A * C * \#cilindros$$

$$V = 3,16 * 10^{-3} * 1,065 * 2$$

$$V = 0,0067308 \text{ m}^3$$

$$V = 1,78 \text{ Galones}$$

De acuerdo al catalogo de la JSB indica que el deposito de aceite debe ser de 2.5 a 3 veces el volumen de aceite que utiliza los cilindros. Por tanto seleccionamos un depósito de aceite de 4,45 Galones.

2.5.4 SELECCIÓN DE ACCESORIOS HIDRÁULICOS

Para el presente proyecto seleccionamos los siguientes accesorios, los cuales se pueden observar en la Figura 2.16

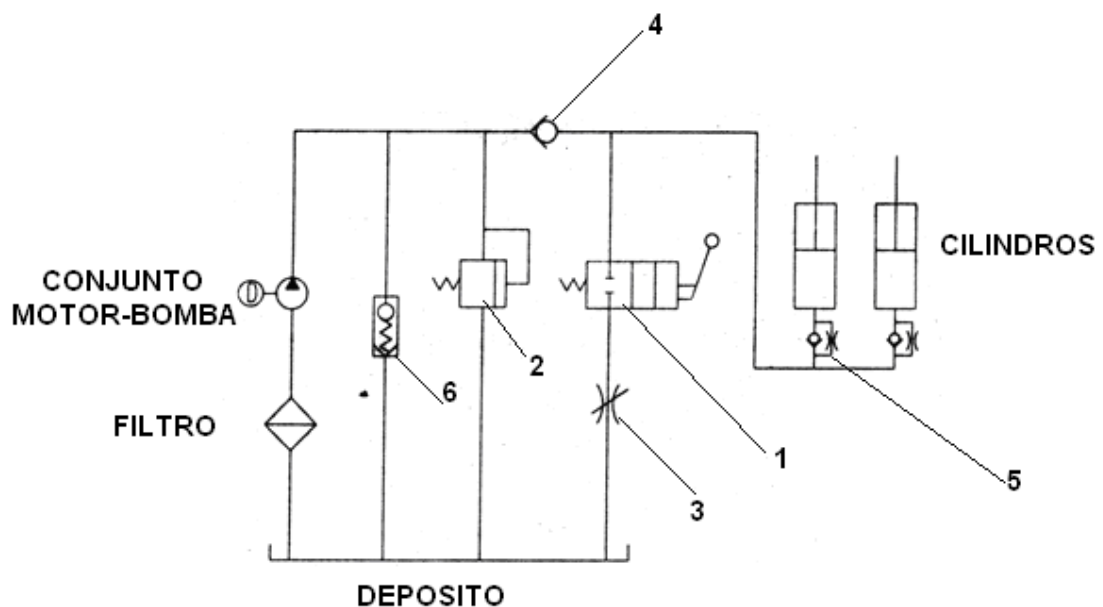


Figura 2.16 Diagrama del circuito hidráulico

- 1) Válvula distribuidora de 2 vías y 2 posiciones (2 v / 2 p), (2 / 2)
- 2) Válvula reguladora de presión de 0 a 2000 psi.
- 3) Válvula de control de flujo.
- 4) Válvula check

- 5) Válvulas check con regulador de caudal
- 6) Válvula check con regulación de presión

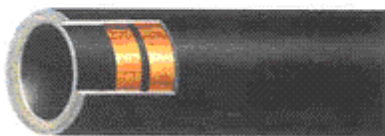
2.5.5 SELECCIÓN DE LAS UNIONES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Del catalogo del fabricante seleccionamos la manguera hidráulica, que cumple con las presiones que se van a generar en el sistema:

Tabla. Catalogo de mangueras hidráulicas

SAE 100 R2AT

DN (pulgadas)	d1 ø interior (mm)	d2 ø exterior mínimo (mm)	d3 ø refuerzo mínimo (mm)	Pres. de trabajo (bar)	Pres. de prueba (bar)	Pres. de rotura (bar)	Radio de curvatura (mm)	Peso aprox. (Kg/m)	Código
3/16	4.80	13.00	10.90	415	430	1650	90	0.320	M2AT004
1/4	6.40	14.50	12.50	400	800	1600	100	0.370	M2AT006
5/16	7.90	16.00	14.10	350	700	1400	115	0.412	M2AT007
3/8	9.50	18.50	16.40	330	660	1320	130	0.530	M2AT009
1/2	12.70	21.80	19.60	275	550	1100	180	0.640	M2AT012
5/8	15.90	25.10	22.50	250	500	1000	200	0.770	M2AT015
3/4	19.00	28.80	26.60	215	430	850	240	0.960	M2AT019
1	25.40	37.30	34.50	165	330	650	300	1.350	M2AT025
1 1/4	31.80	47.10	44.30	125	250	500	420	2.050	M2AT031
1 1/2	38.10	53.50	50.10	90	180	360	500	2.511	M2AT038
2	50.80	66.30	63.30	80	160	320	630	3.160	M2AT050



Construcción

Tubo Int.: Caucho sintético

Refuerzo: 2 trenzas de alambre de acero de alta resistencia

Tubo ext.: Caucho sintético resistente al ozono, intemperie y abrasión

Temp.: -40°C a +100°C

Del catalogo seleccionamos la manguera hidráulica recomendada por el fabricante.

SAE 100 R2AT

DN (pulgadas)	d1 ø interior (mm)	d2 ø exterior mínimo (mm)	d3 ø refuerzo mínimo (mm)	Pres. de trabajo (bar)	Pres. de prueba (bar)	Pres. de rotura (bar)	Radio de curvatura (mm)	Peso aprox. (Kg/m)	Código
1/4	6.40	14.50	12.50	400	800	1600	100	0.370	M2AT006

2.6 USO DE SOFTWARE SAP2000 VERSIÓN 9

INGENIERÍA DE PROYECTO

A continuación se detalla todo el procedimiento realizado en el programa SAP2000 que describe el cálculo y diseño bajo las normas técnicas previamente planteadas.

1. Definición Del Sistema De Unidades



2. Creación Del Modelo Geométrico

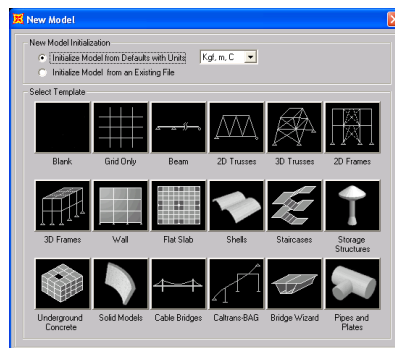


Figura 2.17 Creación de modelo geométrico

Se escoge la opción 3D frames que corresponden al diseño de un pórtico espacial.

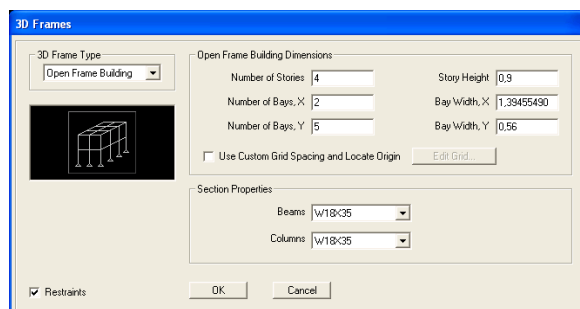


Figura 2.18 Opción 3D Frames Type

Se debe observar que los datos para el diseño geométrico corresponde a las dimensiones del elevador; Altura $4 \cdot 0.9 \text{ m} = 3.6 \text{ m}$, ancho $5 \cdot 0.56 \text{ m} = 2.80 \text{ m}$, y los brazos $1.5 = \sqrt{(1.427754)^2 + (0.56)^2}$ (Del teorema de Pitágoras).

La longitud adoptada de 1,5 m corresponde al criterio de una dimensión máxima para brazos delanteros y traseros adoptando un factor de seguridad, la distancia efectiva de los brazos delanteros es menor que la distancia efectiva que los brazos traseros, en ese caso se tiene valores para esta capacidad de carga de hasta 9786,09 N que son 1.003 m de brazo delantero y 1.397 m de brazo trasero, esto se debe a que se equilibran los pesos del vehículo en referencia a la elevación del auto respecto a su centro de gravedad.

También se puede observar en este modelo inicial que se presume un tipo de perfil que luego tendrá que ser cambiado por las dimensiones del perfil A588 y también se observa que se tienen ya las restricciones de desplazamiento y giro en lo apoyos.

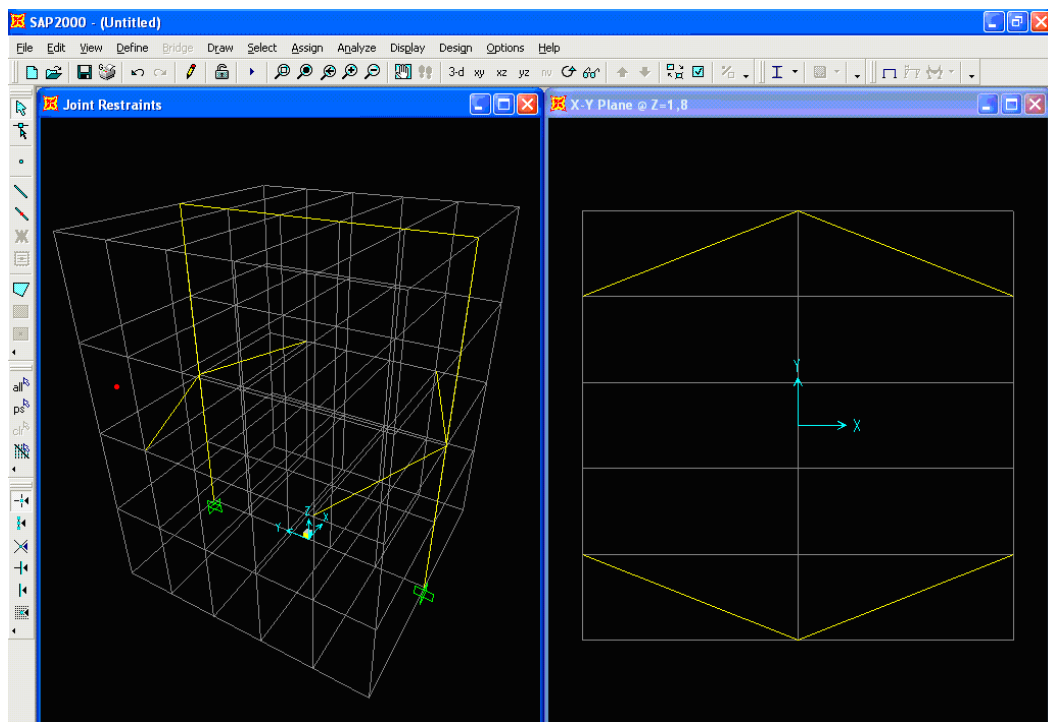


Figura 2.19 Restricciones de desplazamiento y giro en los apoyos.

Como se puede observar en la Figura 2.20. El modelo básico de cálculo estructural y a partir de aquí se debe tomar en cuenta el material del cual esta hecho el perfil de acero estructurado que en este caso tiene un valor de $f_y = 3.45 \text{ N/m}^2$ el cual se lo asigna mediante la interfaz grafica del programa.

