

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR

Facultad de Ingeniería Automotriz

TESIS DE GRADO PARA LA OBTENCION DEL TITULO DE

INGENIERO EN MECANICA AUTOMOTRIZ

Diseño y construcción de un sistema semiautomático para montaje y
desmontaje de motores

Ricardo Geovanny Hernández Granja

Leonidas Roberto Jurado Calderón

Director: Ing. Roberto Gutiérrez

2010

Quito, Ecuador

CERTIFICACIÓN

Yo, Ricardo Geovanny Hernández Granja, declaro que soy el autor exclusivo de la presente investigación y que ésta es original, auténtica y personal mía. Todos los efectos académicos y legales que se desprendan de la presente investigación serán de mi exclusiva responsabilidad.

Ricardo Hernández Granja

CI: 171329822-0

Yo, Ing. Roberto Gutiérrez, declaro que, en lo que yo personalmente conozco, el señor Ricardo Geovanny Hernández Granja, es el autor exclusivo de la presente investigación y que ésta es original, auténtica y personal suya.

Ing. Roberto Gutiérrez

Director

CERTIFICACIÓN

Yo, Leonidas Roberto Jurado Calderón, declaro que soy el autor exclusivo de la presente investigación y que ésta es original, auténtica y personal mía. Todos los efectos académicos y legales que se desprendan de la presente investigación serán de mi exclusiva responsabilidad.

Leonidas Jurado Calderón

CI: 171209878-7

Yo, Ing. Roberto Gutiérrez, declaro que, en lo que yo personalmente conozco, el señor Leonidas Roberto Jurado Calderón, es el autor exclusivo de la presente investigación y que ésta es original, auténtica y personal suya.

Ing. Roberto Gutiérrez

Director

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme la oportunidad de formarme profesionalmente en aquello que me gusta.

A mi esposa, mis padres, hermanos y sobrinos por su apoyo y comprensión.

A profesores y personal administrativo quienes con su trabajo forjan nuevos caminos.

Ricardo Hernández

AGRADECIMIENTO

A Dios por haberme guiado a seguir esta hermosa carrera.

A mis padres por haberme apoyado siempre en la vocación.

A la Universidad Internacional del Ecuador por darme la oportunidad de cumplir con mis anhelos.

Al Ingeniero Roberto Gutiérrez, por su contribución y apoyo para con esta tesis.

Leonidas Jurado

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a la sociedad ecuatoriana, que sea un paso más en busca de mejoras para nuestro querido País.

Ricardo Hernández

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis Padres, mi querida esposa y mi pequeña hija, quienes con su amor y paciencia han hecho posible que nuestro sueño se convierta en realidad.

Leonidas Jurado

SÍNTESIS

Diseño de un sistema semiautomático para el proceso de montaje y desmontaje de motores a gasolina y motores a diesel de tamaño mediano.

Una vez desmontado fácilmente el motor puede ser trasladado a un sitio establecido para ponerlo en un banco de motor o en el cajón de una camioneta.

La capacidad del equipo es de 500 kilogramos, considerando el peso del motor y los aparejos, una altura de 3,20 metros y un alcance de 1,90 metros.

El sistema logra cubrir dos bahías de trabajo dentro del taller.

Se busca aumentar la eficiencia y seguridad en el procedimiento y disminuir los riesgos, el tiempo y el número de operadores requeridos.

El sistema consta de una estructura metálica, un carro o trolley y un tecele o polipasto eléctrico.

SYNTHESIS

Design of a semi-automated system for the process of assembly and disassembly of gasoline and diesel engines of medium size.

Once removed the engine can be easily moved to a site set up to put on a bench in the crate engine or a truck.

The equipment capacity is 500 kg, considering the weight of the engine and gear, a height of 3.20 meters and a range of 1.90 meters.

The system manages to cover two work bays in the shop.

It seeks to increase the efficiency and safety in the procedure and reduce the risks, time and number of operators required.

The system consists of a metal structure, a cart or trolley and a keyboard or electric hoist.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1	1
1. GENERALIDADES	1
1.1 ANTECEDENTES.....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	3
1.4 OBJETIVOS	3
1.4.2 <i>General</i>	3
1.4.3 <i>Específicos</i>	3
CAPÍTULO 2	4
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	4
2.1 ESTRUCTURAS.....	4
2.2 TIPOS DE ESTRUCTURAS.....	6
2.2.1 <i>Estructuras continuas</i>	6
2.2.2 <i>Estructuras de barra</i>	8
2.2.2.1 Estructuras articuladas	8
2.2.2.2 Estructuras reticuladas	9
2.2.2.2.1 Estructura reticulada de plano medio	10
2.3 MOTORES ELÉCTRICOS.....	13
2.3.1 <i>De corriente continua</i>	15
2.3.1.1 Derivación (Shunt).....	15
2.3.1.2 Independiente.....	16

2.3.1.3	Serie	17
2.3.1.4	Compuesto (compound)	17
2.3.2	<i>De corriente alterna</i>	19
2.3.2.1	Asíncronos (inducción)	19
2.3.2.2	Síncronos	24
2.3.3	<i>Universales</i>	26
2.4	TIPOS DE MOTORES ELÉCTRICOS PARA TECLES	27
2.5	CARGAS	27
2.5.1	<i>Cargas Estáticas</i>	27
2.5.1.1	Carga muerta	28
2.5.2	<i>Cargas Dinámicas</i>	28
2.5.2.1	Carga viva	29
2.6	TECLES	29
2.7	TIPOS DE TECLES	29
CAPÍTULO 3		32
3.	DISEÑO	32
3.1	DISEÑO MECÁNICO	32
3.1.1	<i>Determinación de Cargas</i>	34
3.1.2	<i>Determinación de capacidad del sistema</i>	37
3.1.2.1	Cálculo de Momentos	39
3.1.2.2	Determinación y cálculo de la viga	40
3.1.2.2.1	Cálculo	44
3.1.2.2.2	Revisión del momento flector en la viga	47
3.1.2.2.3	Revisión de esfuerzo cortante	48