Material Name	STEEL	Display Color	Color
Type of Material	<input checked="" type="radio"/> Isotropic <input type="radio"/> Orthotropic <input type="radio"/> Anisotropic	Type of Design	Design
Analysis Property Data	Mass per unit Volume: 7800, Weight per unit Volume: 76972.86 Modulus of Elasticity: 2,000E+11 Poisson's Ratio: 0,3 Coeff of Thermal Expansion: 1,170E-05 Shear Modulus: 7,692E+10	Design Property Data (AISC-LRFD93)	Minimum Yield Stress, F_y : 3,450E+08 Minimum Tensile Stress, F_u : 4,100E+08

Figura 2.20 Modelo básico de cálculo.

A continuación se va a asignar en el programa la sección del perfil transversal de acero del que esta constituido el mismo. Por lo tanto nos dirigimos al menú channel section en el cual definimos nuestra sección transversal con el nombre Columna de dimensiones (0,27*0,19*0,05*0.006) m.

Section Name	COLUMNAG	
Properties	Property Modifiers	Material
Section Properties...	Set Modifiers...	STEEL
Dimensions		
Outside Height (A')	0,27	
Outside Width (B')	0,19	
Thickness (t)	6,000E-03	
Radius (R)	6,000E-03	
Lip Depth (C')	0,05	

Figura 2.21 Asignación de sección del perfil transversal

A continuación asignaremos a cada uno de los miembros de la estructura sus correspondientes secciones transversales y la observaremos de la manera siguiente.

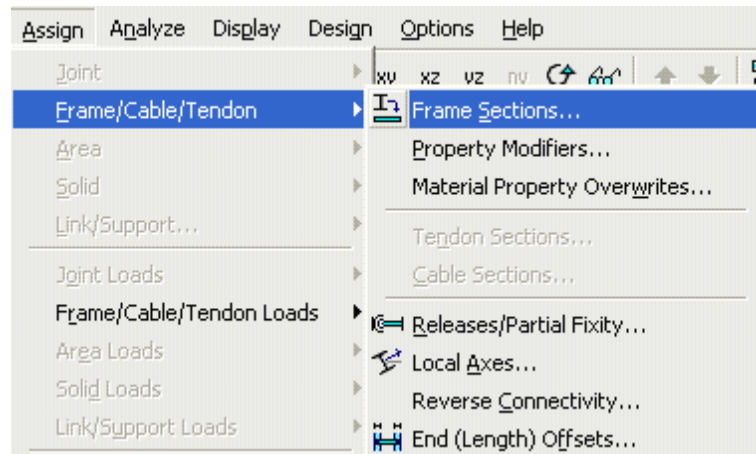


Figura 2.22 Asignación de las secciones

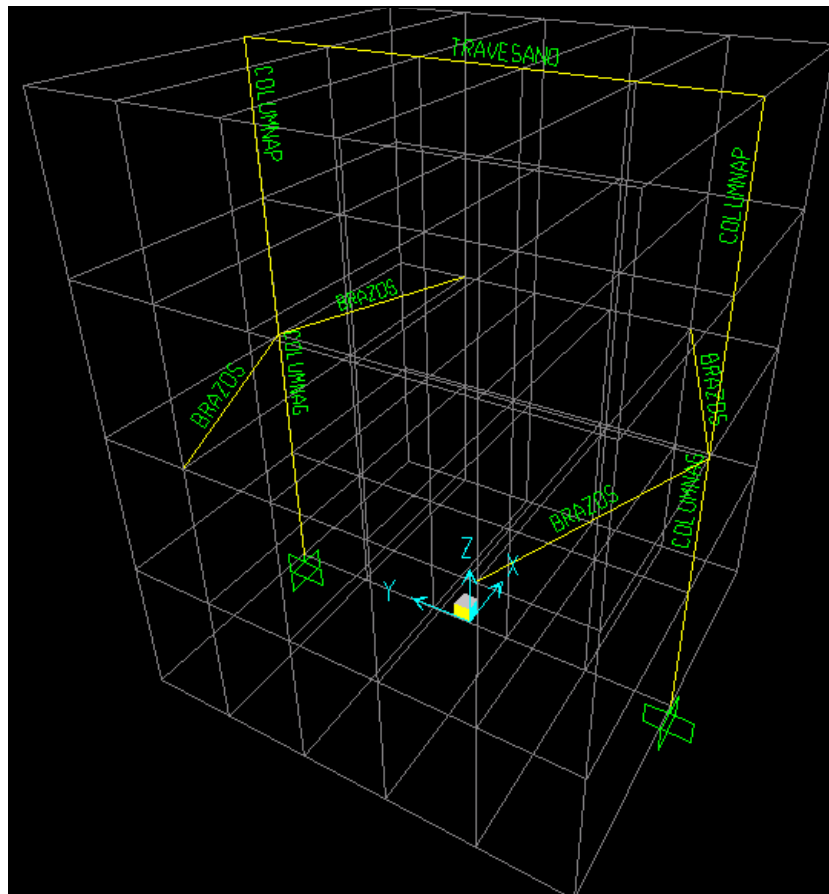


Figura 2.23 Resultado de asignación de las secciones

El último paso para entrar ya en el cálculo es únicamente someter a la estructura a las cargas en este caso que son consideradas como puntuales y se deben a la carga real a elevar cada columna de 9786,09 N, el criterio es considerar que la ubicación de los puntos para elevación permitirá una distribución uniforme de su peso en las cargas puntuales resultantes y en este caso serán de 2935,827 N de los brazos largos y 6850,263 N en los brazos pequeños.

Esto se lo observar en la siguiente interfase. (Ver figuras 2.24, 2.25, 2.26)

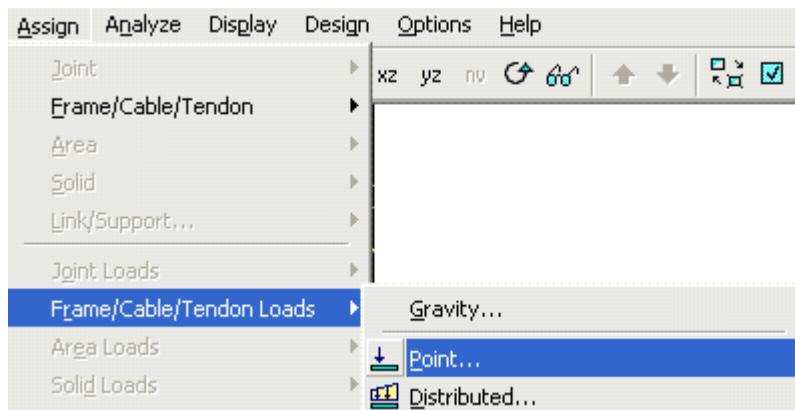


Figura 2.24 Cargas que soporta la estructura (SAP)

Load Case Name	DEAD	Units	N, m, C
Load Type and Direction		Options	
<input checked="" type="radio"/> Forces <input type="radio"/> Moments Coord Sys: GLOBAL Direction: Gravity		<input type="radio"/> Add to Existing Loads <input checked="" type="radio"/> Replace Existing Loads <input type="radio"/> Delete Existing Loads	
Point Loads			
	1.	2.	3.
Distance	0,	0,25	0,75
Load	0,	0,	6850,63

Figura 2.25 Selección de cargas que soporta la estructura (SAP)

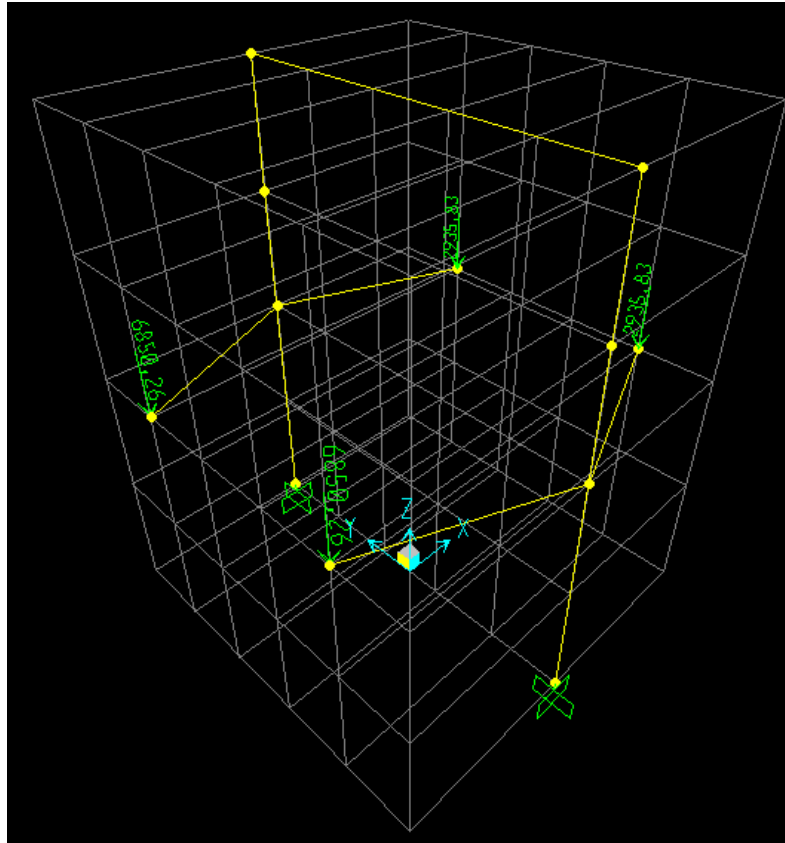


Figura 2.26 Vista general de las cargas que soportan la estructura

De esta manera se tiene ya lista la geometría de la estructura crítica del elevador, apoyos, materiales, sección transversal y cargas con lo cual se puede empezar ya el cálculo estructural respectivo.

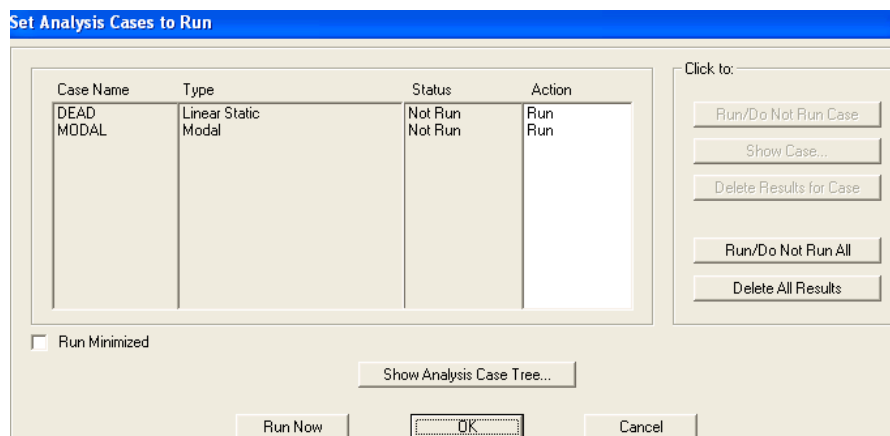


Figura 2.27 Determinación del cálculo de las reacciones en los apoyos

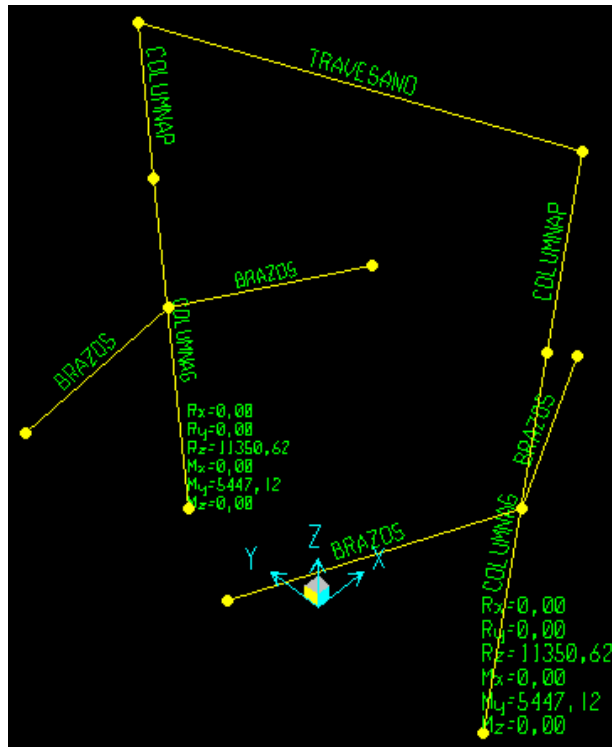


Figura 2.28 Carga axial, cortante, momento y análisis reacciones.