3.1.2.2.4	Revisión de la resistencia del tubo soporte de viga.....	49
3.1.2.3	Determinación y cálculo de la columna	50
3.1.2.3.1	Cálculo	53
3.1.2.3.2	Esbeltez.....	54
3.1.2.3.3	Revisión de la resistencia del tubo soporte de viga.....	54
3.1.2.4	Desempeño Viga – Columna.....	55
3.1.2.5	Cálculo de la resistencia del eje de rotación	58
3.1.2.5.1	Resistencia frente a la fuerza manual (accidental)	59
3.1.2.6	Sistema de giro.....	61
3.1.2.7	Cálculo de pernos.....	63
3.1.2.8	Diseño de Placa Base	64
3.1.3	<i>Resumen del Diseño del Sistema</i>	66
3.1.3.1	Cálculo del esfuerzo a flexión.....	67
3.1.4	<i>Selección de Tecla</i>	68
3.2	DISEÑO ELÉCTRICO.....	72
3.2.1	<i>Fuerza Electromotriz</i>	73
3.2.2	<i>Factor de Operación</i>	74
CAPÍTULO 4		75
4.	CONSTRUCCIÓN DEL MODELO A ESCALA, MONTAJE Y	
	PRUEBAS	
4.1	HOJAS DE PROCESOS.....	75
4.2	PLANOS DE MONTAJE	76
4.3	MONTAJE	77
4.4	PRUEBAS	82

4.4.1	<i>Definición del Modelo de Pruebas</i>	82
4.4.2	<i>Determinación de la carga para la prueba</i>	84
4.4.3	<i>Prueba de Carga</i>	88
CAPÍTULO 5		93
5.	ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO	93
5.1	INVERSIONES	93
5.2	CAPITAL DE TRABAJO.....	94
5.3	FINANCIAMIENTO	95
5.3.1	<i>Fuentes de financiamiento</i>	95
5.4	COSTOS E INGRESOS.....	97
5.4.1	<i>Costos</i>	97
5.4.2	<i>Clasificación de los costos</i>	97
5.4.3	<i>Costos de producción</i>	98
5.4.4	<i>Materia prima</i>	98
5.4.5	<i>Materiales directos</i>	98
5.4.6	<i>Materiales indirectos</i>	101
5.4.7	<i>Mano de obra</i>	101
5.4.7.1	Mano de obra directa.....	101
5.4.7.2	Mano de obra indirecta.....	102
5.4.8	<i>Costos indirectos de fabricación</i>	102
5.4.9	<i>Depreciación</i>	103
5.4.10	<i>Gastos financieros</i>	103
5.5	COSTOS PROYECTADOS	104
5.6	INGRESOS.....	105

5.7	PRESUPUESTOS DE INGRESOS.....	105
5.8	EVALUACIÓN FINANCIERA Y ECONÓMICA DEL PROYECTO.....	106
5.9	ESTADO DE RESULTADOS	106
5.10	FLUJO DE CAJA.....	107
5.11	VALOR ACTUAL NETO.....	107
5.12	TASA INTERNA DE RETORNO	108
5.13	ANÁLISIS COMPARATIVO DE PRECIOS DEL TECLE.....	108
CAPÍTULO 6.....		110
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		110
6.1	CONCLUSIONES.....	110
6.2	RECOMENDACIONES.....	111
ANEXOS		

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 <i>Tipos de estructuras</i>	6
Figura 2.2 <i>Placa sometida a flexión</i>	7
Figura 2.3 <i>Membrana sometida a tensión y compresión</i>	7
Figura 2.4 <i>Estructura articulada</i>	8
Figura 2.5 <i>Estructura reticulada</i>	9
Figura 2.6 <i>Estructura reticulada de plano medio</i>	10
Figura 2.7 <i>Estructuras reticuladas de plano medio pórtico</i>	11
Figura 2.8 <i>Estructuras reticuladas de plano medio marcos</i>	11
Figura 2.9 <i>Estructura reticulada emparrillados planos</i>	12
Figura 2.10 <i>Estructura reticular espacial</i>	13
Figura 2.11 <i>Tipos de motores eléctricos</i>	14
Figura 2.12 <i>Derivación (Shunt)</i>	16
Figura 2.13 <i>Independiente</i>	16
Figura 2.14 <i>Serie</i>	17
Figura 2.15 <i>Compuesto</i>	18
Figura 2.16 <i>Par motor vs Velocidad de giro</i>	18
Figura 2.17 <i>Par motor vs Tiempo</i>	19

Figura 2.18 <i>Jaula simple de ardilla</i>	21
Figura 2.19 <i>Jaula doble de ardilla</i>	22
Figura 2.20 <i>De ranura profunda</i>	23
Figura 2.21 <i>Rotor bobinado</i>	24
Figura 2.22 <i>Síncronos</i>	25
Figura 2.23 <i>Universales</i>	26
Figura 2.24 <i>Tecle manual de poleas</i>	30
Figura 2.25 <i>Tecle con sistema hidráulico</i>	30
Figura 2.26 <i>Tecle eléctrico con cadena</i>	31
Figura 2.27 <i>Tecle eléctrico con cable</i>	31
Figura 3.1 <i>Determinación de alturas</i>	33
Figura 3.2 <i>Determinación de longitud del brazo</i>	34
Figura 3.3 <i>Determinación de pesos en el sistema</i>	36
Figura 3.4 <i>Carga en el punto más crítico</i>	38
Figura 3.5 <i>Dimensiones de la viga – SAP 2000</i>	41
Figura 3.6 <i>Tabla de resumen de la viga – SAP 2000</i>	42
Figura 3.7 <i>Diagrama de resultados de la viga – SAP 2000</i>	43
Figura 3.8 <i>Puntos y distancias de la viga para los cálculos</i>	44

Figura 3.9 <i>Dimensiones de la columna – SAP 2000</i>	50
Figura 3.10 <i>Tabla de resumen de la columna – SAP 2000</i>	51
Figura 3.11 <i>Diagrama de resultados de la columna – SAP 2000</i>	52
Figura 3.12 <i>Asignación de la sección en los elementos de la estructura</i>	56
Figura 3.13 <i>Revisión de diseño de las secciones – SAP 2000</i>	57
Figura 3.14 <i>Eje de rotación de viga horizontal - momentos</i>	58
Figura 3.15 <i>Rodamiento de rodillos cónicos</i>	62
Figura 3.16 <i>Rodamiento de rodillos cónicos</i>	62
Figura 3.17 <i>Cordones de soldadura</i>	65
Figura 4.1 <i>Columna y soporte</i>	77
Figura 4.2 <i>Eje pivotante</i>	78
Figura 4.3 <i>Brazo de giro</i>	79
Figura 4.4 <i>Rulimán axial</i>	79
Figura 4.5 <i>Topes y cable de acero</i>	80
Figura 4.6 <i>Trolley de cadena</i>	80
Figura 4.7 <i>Sistema de piñones</i>	81
Figura 4.8 <i>Tecla eléctrico</i>	81
Figura 4.9 <i>Dimensiones de la viga del modelo a escala</i>	83

Figura 4.10 <i>Dimensiones de la columna del modelo a escala</i>	83
Figura 4.11 <i>Dimensiones del tubo utilizado en el soporte - SAP 2000</i>	85
Figura 4.12 <i>Dimensiones de la columna - SAP 2000</i>	85
Figura 4.13 <i>Dimensiones de la viga - SAP 2000</i>	86
Figura 4.14 <i>Carga en el punto más crítico - SAP 2000</i>	87
Figura 4.15 <i>Distribución de la carga en el sistema - SAP 2000</i>	88
Figura 4.16 <i>Prueba de izaje</i>	89
Figura 4.17 <i>Prueba de giro del brazo y recorrido del trolley</i>	89
Figura 4.18 <i>Prueba de deflexión de la columna</i>	90
Figura 4.19 <i>Medición de la deflexión de la columna</i>	90
Figura 4.20 <i>Prueba de deflexión de la viga</i>	91
Figura 4.21 <i>Medición de la deflexión de la columna</i>	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 <i>Especificaciones del teclé eléctrico marca R&M</i>	70
Tabla 3.2 <i>Especificaciones del teclé eléctrico marca H-LIFT</i>	70
Tabla 3.3 <i>Especificaciones del teclé eléctrico marca HÉRCULES</i>	71
Tabla 3.4 <i>Especificaciones del trolley marca R&M</i>	71
Tabla 3.5 <i>Especificaciones del trolley marca H-LIFT</i>	72
Tabla 3.6 <i>Especificaciones del trolley marca GAN-MAR</i>	72
Tabla 4.1 <i>Elementos constitutivos de la estructura</i>	75
Tabla 4.2 <i>Factibilidad de obtención de materiales para modelos de prueba</i>	82
Tabla 4.3 <i>Tabla de resultados</i>	92
Tabla 5.1 <i>Capital de trabajo</i>	94
Tabla 5.2.- <i>Estructura del financiamiento</i>	95
Tabla 5.3 <i>Amortización</i>	96
Tabla 5.4 <i>Materiales ara la estructura metálica</i>	99
Tabla 5.5 <i>Anclajes</i>	99
Tabla 5.6 <i>Sistema de izaje</i>	100
Tabla 5.7 <i>Instalación eléctrica</i>	100
Tabla 5.8 <i>Señalética</i>	100

Tabla 5.9 Mano de obra directa.....	101
Tabla 5.10 Mano de obra indirecta.....	102
Tabla 5.11 Insumos para la fabricación.....	102
Tabla 5.12 <i>Gastos financieros</i>	104
Tabla 5.13 <i>Costos</i>	104
Tabla 5.14 <i>Presupuestos de ingreso</i>	105
Tabla 5.15 <i>Evaluación financiera</i>	108

Nomenclatura

M = momento

S_y = resistencia a la fluencia

$\square$ = esfuerzo cortante

I = inercia

O' = esfuerzo flector

F_s = factor de seguridad

I_c = inercia de la columna

A_c = área de la sección transversal de la columna

r = radio de giro

F_c = fuerza crítica de pandeo

P_c = esfuerzo crítico de pandeo

L_c = longitud de columna

E = módulo elástico del material

k = coeficiente de longitud efectiva para la columna

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

En la mayoría de talleres automotrices para el desmontaje y montaje de motores utilizan un tecle de cadena o un tecle de pluma.

Los tecles de cadena están suspendidos a una estructura metálica mediante un gancho, amarrados con sogas, o cadenas generando riesgos en los pasos del proceso, los inconvenientes de este sistema son daños en las unidades por la cadena ya que con su movimiento roza partes de la carrocería.

El tecle de pluma presenta la incomodidad del brazo y las patas, el brazo debe ser ubicado a una distancia correcta según el peso del motor porque este podría vencer al tecle golpeando la unidad y sufriendo abolladuras el motor. Las patas también deben ser reguladas porque son el soporte que da estabilidad, si quedan muy extendidas pueden topar las llantas, caballetes o gatas al momento de ingresar bajo el vehículo, si su distancia es corta podría ocasionar que el peso del motor venza el tecle golpeando el vehículo.

Para realizar este proceso con los tecles mencionados se necesita la mano de obra de dos o más operadores, mientras el primer operador saca el motor, el

segundo y tercer operador deben ayudar a sostener el tecle, subir o bajar la cadena, regular el cilindro del tecle de pluma, etc.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad en los talleres mecánicos donde se realizan el desmontaje y/o el montaje de motores efectúan esta actividad de forma rudimentaria, esto ocasiona que el trabajo no sea ejecutado correctamente pudiendo presentarse mutilaciones en las unidades o golpes en los mecanismos internos de los automotores.

Al realizarse esta operación de forma manual los operarios están expuestos a problemas de seguridad como golpes, caídas o atrapamientos.

El proyecto que se plantea consiste en una propuesta para mejorar el proceso de montaje y desmontaje de motores a gasolina y diesel basado en un sistema de brazo pivotante y un tecle eléctrico, dando la posibilidad de trabajar al menos en 2 bahías, y una vez desmontado el motor ubicarlo en la mesa de trabajo o en el banco de motor.

Con este equipo se busca brindar seguridad y comodidad para los operarios y aumentar la rapidez para estas operaciones.

1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

El uso del tecla eléctrica brinda mayor seguridad y comodidad a los operadores puesto que la manipulación es mediante el manejo de un control, logrando mejor maniobrabilidad en el proceso.