A continuación a través de la interfase grafica se van a observar los resultados.

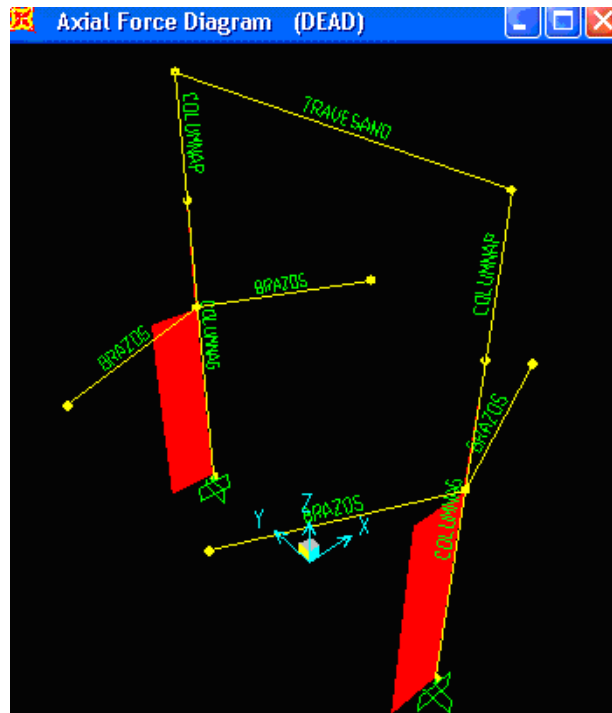


Figura 2.29 Diagrama de carga axial

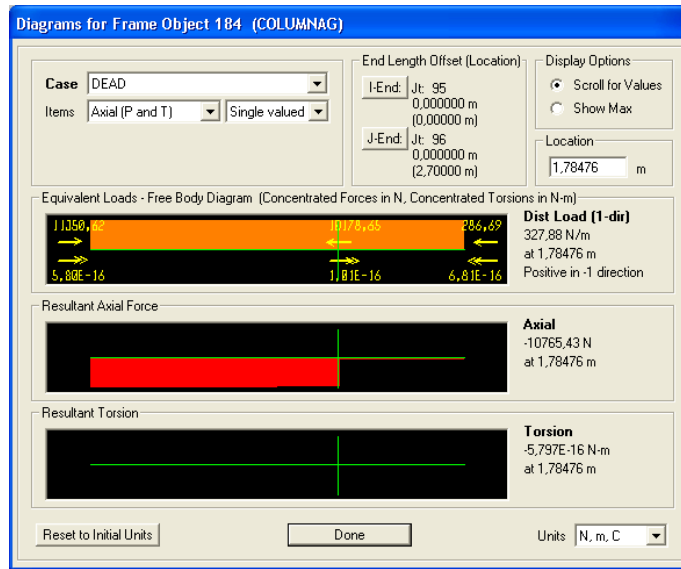


Figura 2.30 Detalle del grafico columna de marco rígido sometido a carga axial

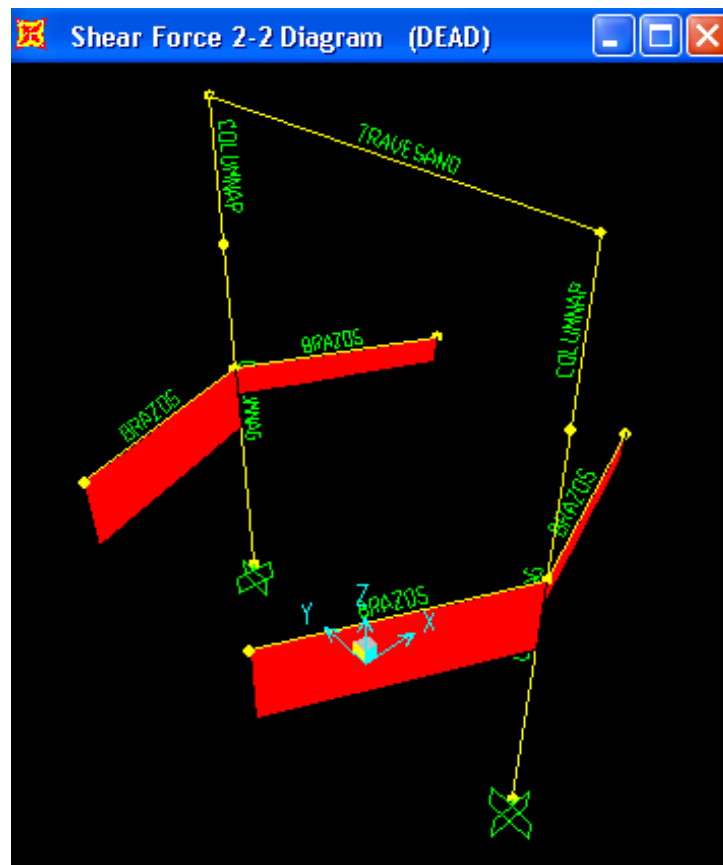


Figura 2.31 Diagrama de eje cortante A1

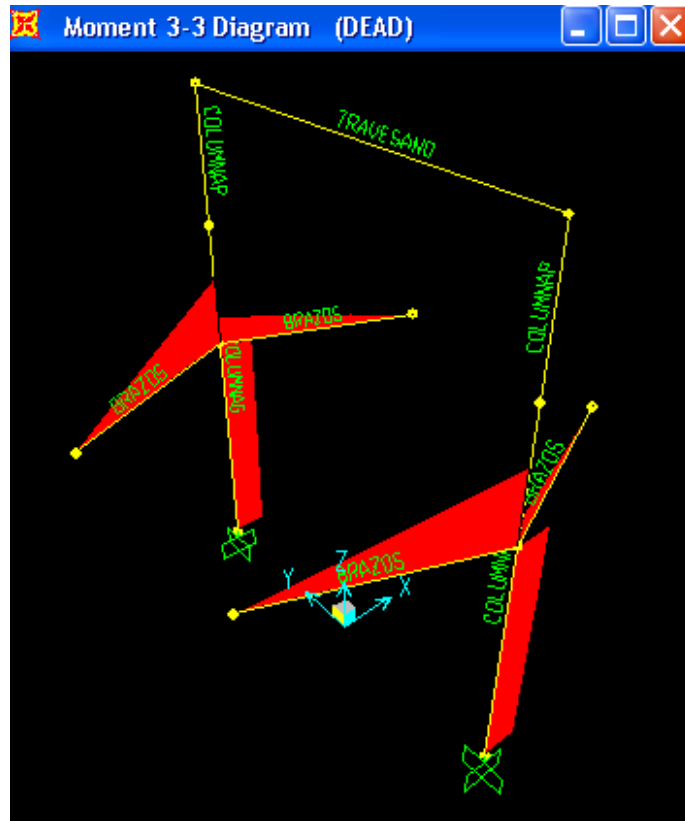


Figura 2.32 Diagrama de momento respecto a eje A2

A continuación se detallan el cálculo de las reacciones que son críticas en las vigas (Brazos) en cualquier sección que se desee determinar sus valores.

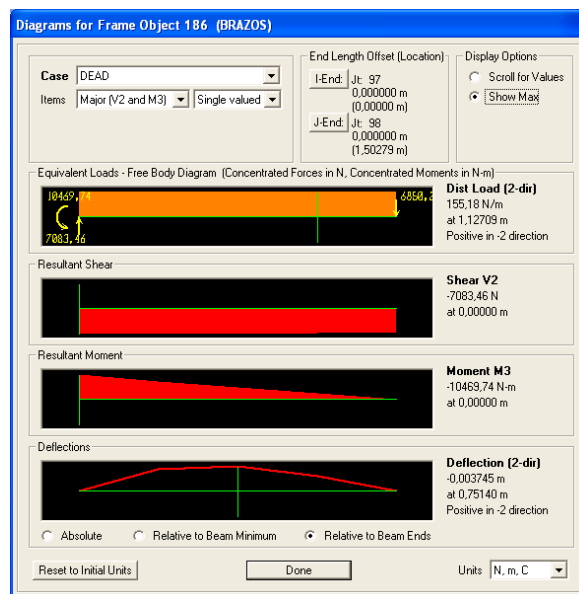


Figura 2.33 Detalle de cálculo de reacciones críticas

Se puede observar en la figura 2.34 Que las deflexiones al igual que sus valores son muy pequeñas es decir que la viga prácticamente no se deforma debido a la presencia de las cargas. A continuación se detallan el cálculo de reacciones que son críticas en las columnas (soportes) en cualquier sección que se desee determinar sus valores.

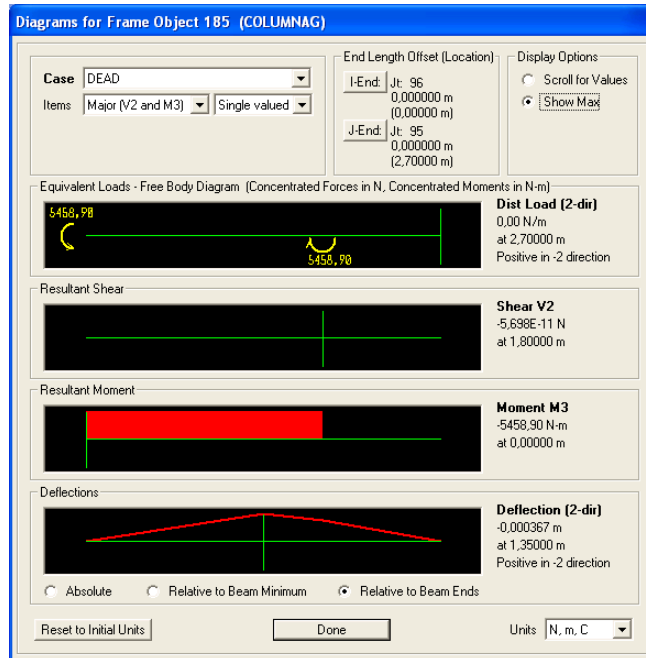


Figura 2.34 Reacciones críticas en las columnas

Se puede observar que la deflexión a una altura de 1,35 m no llega a hacer una milésima de milímetro.

Conclusión:

En conclusión el software SAP2000 versión 9 nos ayuda a determinar que el presente proyecto de tesis está diseñado para soportar todas las cargas y esfuerzos a los que va a estar sometido con total seguridad, garantizando así su correcto funcionamiento.

III. MONTAJE DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO

3.1 MANUAL DE INSTALACIÓN DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO

INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN

Paso 1: Después de descargar el elevador, póngalo cerca del sitio de la instalación.