Con este sistema versátil se reduce el riesgo de mutilaciones, daños, golpes en los motores y carrocerías puesto que no hay un contacto directo de las partes con el vehículo, como por ejemplo la cadena o el brazo y soporte en el caso del tecla de pluma.

1.4 OBJETIVOS

1.4.2 General

Diseñar y construir un sistema semiautomático para desmontaje y montaje de motores para un taller automotriz.

1.4.3 Específicos

- a) Facilitar el movimiento de los motores para realizar las operaciones posteriores.
- b) Mejorar la eficiencia en montaje y desmontaje de motores.
- c) Construir un equipo versátil y robusto para mejorar la seguridad y comodidad de los operarios.
- d) Realizar el análisis económico y financiero del proyecto.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 ESTRUCTURAS

Su concepto más general “se refiere a la forma en que se organizan las partes de un sistema u objeto”¹. Desde el punto de vista de la ingeniería, las estructuras están ligadas a la construcción; se consideran estructuras los puentes, los edificios, las torres, las presas, etc. De una forma más específica entendemos por estructura aquella parte de la construcción que soporta el conjunto y es capaz de resistir las diversas acciones como: su peso propio, sobre cargas de uso, viento, movimientos sísmicos, etc.

La ingeniería estructural abarca la concepción, el diseño y la construcción de las estructuras de diversas índoles. Se contemplan 4 criterios básicos:

- a. *Funcionalidad*: la estructura debe cumplir todo aquello para lo que ha sido diseñado.
- b. *Seguridad*: la estructura debe considerar todas las cargas a las que podría ser sometida.
- c. *Economía*: se debe optimizar los recursos disponibles.

¹ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.1.

d. Estética: la estructura debe ser armónica en su apariencia exterior e interior.

También es importante considerar el impacto ambiental, la factibilidad de mantenimiento, la reciclabilidad, gestión empresarial, dependiendo del tipo de estructura que se trate.

En toda estructura los criterios más esenciales son: la funcionalidad, que es su razón de ser, y la seguridad, su garantía.

“Se entiende por respuesta estructural a la determinación de los estados de tensión y de formación a los que la estructura va a estar sometida por efecto de los diferentes estados de carga que se consideran”². La determinación de los estados de tensión es fundamental para satisfacer los criterios de resistencia de acuerdo a las normativas para garantizar la seguridad de las estructuras. En su lugar, los estados de deformación son necesarios para satisfacer los criterios de rigidez, que están a menudo ligados a requisitos de funcionalidad.

En consecuencia, el análisis de estructuras pretende establecer las condiciones de resistencia y rigidez de las estructuras analizadas.

² CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.2.

2.2 TIPOS DE ESTRUCTURAS

Las estructuras pueden clasificarse de acuerdo a su geometría y a su forma de trabajar.

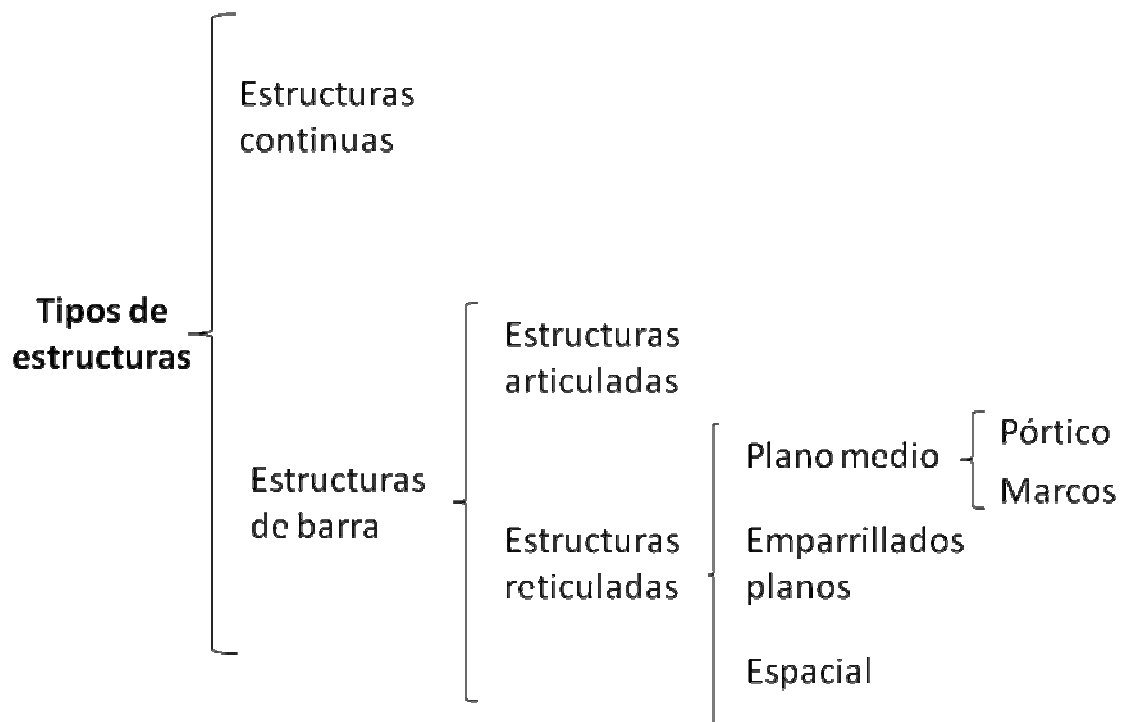


Figura 2.1 *Tipos de estructuras*³

2.2.1 Estructuras continuas

Son aquellas en las cuales “no es posible diferenciar los distintos elementos que la forma”⁴. Entre las estructuras continuas podemos distinguir aquellas en las que es posible identificar un espesor y hablar de estructuras superficiales, tales como placas (que trabajan a flexión), membranas (que trabajan a tracción y/o

³ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado

⁴ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.3.

compresión), láminas (que trabajan a flexión, a tracción y/o compresión), etc. De aquellas estructuras sólidas o masivas.