Paso 2: Una vez decidido el lugar de instalación, asegúrese que la colocación del elevador sea apropiada, observe las paredes y obstáculos. También verifique la altura del techo. Note que la unidad de potencia se pueda colocar en cualquier lado de la columna, preferiblemente al lado del conductor del vehículo.

Paso 3: Proceda a la definición del área de trabajo del elevador, como se puede observar en la figura 3.1

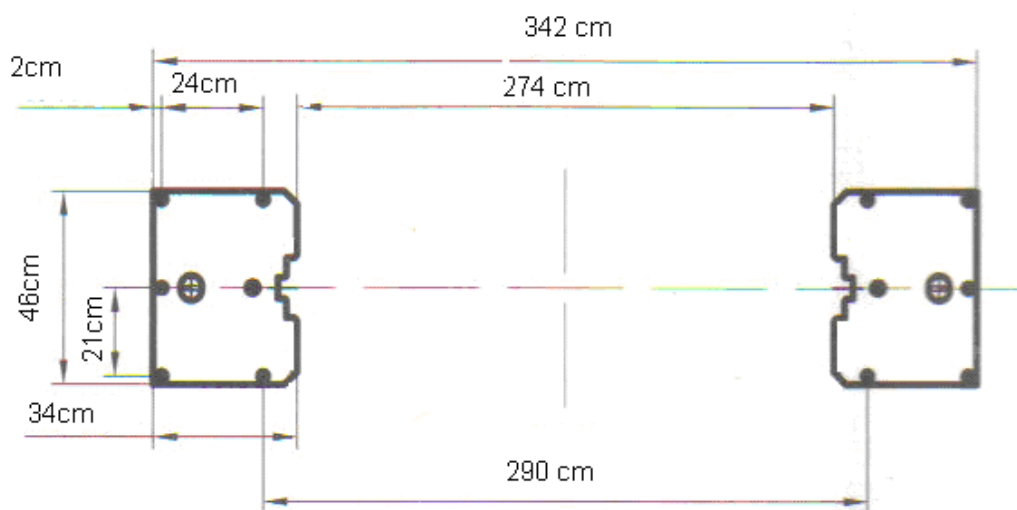


Figura 3.1 Dimensiones Del Área De Trabajo

Pasó 4: Colocamos la columna grande en la posición vertical sobre el área de trabajo ya definida, como se puede observar en la figura 3.2

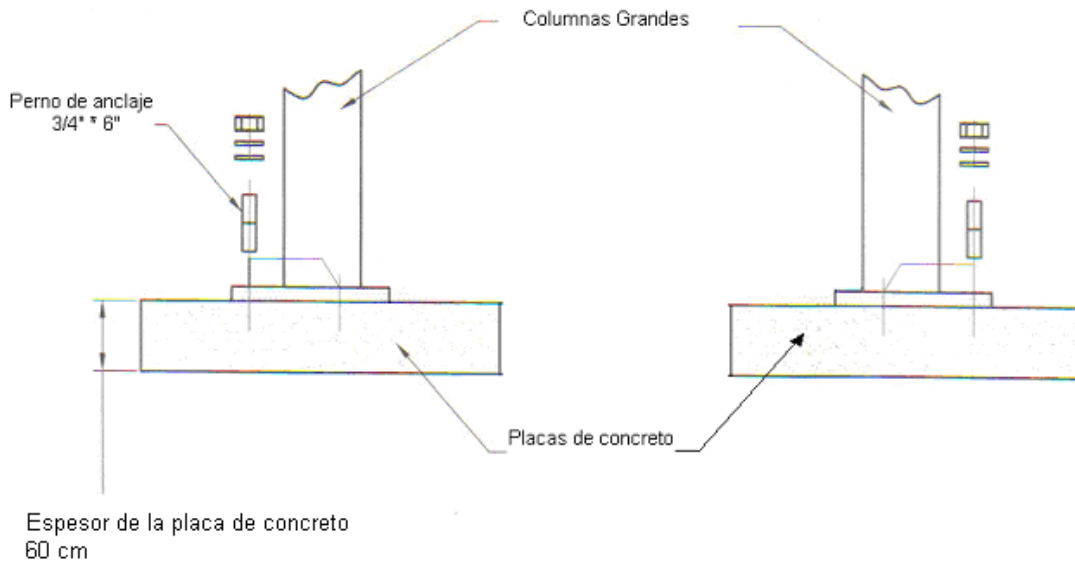


Figura 3.2 Empotramiento de la columna grande

NOTA: Para logra esto debemos seguir el procedimiento para la colocación de los pernos de fijación, que se especifica a continuación.

COLOCACIÓN DE LOS PERNOS DE FIJACIÓN

- 1)** Usamos un taladro con una punta de carburo para concreto, la broca del taladro debe ser del mismo diámetro como el ancla de sujeción, 3/4". (0.775 a 0.787 milésimas de pulgada de diámetro).
- 2)** Mantenga el taladro perpendicular a la base de concreto, como se puede observar en la figura 3.3.

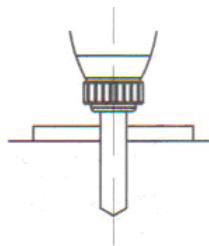


Figura 3.3 Proceso de taladrado para pernos de sujeción

Permita el taladro hacer el trabajo. No aplique una presión excesiva. Alce de arriba abajo de vez en cuando el taladro para quitar el residuo para reducir la obstrucción de la broca.

3) La profundidad del agujero deber ser igual a la longitud del perno de anclaje, con una profundidad mínima de 4"

4) Para un corrector taladrado debe retirar el exceso de polvo en el agujero a medida que vamos taladrando., como podemos observar en la figura 3.4.

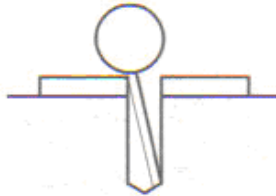


Figura 3.4 Limpieza del agujero por medio de aire

5) La tuerca hexagonal del perno de anclaje debe quedar por encima del fin del roscado, dejando aproximadamente 1/2" in de hilo expuestos del ancla. Se debe tener mucho cuidado de no dañar los hilos, como se puede observar en la figura 3.5

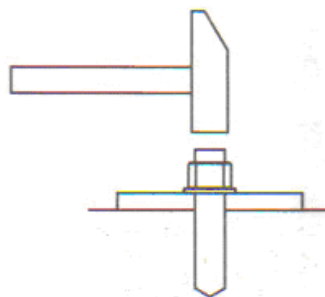


Figura 3.5 Introducción del perno de anclaje

6) Introducimos el perno de anclaje hasta cuando la tuerca hexagonal tope con la base del elevador. No use una pistola de impacto para apretar. Para terminar, apriete la tuerca dos o tres giros con un torque de 150 lb - ft. Si el

hormigón es muy duro puede requerirse uno o dos giros únicamente, como se puede observar en la figura 3.6

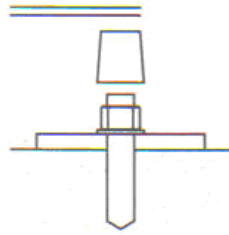


Figura 3.6 Torqueado de la tuerca

Paso 5: Usando las dimensiones, instale la columna pequeña a la columna grande, como se puede observar en la figura 3.7.

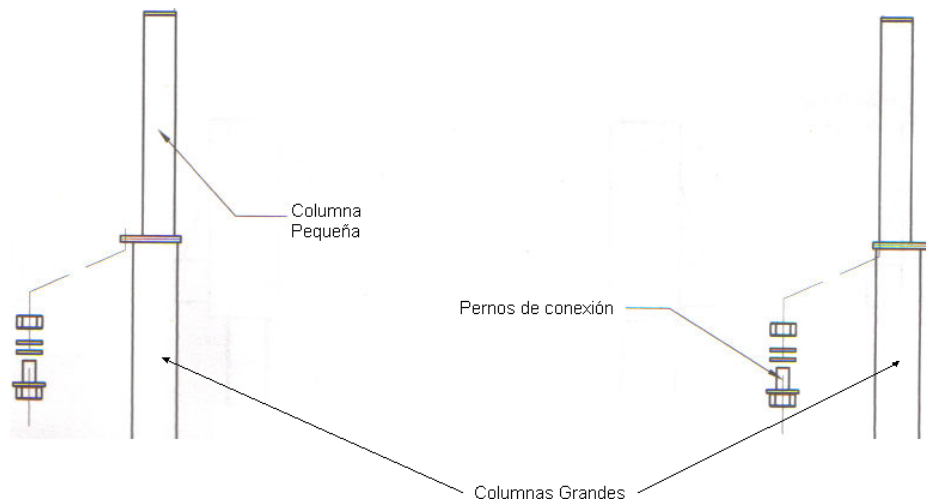


Figura 3.7 Ensamblaje de la columna pequeña

Paso 6: Procedemos a la instalación de los cables como se ve en la figura 3.8. Asegúrese que cada carruaje está en la misma altura midiendo desde la cima de la base al fondo del riel deslizante.

Apriete la tuerca del perno de sujeción del cable en el un extremo, después colocamos la otra tuerca de sujeción en el otro riel deslizante. Por ultimo apretamos ambas tuercas para un correcto funcionamiento y seguridad en el trabajo.

Repita el mismo procedimiento para el segundo cable.

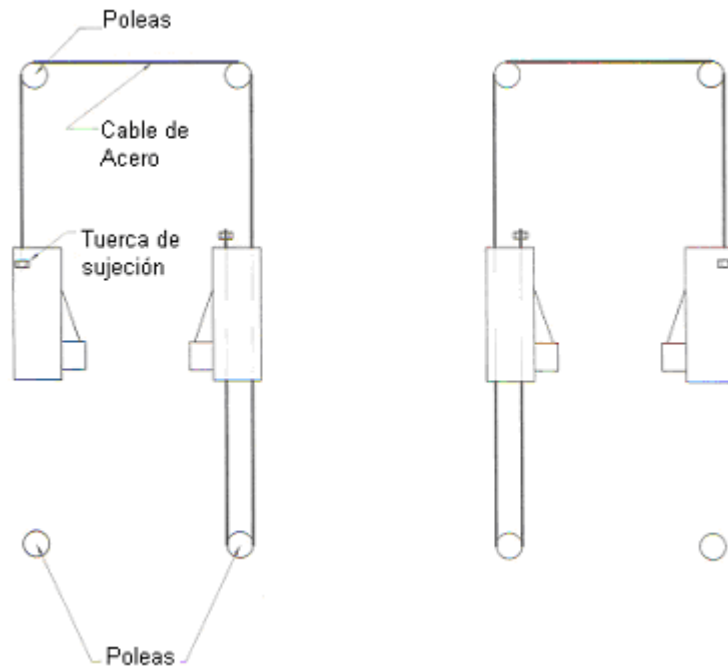


Figura 3.8 Dirección de los cables del elevador electro-hidráulico

Paso 7: Instale los cilindros, ponga un cilindro en cada riel deslizante resbalándolo hacia abajo hasta la base de la columna. Asegúrese que el cilindro entre correctamente en la base de la columna. Colocamos la cadena con sus respectivos pasadores, asegurándonos que esta pase por encima de la polea del cilindro para asegurar un funcionamiento correcto, como se puede observar en la figura 3.9

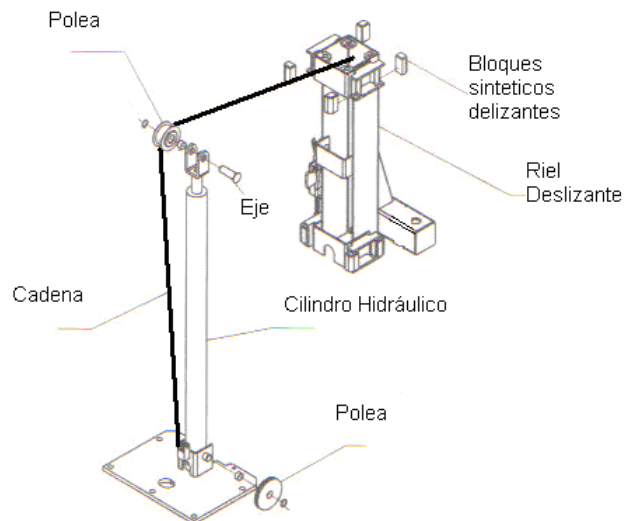


Figura 3.9 Cilindro hidráulico

Paso 8: Montamos la unidad de potencia en la columna del elevador, como se observa en la figura 3.10

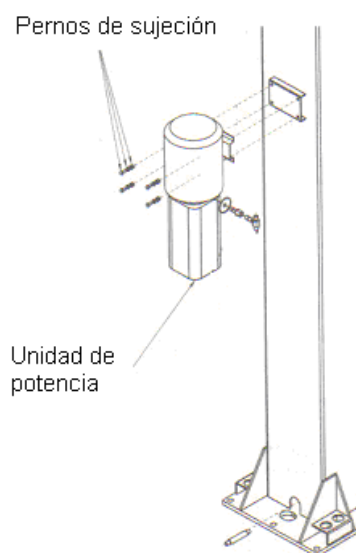


Figura 3.10 Unidad de Potencia

Paso 9: Conectamos las mangueras hidráulicas, como se puede observar en la figura 3.11

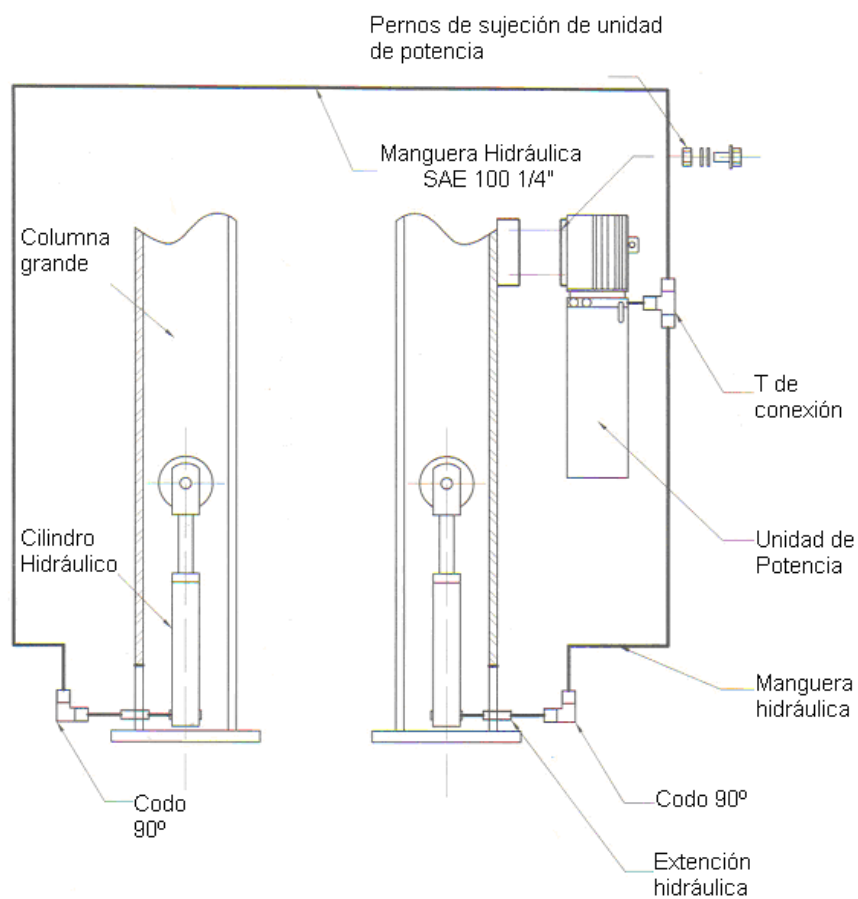


Figura 3.11 Sistema Hidráulico

Paso 10: Procedemos a la instalación de los brazos del elevador, colocamos los brazos en el riel deslizante, asiendo coincidir los agujeros por donde va ha pasar el eje, procedemos a colocar los ejes pasador, quedando asegurado los brazos a los rieles deslizantes, como se puede observar en la figura 3.12

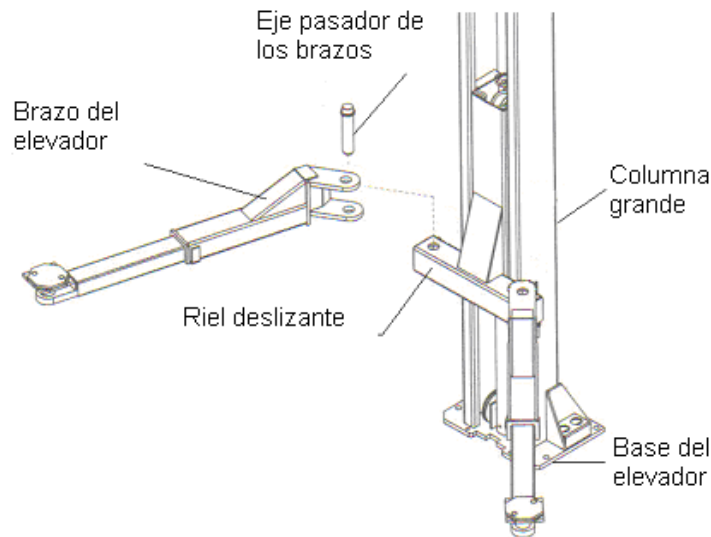


Figura 3.12 Montaje de los Brazos

Paso 11: Reajuste los cables del riel deslizante, asegurándonos que exista un juego de $\frac{1}{2}$ " de lado a lado, para un correcto funcionamiento del equipo

Paso 12: Quite el tapón de la abertura de la unidad de potencia llene el depósito usando un aceite hidráulico SAE-10 no detergente. La unidad sostendrá doce cuartos de fluido (3 Galones).

Paso 13: Haga el montaje eléctrico a la unidad de poder. 220 V simple fase. Se recomienda un voltaje de 220 Voltios, 30 Amperios, el alambre debe ser de tamaño para que resista los 30 amperios el circuito.

Paso 14: Por ultimo debemos comprobar el funcionamiento de todo el sistema del elevador, no se debe colocar ningún vehículo en el alzamiento en este momento. Procedemos a realizar varios ciclos de trabajo, de arriba hacia abajo varios tiempos asegurar que los trinquetes hagan clic juntos y todo el aire está alejado del sistema.

Para bajar el elevador, se deben soltar los trinquetes halando el cable de liberación que se encuentra en el riel deslizante. Los trinquetes se restablecerán automáticamente una vez se ascienda de nuevo el elevador aproximadamente a 17" de la base. Si los trinquetes hacen clic fuera de sincronización, apriete el cable en el que hace clic primero.

3.2 MANTENIMIENTO DEL ELEVADOR ELECTRO-HIDRÁULICO

El mantenimiento periódico siguiente, tiene los requisitos mínimos sugeridos en intervalos de tiempo en función de las horas acumuladas o período de trabajo para realizar el mantenimiento respectivo.

Si usted oye un ruido o ve cualquier indicio de mal funcionamiento, inmediatamente inspeccione el equipo, corrigiendo o reemplazando las partes que sean requeridas.

Siempre deben inspeccionar el equipo del elevador al final de cada día de trabajo.

3.2.1 CHEQUEO DEL PRE FUNCIONAMIENTO DIARIO (8 HORAS)

El usuario debe realizar el cheque diario, verificando de sistema de trinquete de seguridad que es muy importante, el hallazgo a tiempo de las posibles fallas del dispositivo podría salvarlo del daño muchos mas graves, a demás de perdida de tiempo de la producción, como de lesiones personal he inclusive la muerte.

- Chequear las advertencias de seguridades tanto visibles como auditivas para el correcto funcionamiento del elevador.
- Chequear los trinquetes de seguridad para el movimiento libre del elevador

- Chequear las conexiones hidráulicas, y mangueras por posibles fugas ó goteo del líquido hidráulico.
- Chequear las conexiones de la cadena, verificando que la cadena no se encuentre retorcido o exista demasiada soltura.
- Chequear las conexiones del cable, verificando que se encuentre retorcido o exista demasiada soltura y estén deslizándose sobre sus respectivas poleas.
- Chequear las poleas que se encuentre en buenas condiciones.
- Chequear los pernos, tuercas y su respectivo apriete.
- Chequear la instalación eléctrica y los interruptores por posibles daños.
- Mantenga el riel deslizante así como las columnas libres de suciedad, o cualquier otra sustancia corrosiva.
- Chequear el suelo por crujidos de tensión cerca de las bases de la columna.
- Chequear los brazos del elevador

3.2.2 MANTENIMIENTO CADA 40 HORAS

- Chequear el torque a 150 pie-lb. de los pernos de sujeción de la base de la columna. No use pistola de impacto para dar el apriete recomendado.
- Chequear el suelo por los crujidos de tensión cerca de las bases de la columna
- Chequear el nivel de aceite hidráulico.
- Chequear y aprieta las tuercas, pernos, y tornillos.
- Chequear la polea del cilindro para un movimiento libre, sin existir un juego excesivo del pasador de la polea.
- Chequear la polea del cable para el movimiento libre y los juegos excesivos.

3.2.3 MANTENIMIENTO ANUAL

- Lubricar la cadena.
- Engrase los bloques sintéticos del riel deslizante y la superficie de rozamiento con la columna.
- Cambiar el aceite hidráulico, el procedimiento de mantenimiento sugiere utilizar un buen aceite hidráulico (SAE 10), el cual nos garantizara una vida útil mas larga del equipo, Ninguna regla puede establecerse exactamente el tiempo de cambio del aceite ya que es imposible determinar la temperatura a la que opera, el tipo de servicio, los niveles de contaminación, filtración, y la composición química de fluido todo estos aspectos debe ser considerado al momento de su mantenimiento. Si el elevador trabaja en un ambiente polvoriento el intervalo de cambio de aceite será más corto.

Los siguientes pasos solo se debe realizar por personal especializado.

- Reemplazar las mangueras hidráulicas.
- Reemplazar las cadenas y rodillos.
- Reemplazar los cables y poleas.
- Purgar el aire de los cilindros hidráulicos.
- Reemplazar la bomba o los motores como sea requerido.
- Chequear el vástago del cilindro por deformación o presencia de ralladuras en el mismo.
- Chequear la polea del cilindro por daño en la misma.

3.3 NORMAS DE SEGURIDAD

- No permite que personas no autorizadas nunca operen elevador. Entrene a nuevos empleados en el uso y el cuidado del levantamiento totalmente.
- Precaución: la unidad de potencia funciona en la alta presión de 2450 PSI.