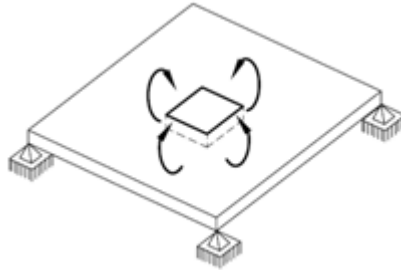


Figura 2.2 *Placa sometida a flexión*⁵

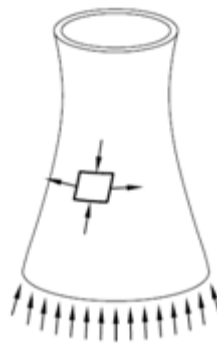


Figura 2.3 *Membrana sometida a tensión y compresión*⁶

Como se muestran en las figuras las dos estructuras superficiales están sometidas a su peso propio; la placa a trabajar en flexión, mientras que la torre de refrigeración trabaja como membrana a compresión en la dirección meridional, y a tracción en la dirección circunferencial.

⁵ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, *Mecánicas de Estructuras*, 2004, p.4.

⁶ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, *Mecánicas de Estructuras*, 2004, p.4.

Son ejemplos los tanques de almacenamiento, cascos de buques, carros de ferrocarril, aeroplanos y cubiertas de cascaron para edificios grandes.

2.2.2 Estructuras de barra

Las estructuras de barra son aquellas formadas por piezas prismáticas enlazadas entre sí mediante nudos articulados que solo permiten el giro relativo, o nudos rígidos, que no permiten los desplazamientos ni los giros relativos.

2.2.2.1 Estructuras articuladas

Son aquellas estructuras “formadas por piezas prismáticas unidas entre sí mediante articulaciones”⁷.

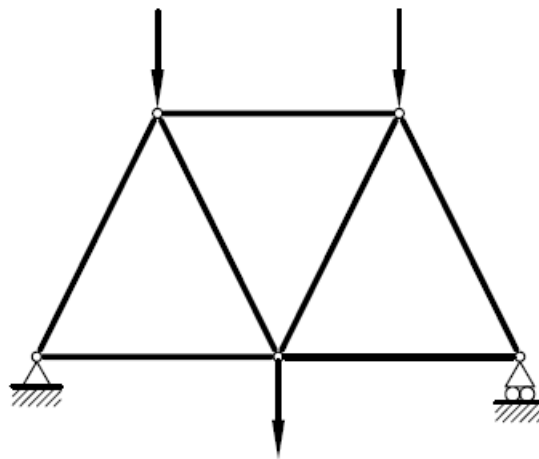


Figura 2.4 Estructura articulada⁸

⁷ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.6.

⁸ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.6.

Dado que los enlaces articulados no permiten transmitir momentos flectores de unas piezas a otras, es fácil deducir que las barras de una estructura articulada trabajan básicamente a esfuerzo axial, ya que la única flexión a la que pueden estar sometidas es la debida a las cargas transversales que actúen directamente sobre ellas. Resolver una estructura articulada implica, pues, determinar el valor de los esfuerzos axiales que actúan sobre las diferentes barras.

2.2.2.2 Estructuras reticuladas

Son aquellas estructuras “formadas por piezas prismáticas unidas entre sí mediante nudos rígidos”⁹.

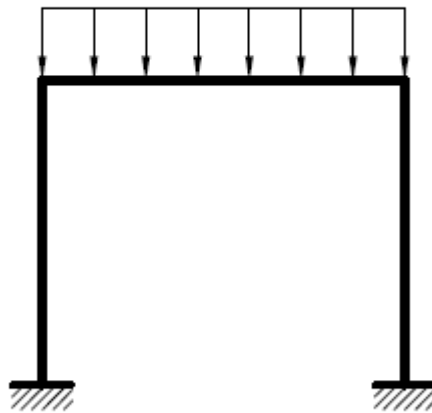


Figura 2.5 Estructura reticulada¹⁰

Puesto que los nudos rígidos sí transmiten los momentos de una barra a otra, las piezas de una estructura reticulada trabajan a flexión y a torsión. Esto implica

⁹ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.6.

¹⁰ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.6.

determinar las leyes de momentos flectores, esfuerzos cortantes, esfuerzos axiales y, en su caso, momentos torsores que actúan sobre las diferentes barras.

2.2.2.2.1 Estructura reticulada de plano medio

Son aquellas estructuras en la que el “plano que contiene a las directrices de las piezas, es su plano de simetría y que están sometidas a cargas contenidas en dicho plano medio”¹¹. Por razones de simetría, las piezas que forman las estructuras de plano medio trabajan a flexión compuesta recta, esto es, que están sometidas a momentos flectores, de eje perpendicular al plano medio, y a esfuerzos cortantes y axiales, contenidos en dicho plano.

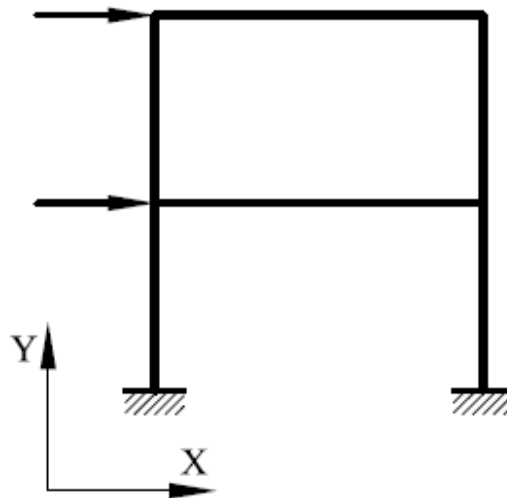


Figura 2.6 *Estructura reticulada de plano medio*¹²

¹¹ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.7.

¹² CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.7.

a.- Estructuras reticuladas de plano medio: pórtico

Aquellas estructuras formadas a base de soportes y dinteles.

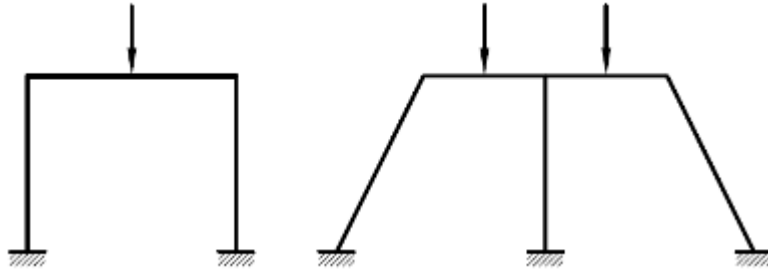


Figura 2.7 Estructuras reticuladas de plano medio pórtico¹³

b.- Estructuras reticuladas de plano medio: marcos

Aquellas estructuras en las cuales sus piezas están unidas formando células cerradas.

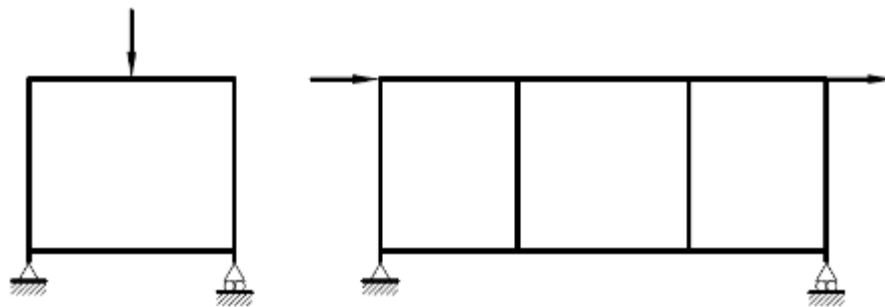


Figura 2.8 Estructuras reticuladas de plano medio marcos¹⁴

¹³ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.8.

¹⁴ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.8.

2.2.2.2.2 Estructura reticulada emparrillados planos

Son aquellas estructuras formadas por piezas en las que las secciones rectas son simétricas respecto a planos perpendiculares al que contiene a las directrices de las piezas y que están sometidas a cargas perpendiculares al plano de las directrices.

Las piezas de los emparrillados planos trabajan a flexo-torsión simple, esto es, están sometidas a momentos flectores y torsores, de eje contenido en el plano del emparrillado y a esfuerzos cortantes, perpendiculares a éste.

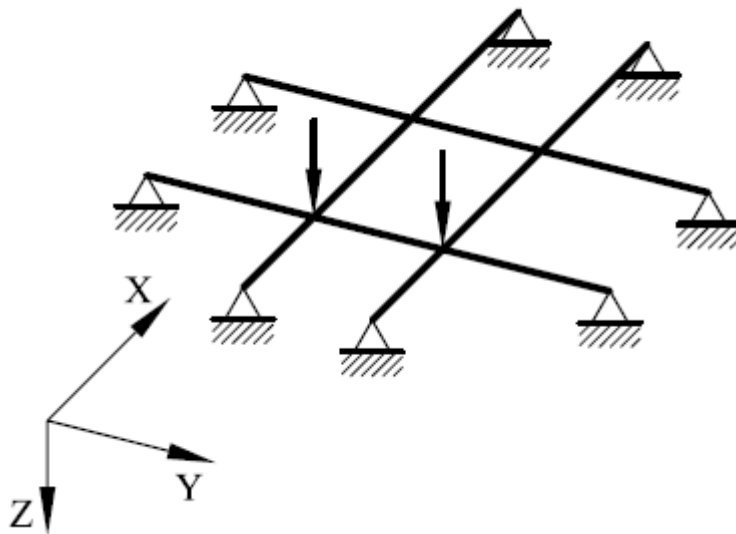


Figura 2.9 Estructura reticulada emparrillados planos¹⁵

¹⁵ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.17.

2.2.2.2.3 Estructura reticular espacial

Aquellas estructuras en las cuales las directrices de todas las piezas que la forman no están contenidas en el mismo plano.

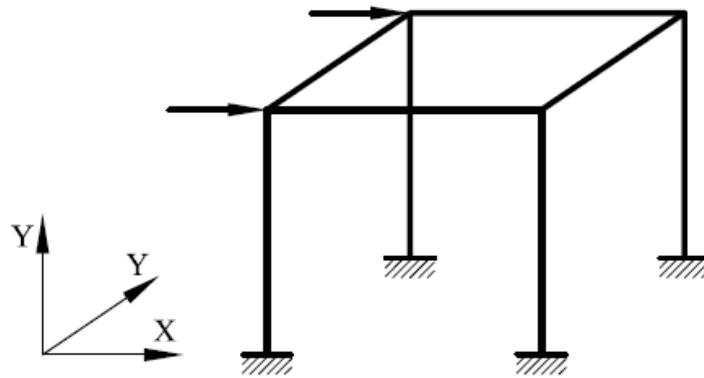


Figura 2.10 Estructura reticular espacial¹⁶

2.3 MOTORES ELÉCTRICOS

Un motor eléctrico es un aparato o conjunto de aparatos capaces de convertir la energía eléctrica de alimentación en movimiento o energía mecánica a través de medios electromagnéticos. Su funcionamiento se basa en la inducción descubierto por Michael Faraday, y en el fenómeno opuesto descrito por André Marie Ampère.

¹⁶ CERVERA RUIZ, Miguel; BLANCO DÍAZ, Elena, Mecánicas de Estructuras, 2004, p.17.

Si a un conductor eléctrico por el cual circula una corriente eléctrica y se genera un campo magnético en él, se pone dentro de la acción de un campo magnético, el resultado de dicha interactividad es movimiento.

Las partes fundamentales de un motor son el inductor (o estator en un motor AC) y el inducido (o rotor).

A los motores eléctricos en su clasificación más general se subdividen según el tipo de corriente de alimentación, pueden ser de corriente continua (CC), de corriente alterna (CA) o universales.