- Retira a pasajeros antes de levantar vehículo.
- Prohíbe a personas no autorizadas de estar en el área de trabajo mientras asciende o desciende el elevador.
- La capacidad de elevador total es 2 Toneladas, No exceder este peso.
- Antes de levantar el vehículo, camine alrededor del área de trabajo y busque cualquier objetos que pueden obstruir la operación del elevador y trinquetes de seguridad; herramientas, mangueras de aire, equipo de trabajo.
- Cuando se desee levantar un vehículo en el elevador, centre el vehículo entre las columnas con el propósito de que los neumáticos se adapten a los brazos de giro fácilmente.
- Levanta el vehículo usando siempre todos los cuatro brazos.
- Nunca use el elevador para otros fines que no sea levantar un vehículo.
- Levante vehículos aproximadamente 3 pulg. (8 cm) y verificar la estabilidad balanceándolo.
- Antes de bajar el vehículo, camine alrededor del área de trabajo y buscar cualquier objetos que pueden obstruir la operación de elevador y el trinquete de seguridad; herramientas, mangueras de aire, equipo de trabajo. Gire los brazos afuera del sendero y conducir el vehículo despacio hacia afuera.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- ❖ Al culminar el presente proyecto, hemos concluido que el elevador que se ha diseñado, ayudara a las tareas diarias de mantenimiento automotriz, tales como. El mantenimiento del sistema de: frenos, transmisión, dirección, suspensión, motor así mismo como trabajos en la carrocería del vehículo.
- ❖ El sistema hidráulico empleado en el presente proyecto es el más eficiente para las necesidades del elevador, ya que esta diseñado bajo todos los parámetros de seguridad.
- ❖ Con el uso del software SAP2000 versión 9, nos permitió ahorrar mucho tiempo al momento de realizar el diseño de todas las partes mecánicas del elevador, permitiéndonos realizar las pruebas de esfuerzos en cada uno de sus componentes sin la necesidad de realizarlas físicamente, lo cual nos brinda total seguridad y confianza del diseño empleado.
- ❖ Con este proyecto hemos ayudado al mejoramiento de las áreas de trabajo de la universidad, siendo un aporte significativo para el desarrollo de la carrera de Ingeniería Automotriz y sus laboratorios.
- ❖ Este elevador nos brinda la posibilidad de elevar vehículos livianos de hasta 2 toneladas de peso, a una altura de trabajo de 1,80 m con total seguridad.
- ❖ Se ha podido realizar el respectivo manual de mantenimiento del elevador electro-hidráulico, el cual nos ayudara a mantener el equipo en buen estado de funcionamiento, brindándonos total seguridad al momento de realizar las tareas.

4.2 RECOMENDACIONES

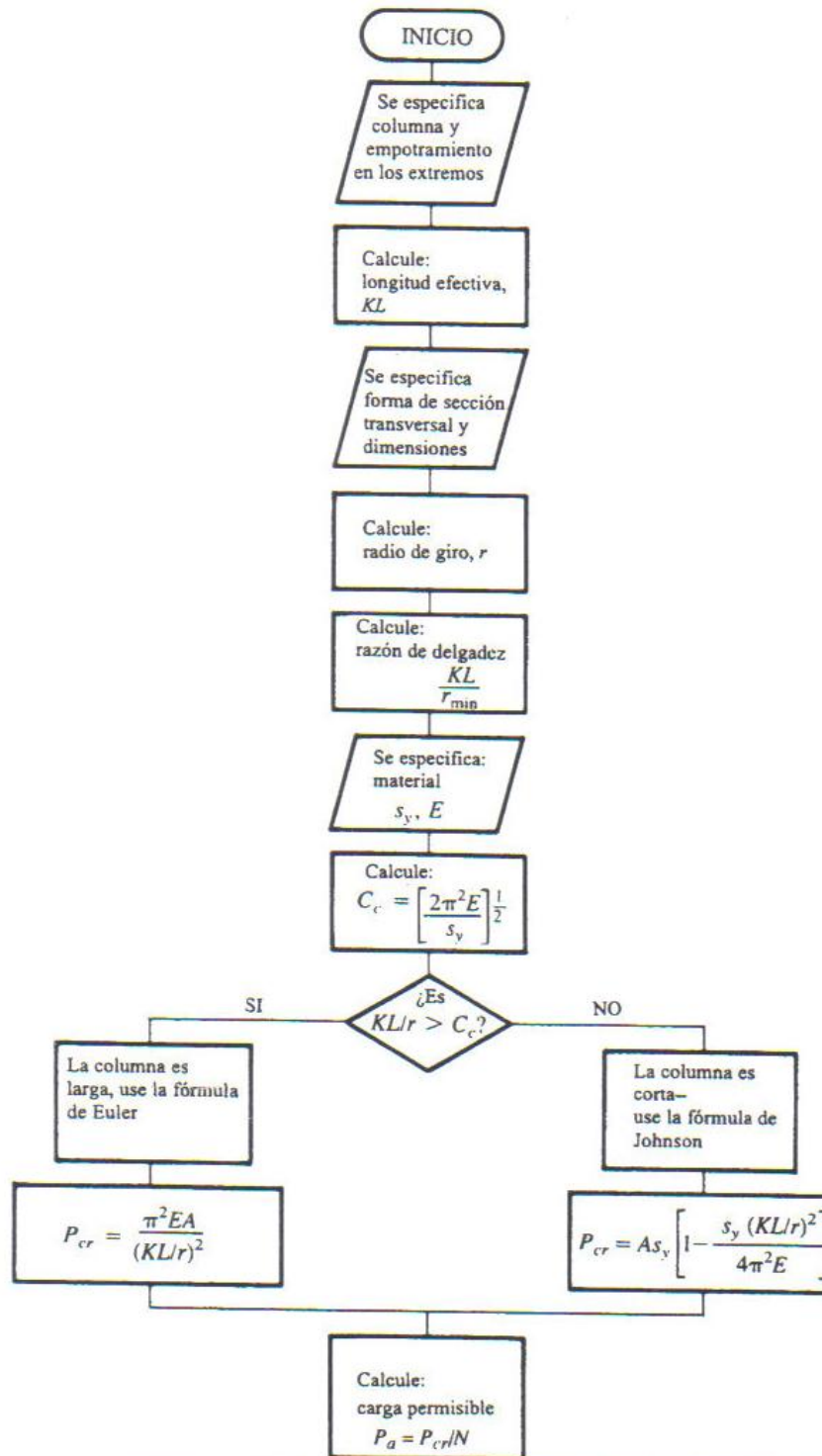
- ❖ Se recomienda no exceder la capacidad de carga del elevador electro-hidráulico de 2 toneladas.
- ❖ Realizar el mantenimiento adecuado del elevador, siguiendo los pasos especificados en el capítulo III, en la sección de mantenimiento.
- ❖ Equilibrar el peso total del vehículo en forma adecuada sobre los brazos del elevador, para realizar las tareas de trabajo con total seguridad.
- ❖ Leer las normas de seguridad para el correcto funcionamiento del elevador electro-hidráulico, antes de proceder a utilizarlo.
- ❖ Proteger los sistemas de potencia del elevador así como las instalaciones eléctricas del mismo, para evitar posibles daños.
- ❖ En caso de presentarse posibles daños o averías en el elevador, se recomienda consultar con el manual de mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍA

- Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} Edición, México Prentice Hall hispanoamericana, S.A.
- Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} Edición
- Nicolás Larburu, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo
- Parker, Industrial Hydraulic Technology, 21th Edición, Ohio, Group Parker - Hannifin Corporation 1986.
- Baumeister, T.: y otros, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, 8^{va} Edición, México McGraw – Hill. 1984.
- Fay Jame A, Mecánica de Fluidos, México, DF.: Continental, 1996
- BOHLER, Manual de Aceros Especiales, 2005
- AISC, Manual of Steel Construction, 8th Edición, Chicago, 1982
- Claudio Mataix Plana, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 2^{da} Edición, México DF.: Harla 1982

ANEXOS

ANEXO 1. DIAGRAMA DE FLUJO LÓGICO DEL ANÁLISIS DE LA COLUMNA



ANEXO 2 CABLE NORMAL PARA ELEVACIÓN



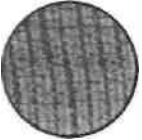

Compuesto de seis torones y un núcleo de fibra (John A. Roebling`s Sons Co.)

Ø Pulg.	Peso aprox. lb/pie	Resistencia a la rotura, toneladas		
		Acero de Centro Azul.	Acero para arados.	Acero dulce para arados.
2 ¾	12.10	292.0	254.0	
2 ½	10.00	244.0	212.0	
2 ¼	8.10	200.0	174.0	
2 1/8	7.23	179.0	156.0	
2	6.40	160.0	139.0	121.0
1 7/3	5.63	141.0	123.0	107.0
1 ¾	4.90	124.0	108.0	93.6
1 5/8	4.23	107.0	93.4	81.2
1 ½	3.60	92.0	80.0	69.6
1 3/8	3.03	77.7	67.5	58.8
1 ¼	2.50	64.6	56.2	48.8
1 1/8	2.03	52.6	45.7	39.8
1	1.60	41.8	36.4	31.6
7/8	1.23	32.2	28.0	24.3
¾	0.90	23.8	20.7	18.0
5/3	0.63	16.7	14.5	12.6
9/16	0.51	13.5	11.8	10.2
½	0.40	10.7	9.35	8.13
7/16	0.31	8.27	7.19	6.25
3/8	0.23	6.10	5.31	4.62
5/16	0.16	4.26	3.71	3.22
¼	0.10	2.74	2.39	2.07

**ANEXO 3. DIMENSIONES DE CADENA ESTÁNDARES A RODILLOS
AMERICANAS: HILOS SENCILLO.**

Número de cadena ANSI	Paso Pulg. (mm)	Ancho Pulg. (mm)	Resistencia mínima a la tensión lb. (N)	Peso Promedio lb./ft (N/m)	Diámetro del rodillo Pulg. (mm)	Espaciamiento de hilos múltiples, Pulg. (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)

**ANEXO 4. FÓRMULAS PARA EL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO DEBIDO
A FLEXIÓN.**

FORMA DE LA VIGA	FÓRMULA	FORMA DE LA VIGA	FÓRMULA
 Rectángulo	$\tau_{\max} = \frac{3V}{2A}$	 Circular Hueca	$\tau_{\max} = \frac{2V}{A}$
 Circulo	$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A}$	 Perfil Estructural	$\tau_{\max} = \frac{V}{A_{\text{alma}}}$

ANEXO 5. PROPIEDADES DE ÁREAS

FIGURA	ÁREA Y MOMENTO	FIGURA	ÁREA Y MOMENTO
RECTÁNGULO	$A = bh$ $I_x = \frac{1}{12}bh^3$	TRIANGULO	$A = \frac{1}{2}bh$ $I_x = \frac{1}{36}bh^3$
RECTÁNGULO HUECO (Tubo)	$A = BH - bh$ $I_x = \frac{1}{12}(BH^3 - bh^3)$	ELIPSE	$A = \pi ab$ $I_x = \frac{1}{4}\pi ab^3$
CIRCULO	$A = \pi r^2$ $I_x = \frac{1}{4}\pi r^4$	SEMI ELIPSE	$A = \frac{1}{2}\pi ab$ $I_x = 0.11ab^3$
SEMICÍRCULO	$A = \frac{1}{2}\pi r^2$ $I_x = 0.11r^4$	CUARTO DEL CIRCULO	$A = \frac{1}{4}\pi r^2$ $I_x = 0.055r^4$