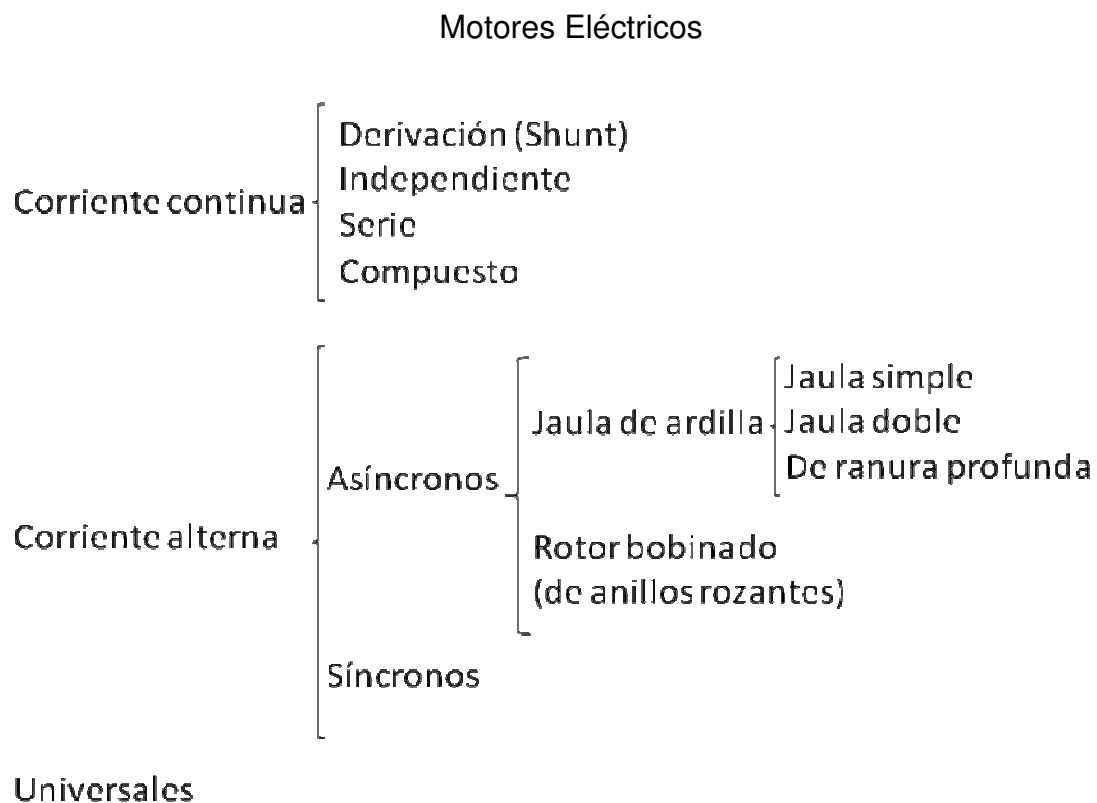


Figura 2.11 *Tipos de motores eléctricos*¹⁷

¹⁷ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado

2.3.1 De corriente continua

En un motor eléctrico la generación de fuerza y la formación de torque viene dado por la superposición de dos campos magnéticos. En un motor de corriente continua el sistema fijo usualmente es el devanado de excitación en el estator, en tanto que el devanado de armadura sobre un eje giratorio forma el sistema en movimiento. En motores pequeños, el campo de excitación usualmente es equipado por imanes permanentes; mientras que en motores grandes se requiere una corriente de armadura y una corriente de excitación con el propósito de crear estos dos campos magnéticos.

La manera de conexión entre el devanado del inductor y del devanado del inducido da características de funcionamiento a la máquina, de ahí la siguiente clasificación:

2.3.1.1 Derivación (Shunt)

Los motores con esta conexión se caracterizan por tener los circuitos del inducido y del devanado de excitación conectados entre sí en paralelo. Tienen una velocidad constante a pesar de las variaciones de carga, por lo que son usados cuando se requiere una regulación precisa de la velocidad actuando sobre su circuito de excitación.

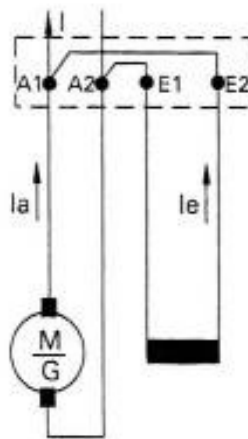


Figura 2.12 *Derivación (Shunt)*¹⁸

2.3.1.2 Independiente

Los circuitos del devanado del inducido y del inductor se alimentan de fuentes independientes o separadas. Sus características son similares a los del motor en derivación en cuanto a la relación entre la velocidad y la carga.

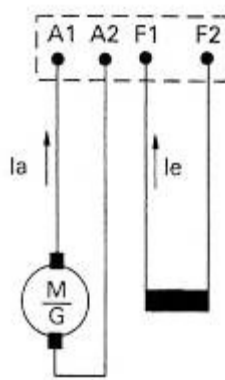


Figura 2.13 *Independiente*¹⁹

¹⁸ MARTINEZ DOMINGUEZ, Fernando; Reparación y Bobinado de motores eléctricos, 2001, p.19.

¹⁹ MARTINEZ DOMINGUEZ, Fernando; Reparación y Bobinado de motores eléctricos, 2001, p.18.

2.3.1.3 Serie

En estos motores los circuitos de las bobinas inductoras y del inducido están conectados en serie, por lo cual por ellos circula la misma corriente.

Tienen dos características principales: una por tener un gran par de arranque porque es prácticamente proporcional al cuadrado de la intensidad I , por ser la productora del flujo de excitación; y la segunda porque su velocidad de giro es muy dependiente de la carga.

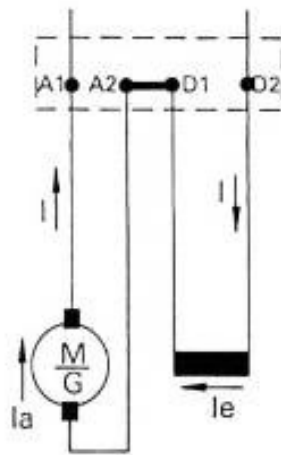


Figura 2.14 Serie²⁰

2.3.1.4 Compuesto (compound)

Estos motores tienen dos circuitos de excitación, uno conectado en serie con el inducido y el otro conectado en paralelo o derivación, por lo que reúne las propiedades de las dos.

²⁰ MARTINEZ DOMINGUEZ, Fernando; Reparación y Bobinado de motores eléctricos, 2001, p.20.

Estas máquinas pueden llegar a tener un par de arranque mayor que el del motor en derivación y una velocidad muy constante, pero según predomine serie o derivación pueden llegar a ser muy inestables siendo poco utilizados.