ANEXO 6. PROPIEDADES FÍSICAS DE TUBOS SIN COSTURA

Tamaño nominal Del tubo y DE. En pulg.	Número de cedula			Espesor de la Pared. Pulg.	DI Pulg.	Área Interior Pulg. ²	Área del metal pulg ²	Superficie exterior, Pie ² /pie	Superficie Interior, Pie ² /pie	Peso lb./pie
	A	b	c							
1/8 0.405	10S	0.049	0.307	0.0740	0.0548	0.106	0.0804	0.186
	40	Std	40S	0.068	0.269	0.0568	0.0720	0.106	0.0705	0.245
	80	XS	80S	0.095	0.215	0.0364	0.0925	0.106	0.0563	0.315
¼ 0.540	10S	0.065	0.410	0.1320	0.0970	0.141	0.1073	0.330
	40	Std	40S	0.88	0.364	0.1041	0.1250	0.141	0.0955	0.425
	80	XS	80S	0.119	0.302	0.0716	0.1574	0.141	0.0794	0.535
3/8 0.675	10S	0.065	0.545	0.2333	0.1246	0.177	0.1427	0.423
	40	Std	40S	0.091	0.493	0.1910	0.1670	0.177	0.1295	0.568
	80	XS	80S	0.126	0.423	0.1405	0.2173	0.177	0.1106	0.739
½ 0.840	10S	0.083	0.674	0.357	0.1974	0.220	0.1765	0.671
	40	Std	40S	0.109	0.622	0.304	0.2503	0.220	0.1628	0.851
	80	XS	80S	0.147	0.546	0.2340	0.320	0.220	0.1433	1.088
	160	0.187	0.466	0.1706	0.383	0.220	0.1220	1.034
	...	XXS	...	0.294	0.252	0.0499	0.504	0.220	0.6660	1.714
¾ 1.050	5S	0.65	0.920	0.665	0.2011	0.275	0.2409	0.684
	10S	0.083	0.884	0.614	0.2521	0.275	0.2314	0.857
	40	Std	40S	0.113	0.824	0.533	0.333	0.275	0.2157	1.131
	80	XS	80S	0.154	0.742	0.432	0.435	0.275	0.1943	1.474

	160	0.218	0.614	0.2961	0.570	0.275	0.1607	1.937
	...	XXS	...	0.308	0.434	0.1479	0.718	0.275	0.1137	2.441
1	5S	0.065	1.185	1.103	0.2553	0.344	0.310	0.868
1.315	10S	0.109	1.097	0.945	0.143	0.344	0.2872	1.404
	40	Std	40S	0.133	1.049	0.864	0.494	0.344	0.2746	1.679
	80	XS	80S	0.179	0.957	0.719	0.639	0.344	0.2520	2.172
	160	0.250	0.815	0.522	0.836	0.344	0.2134	2.844
	...	XXS	...	0.358	0.599	0.2818	1.076	0.344	0.1570	3.659
1 ¼	5S	0.65	1.530	1.839	0.326	0.434	0.401	1.107
	10S	0.109	1.442	1.633	0.531	0.434		1.805
	40	Std	40S	0.40	1.270	1.496		0.434		2.273
	80	XS	80S	0.191				0.434		
	160					0.434		
	...	XXS	...					0.434		
1 ½	5S	0.65	1.770	2.461	0.375	0.497	0.465	1.274
1.900	10S	0.109	1.682	2.222	0.613	0.497	0.440	2.085
	40	Std	40S	0.145	1.610	2.036	0.799	0.497	0.121	2.718
	80	XS	80S	0.200	1.500	1.767	1.068	0.497	0.393	3.631
	160	0.281	1.338	1.406	1.429	0.497	0.350	4.859
	...	XXS	...	0.400	1.100	0.950	1.885	0.497	0.288	6.408
2	5S	0.065	2.245	3.96	0.472	0.622	0.588	1.604
2.375	10S	0.109	2.157	3.65	0.776	0.622	0.565	2.638
	40	Std	40S	0.154	2.067	3.36	1.075	0.622	0.541	3.653
	80	XS	80S	0.218	1.939	2.953	1.477	0.622	0.508	5.022
	160	0.343	1.689	2.240	2.190	0.622	0.442	7.444

	...	XXS	...	0.436	1.503	1.774	2.656	0.622	0.393	9.029
2 ½	5S	0.083	2.709	5.76	0.728	0.753	0.709	2.475
2.875	10S	0.120	2.635	5.45	1.039	0.753	0.690	3.531
	40	Std	40S	0.203	2.469	4.79	1.704	0.753	0.646	5.793
	80	XS	80S	0.276	2.323	4.24	2.254	0.753	0.608	7.661
	160	0.375	2.125	3.55	2.945	0.753	0.556	10.01
	...	XXS	...	0.552	1.771	2.464	4.03	0.753	0.464	13.700
3	5S	0.083	3.334	8.73	0.891	0.916	0.873	3.03
3.500	10S	0.120	3.260	8.35	1.274	0.916	0.853	4.33
	40	Std	40S	0.216	3.068	7.39	2.228	0.916	0.803	7.58
	80	XS	80S	0.300	2.900	6.61	3.02	0.916	0.759	10.25
	160	0.437	2.262	5.42	4.21	0.916	0.687	14.32
	...	XXS	...	0.600	2.300	4.15	5.47	0.916	0.602	18.58
3 ½	5S	0.083	3.834	11.55	1.021	1.047	1.004	3.47
4.000	10S	0.120	3.760	11.10	1.463	1.047	0.984	4.97
	40	Std	40S	0.226	3.548	9.89	2.680	1.047	0.929	9.11
	80	XS	80S	0.318	3.364	8.89	3.68	1.047	0.881	12.51
4	5S	0.083	4.334	14.75	1.152	1.178	1.135	3.92
4.500	10S	0.120	4.260	14.25	1.651	1.178	1.115	5.61
	40	Std	40S	0.237	4.026	12.73	3.17	1.178	1.054	10.79
	80	XS	80S	0.337	3.826	11.50	4.41	1.178	1.002	14.98
	120	0.437	3.626	10.33	5.58	1.178	0.949	18.96
	160	0.531	3.438	9.28	6.62	1.178	0.900	22.51
	...	XXS	...	0.674	3.152	7.80	8.10	1.178	0.825	27.54

ANEXO 7. DENSIDAD DE MATERIALES PARA LA DETERMINACIÓN DE CARGAS MUERTAS.

MATERIAL	DENSIDAD Kg./m³	MATERIAL	DENSIDAD Kg./m³
Acero	7 800	Madera, densa, seca	700
Agua dulce	1000	Madera, densidad baja,	450
Agua marina	1030	Madera, densidad media,	6001
Aluminio	2 700	Mampostería de ladrillo	1300
Asfalto	1300	Mampostería de ladrillo	1800
Baldosas de cerámica	2 400	Mampostería de piedra	2 200
Cal hidratada, compactada	700	Mampostería de concreto	2 150
Cal hidratada, suelta	500	Mortero de inyección para mampostería	2 250
Carbón (apilado)	800	Mortero para mampostería	2 100
Cobre	9 000	Plomo	11400
Concreto Reforzado	2 400	Arcilla con grava, seca	1600
Concreto Simple	2 300	Arcilla húmeda	1 750
		Arcilla seca	1000
Enchape Granito	1 550	Arena con grava, húmeda	1900
Enchape Mármol	1500	Arena con grava, seca,	1750
Escoria	1 500	Arena y grava, seca, suelta	1600
Hielo	920	Limo, húmedo, apisonado	1550
Ladrillo de Arcilla, absorción baja	2 000	Limo, húmedo suelto	1250
Ladrillo de Arcilla, absorción media	1850	Vidrio	2 560
Ladrillo de Arcilla, absorción alta	1600	Yeso, suelto	1 150
Madera, laminada	600	Yeso, tablero para muros	800

ANEXO 8. PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES

Número de designación del material (número ASTM)	Grado o espesor	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 8 pulg)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa	
A36	$t \leq 8$ "	58	400	36	248	20
A242	$t \leq 3/4$ "	70	485	50	345	18
A242	$t \leq 1 1/2$ "	67	460	46	315	—
A242	$t \leq 4$ "	63	435	42	290	—
A441	$t \leq 4$ "	63	435	42	290	18
A514	Inmerso y templado, $t \leq 2 1/2$ "	115	800	100	700	18% (" 2 ")
A572	42, $t \leq 6$ "	60	414	42	290	—
A572	50, $t \leq 4$ "	65	448	50	345	—
A572	60, $t \leq 1 1/4$ "	75	517	60	414	—
A572	65, $t \leq 1 1/4$ "	80	552	65	448	—
A588	$t \leq 4$ "	70	485	50	345	18

Nota: El ASTM A572 es uno de los aceros de baja aleación más resistentes (HSLA) y tiene propiedades similares al acero SAE J410b especificado por la SAE.

ANEXO 9. PROPIEDADES FÍSICAS MEDIAS DE LOS MATERIALES MÁS COMUNES

METALES	Densidad (kg/m ³)	Coeficiente de dilatación lineal [$\mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]	Limite de proporcionalidad (MPa) ^a		Resistencia última (MPa)			Módulo de elasticidad (GPa)		Elongación % (en 50 mm)
			Tensión	Cortante	Tensión	Compr.	Cortante	E	G	
Acero, 0.2% carbono, laminado en caliente	7 850	Varía de 11.0 a 13.2 El valor medio es 11.7	240	150	410	b	310	200	80	35
0.2% carbono, laminado en frío	7 850		420	250	550	b	420	200	80	18
0.6% carbono, laminado en caliente	7 850		420	250	690	b	550	200	80	15
0.8% carbono, laminado en caliente	7 850		480	290	830	b	730	200	80	10
Fundición gris	7 200	10.8	c	d	140	520	d	100	40	Pequeño
Fundición maleable	7 200	11.9	250	160	370	b	330	170	90	18
Hierro forjado	7 700	12.1	210	130	350	b	240	190	70	35
Aluminio fundido	2 650	23.1	60		90	b	70	70	30	20
Aluminio, aleación 17ST	2 700	23.1	220	150	390	b	220	71	30	—
Latón, laminado (70% Cu),(30% Zn)	8 500	18.7	170	110	380	b	330	100	40	30
Bronce, fundido	8 200	18.0	140		230	390	—	80	35	10
Cobre, estirado	8 800	16.8	260	160	380	b	—	120	40	4

NOTAS

^a El límite de proporcionalidad y el módulo elástico, a compresión, pueden tomarse los mismos que a tensión, excepto en la fundición o hierro fundido cuyo límite de proporcionalidad es aproximadamente 180 MPa.

^b Como resistencia última a compresión en materiales dúctiles puede tomarse el punto de cedencia o fluencia que es ligeramente superior al límite de proporcionalidad a tensión.

^c No está bien definido, aproximadamente vale 40 MPa.

^d La fundición falla por tensión diagonal.

ANEXO 10. ACERO A-588 (ASTM A588) – ASTM

(Especifica varios grados de acero A500, para tubos circulares y rectangulares). Es un acero estructural de alta resistencia y baja aleación de hasta 100 mm de grueso, con limite de fluencia mínimo de 345 MPa (3515 Kg./cm²).

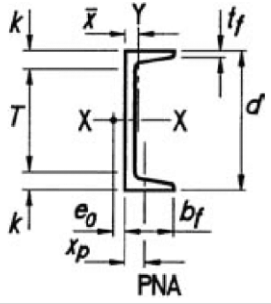
ASTM	TIPO DE ACERO	FORMAS	USOS RECOMENDADOS	ESFUERZO MÍNIMO DE FLUENCIA F _y , EN ksi	RESISTENCIA MÍNIMA ESPECIFICADA A LA TENSIÓN F _U , EN ksi
A36	Al carbono	Perfiles, barras y placas	Edificios, fuentes y otras estructuras atornilladas o soldadas	36, pero 32 si su espesor es mayor de 8 plg.	58-80
A572	Columbio-vanadio de alta resistencia y baja aleación	Perfiles, placas y barras hasta de 6plg.	Construcción soldada o atornillada. No para puentes soldados con F _y grado 55 o mayor.	42-65	60-80

A242	De alta resistencia baja aleación y resistente a la corrosión	Perfiles, placas y barras hasta de 5 plg.	Construcciones atornilladas, soldadas o remachadas técnica de soldado muy importante	42-50	63-70
A588	De alta resistencia baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica	Placas y barras hasta de 4 plg.	Construcción atornillada	42-50	63-70

Estos aceros tienen límites de fluencia tan bajos como 42000 psi (2940 Kg/cm²) y tan altos como 65000 psi (4550 g/cm²). Estos aceros tienen mucha mayor resistencia a la corrosión que los aceros simples al carbono.

ANEXO 11. Manual of Steel Construction
Load and Resistance Factor Design
3^{ra} Edición

**Table 1-5.
C-Shapes
(American Standard Channels)
Dimensions**



Shape	Area, A	Depth, d		Web			Flange				Distance		
				Thickness, t _w		t _w / 2	Width, b _f		Thickness, t _f		k	T	Work- able Gage†
				in.	in.		in.	in.	in.	in.			
C15×50 ×40 ×33.9	14.7 11.8 9.95	15.0 ↓ ↓	15 ↓ ↓	0.716 0.520 0.400	11/16 1/2 3/8	3/8 1/4 3/16	3.72 3.52 3.40	3 3/4 3 1/2 3 3/8	0.650 ↓ ↓	5/8 ↓ ↓	1 7/16 ↓ ↓	12 1/8 ↓ ↓	2 1/4 2 2
C12×30 ×25 ×20.7	8.81 7.34 6.08	12.0 ↓ ↓	12 ↓ ↓	0.510 0.387 0.282	1/2 3/8 5/16	1/4 3/16 3/16	3.17 3.05 2.94	3 1/8 3 3	0.501 ↓ ↓	1/2 ↓ ↓	1 1/8 ↓ ↓	9 3/4 ↓ ↓	1 3/4 ↓ ↓
C10×30 ×25 ×20 ×15.3	8.81 7.34 5.87 4.48	10.0 ↓ ↓ ↓	10 ↓ ↓ ↓	0.673 0.526 0.379 0.240	11/16 1/2 3/8 1/4	3/8 1/4 3/16 1/8	3.03 2.89 2.74 2.60	3 2 7/8 2 3/4 2 5/8	0.436 ↓ ↓ ↓	7/16 ↓ ↓ ↓	1 ↓ ↓ ↓	8 ↓ ↓ ↓	1 3/4 1 3/4 1 1/2 1 1/2
C9×20 ×15 ×13.4	5.87 4.41 3.94	9.00 ↓ ↓	9 ↓ ↓	0.448 0.285 0.233	7/16 5/16 1/4	1/4 3/16 1/8	2.65 2.49 2.43	2 5/8 2 1/2 2 3/8	0.413 ↓ ↓	7/16 ↓ ↓	1 ↓ ↓	7 ↓ ↓	1 1/2 1 3/8 1 3/8
C8×18.75 ×13.75 ×11.5	5.51 4.04 3.37	8.00 ↓ ↓	8 ↓ ↓	0.487 0.303 0.220	1/2 5/16 1/4	1/4 3/16 1/8	2.53 2.34 2.26	2 1/2 2 3/8 2 1/4	0.390 ↓ ↓	3/8 ↓ ↓	15/16 ↓ ↓	6 1/8 ↓ ↓	1 1/2 1 3/8 1 3/8
C7×14.75 ×12.25 ×9.8	4.33 3.60 2.87	7.00 ↓ ↓	7 ↓ ↓	0.419 0.314 0.210	7/16 5/16 3/16	1/4 3/16 1/8	2.30 2.19 2.09	2 1/4 2 1/4 2 1/8	0.366 ↓ ↓	3/8 ↓ ↓	7/8 ↓ ↓	5 1/4 ↓ ↓	1 1/4 ↓ ↓
C6×13 ×10.5 ×8.2	3.81 3.08 2.39	6.00 ↓ ↓	6 ↓ ↓	0.437 0.314 0.200	7/16 5/16 3/16	1/4 3/16 1/8	2.16 2.03 1.92	2 1/8 2 1 7/8	0.343 ↓ ↓	5/16 ↓ ↓	13/16 ↓ ↓	4 3/8 ↓ ↓	1 3/8 1 1/8 1 1/8
C5×9 ×6.7	2.64 1.97	5.00 5.00	5 5	0.325 0.190	5/16 3/16	3/16 1/8	1.89 1.75	1 7/8 1 3/4	0.320 0.320	5/16 5/16	3/4 3/4	3 1/2 3 1/2	1 1/8 -
C4×7.25 ×5.4 ×4.5	2.13 1.58 1.32	4.00 ↓ ↓	4 ↓ ↓	0.321 0.184 0.125	5/16 3/16 1/8	3/16 1/8 1/16	1.72 1.58 1.58	1 3/4 1 5/8 1 5/8	0.296 ↓ ↓	5/16 ↓ ↓	3/4 ↓ ↓	2 1/2 ↓ ↓	1 - -
C3×6 ×5 ×4.1 ×3.5	1.76 1.47 1.20 1.03	3.00 ↓ ↓ ↓	3 ↓ ↓ ↓	0.356 0.258 0.170 0.132	3/8 1/4 3/16 1/8	3/16 1/8 1/8 1/16	1.60 1.50 1.41 1.37	1 5/8 1 1/2 1 3/8 1 3/8	0.273 ↓ ↓ ↓	1/4 ↓ ↓ ↓	11/16 ↓ ↓ ↓	1 5/8 ↓ ↓ ↓	- - - -

† See definition of "Workable Gage" in Nomenclature section at the back of this Manual.
- in Workable Gage column indicates that flange is too narrow to allow tabulation of a workable gage.

Hydraulic Hoses

Mangueras Hidráulicas



SAE 100 R2AT

DN (pulgadas)	d1 ø interior (mm)	d2 ø exterior mínimo (mm)	d3 ø refuerzo mínimo (mm)	Pres. de trabajo (bar)	Pres. de prueba (bar)	Pres. de rotura (bar)	Radio de curvatura (mm)	Peso aprox. (Kg/m)	Código
3/16	4.80	13.00	10.90	415	430	1650	90	0.320	M2AT004
1/4	6.40	14.50	12.50	400	800	1600	100	0.370	M2AT006
5/16	7.90	16.00	14.10	350	700	1400	115	0.412	M2AT007
3/8	9.50	18.50	16.40	330	660	1320	130	0.530	M2AT009
1/2	12.70	21.80	19.60	275	550	1100	180	0.640	M2AT012
5/8	15.90	25.10	22.50	250	500	1000	200	0.770	M2AT015
3/4	19.00	28.80	26.60	215	430	850	240	0.960	M2AT019
1	25.40	37.30	34.50	165	330	650	300	1.350	M2AT025
1 1/4	31.80	47.10	44.30	125	250	500	420	2.050	M2AT031
1 1/2	38.10	53.50	50.10	90	180	360	500	2.511	M2AT038
2	50.80	66.30	63.30	80	160	320	630	3.160	M2AT050



Construcción

Tubo Int.: Caucho sintético

Refuerzo: 2 trenzas de alambre de acero de alta resistencia

Tubo ext.: Caucho sintético resistente al ozono, intemperie y abrasión

Temp.: -40°C a +100°C

ANEXO 13. CADENA DE RODILLOS DOBLES

Industrias



YUK



ZK

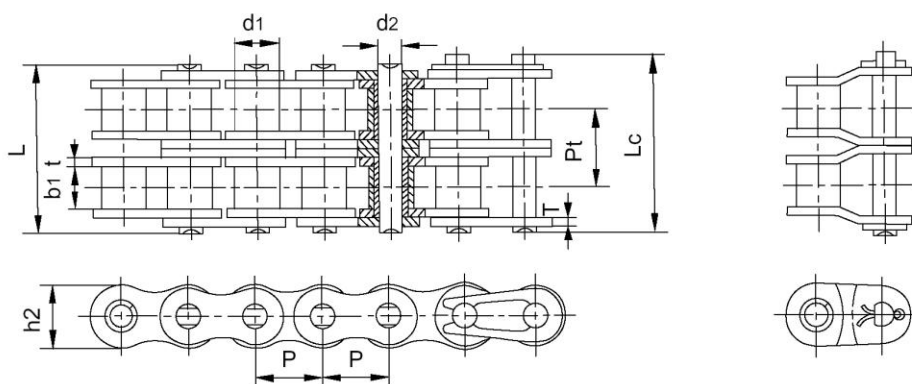
CADENAS

CATÁLOGO GENERAL

Cadenas de Rodillos Dobles / SERIE B



Cadenas de rodillo doble



REFERENCIA	PASO	DIAMETRO DE RODILLO	ANCHO INTERIOR	DIAMETRO EJE	LONGITUD DE EJE		ANCHO MALLAS	GROSOR DE MALLAS	PASO TRANSVERSAL	FUERZA DE TENSION TOTAL	FUERZA DE TENSION MEDIA	PESO POR METRO
DIN/ISO	P	d1 máx	b1 mín	d2 máx	L máx	Lc máx	h2 máx	t/T máx	Pt	Q mín.	Qo	q
	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	kN	kN	kg/m.
05B-2	8.000	5.00	3.00	2.31	13.9	14.5	7.10	0.80	5.64	7.8	10.2	0.33
*06B-2	9.525	6.35	5.72	3.28	23.4	24.4	8.20	1.30	10.24	16.9	18.7	0.77
08B-2	12.700	8.51	7.75	4.45	31.2	32.2	11.80	1.60	13.92	32.0	38.7	1.34
10B-2	15.875	10.16	9.65	5.08	36.1	37.5	14.70	1.70	16.59	44.5	56.2	1.84
12B-2	19.050	12.07	11.68	5.72	42.0	43.6	16.00	1.85	19.46	57.8	66.1	2.31
16B-2	25.400	15.88	17.02	8.28	68.0	69.3	21.00	4.15/3.1	31.88	106.0	133.0	5.42
20B-2	31.750	19.05	19.56	10.19	77.8	81.5	26.40	4.5/3.5	36.45	170.0	211.2	7.20
24B-2	38.100	25.40	25.40	14.63	101.7	106.2	33.20	6.0/4.8	48.36	280.0	319.2	13.40
28B-2	44.450	27.94	30.99	15.90	124.6	129.1	36.70	7.5/6.0	59.56	360.0	406.8	16.60
32B-2	50.800	29.21	30.99	17.81	124.6	129.6	42.00	7.0/6.0	58.55	450.0	508.5	21.00
40B-2	63.500	39.37	38.10	22.89	154.5	161.5	52.96	8.5/8.0	72.29	630.0	711.9	32.00
48B-2	76.200	48.26	45.72	29.24	190.4	198.2	63.80	12/10	91.21	1000.0	1130.0	50.00

* Mallas rectas

PLANOS

Latacunga, 31 de julio del 2006

ELABORADO POR:

PACHACAMA CUMBAL CARLOS AUGUSTO

BASANTES MOREANO LUÍS FREDY

**EL COORDINADOR DE CARRERA
DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

Ing. JUAN CASTRO

EL SECRETARIO ACADÉMICO

Dr. EDUARDO VÁZQUEZ