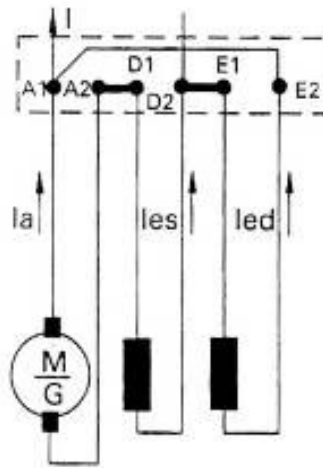


Figura 2.15 *Compuesto*²¹

Las curvas características de este tipos de motores se muestran a continuación, el primer grafico se considera la velocidad de giro y el par motor, mientras que en el segundo se confronta el par motor y la corriente consumida.

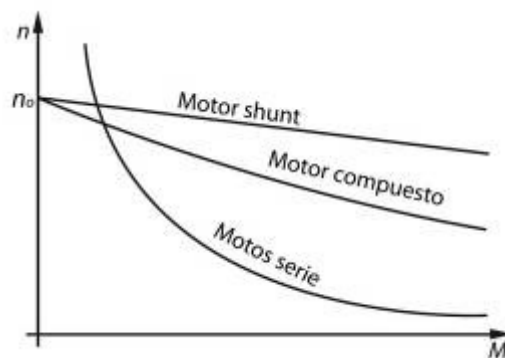


Figura 2.16 *Par motor vs Velocidad de giro*²²

²¹ MARTINEZ DOMINGUEZ, Fernando; Reparación y Bobinado de motores eléctricos, 2001, p.22.

²² WAYNE BEATY, H; Manual del manual eléctrico, 2000, p. 280.

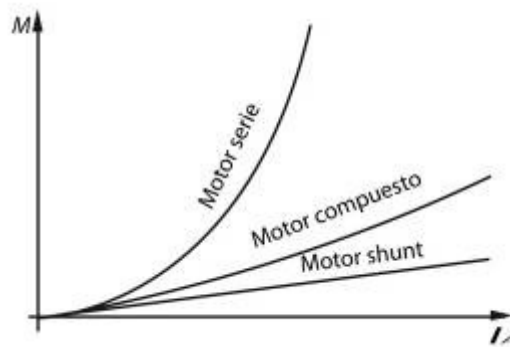


Figura 2.17 *Par motor vs Tiempo*²³

2.3.2 De corriente alterna

La velocidad de giro entre el rotor y el campo magnético se puede usar para hacer una diferenciación entre motores síncronos y asíncronos. En los primeros la velocidad es la misma mientras tanto que en los asíncronos la velocidad del rotor es inferior.

2.3.2.1 Asíncronos (inducción)

La armadura o estator consta de tres devanados desfasados 120° y alimentadas por un sistema trifásico de corriente alterna. La variación de las tres ondas hace que el campo gire a una velocidad constante, que se determina por la frecuencia de la corriente en la línea de potencia de corriente alterna. Este campo magnético induce una fuerza electromotriz en el rotor y circula corriente en él. Las fuerzas

²³ WAYNE BEATY, H; Manual del manual eléctrico, 2000, p. 280.

electromagnéticas entre la corriente del rotor y el campo magnético provocan una par en el rotor y gira. Si el rotor da vueltas exactamente a la misma velocidad que el campo magnético, no habrá en él corrientes inducidas, y, por tanto, el rotor no debería girar a una velocidad síncrona. La velocidad de rotación del rotor y la del campo difieren entre sí un 2 a un 5%. Esta diferencia es conocida como caída.

El **motor asíncrono trifásico** de corriente alterna es el más empleado industrialmente.

Los motores asíncronos según la forma constructiva del rotor se clasifican en:

2.3.2.1.1 Jaula de ardilla

El rotor está compuesto por un conjunto de barras conductoras de cobre unidas en sus extremos por anillos. Existen algunas variantes detalladas a continuación:

a.- Jaula simple

Este rotor está formado por una sucesión de barras de cobre o aluminio, situadas en la periferia de las chapas magnéticas. Las barras pueden ser de forma cilíndricas o rectangular y en algunos casos incluso se colocan en ranuras abiertas o semiabiertas, para que queden más cerca aún de la periferia del rotor.

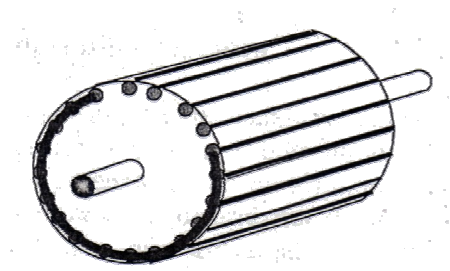


Figura 2.18 *Jaula simple de ardilla*²⁴

Este tipo de rotor se emplea para motores pequeños o cuyo arranque no sea muy exigente en cuanto a potencia requerida. En el momento del arranque suelen absorber de la red una gran intensidad, de 6 a 7 veces la nominal del motor, por lo que no es muy aconsejable en motores de gran potencia. Su par de arranque suele ser como máximo el 140% del par nominal.

Los motores con rotores de jaula de ardilla de corriente alterna monofásica utilizan varios dispositivos de inductancia y capacitancia, alterando las características del voltaje monofásico y lo hagan parecido al bifásico. Estos motores son conocidos motores multifásicos o motores de condensador o de capacidad, según los dispositivos que usen. Los motores de jaula de ardilla monofásicos no tienen un par de arranque grande, y se utilizan motores de repulsión-inducción para las aplicaciones en las que se requiere el par.

²⁴ MARTINEZ DOMINGUEZ, Fernando; Reparación y Bobinado de motores eléctricos, 2001, p.51.

b.- Jaula doble

El rotor de jaula doble de ardilla está constituido por dos jaulas. La ventaja con respecto al anterior es el arranque, ya que la intensidad consumida es menor, no sobrepasando las 3 ó 5 veces la intensidad nominal, además su par de arranque puede llegar hasta el 230% del par normal, en el momento de alcanzar su máxima velocidad. Por lo que este tipo de rotor se emplea en motores que tienen que arrancar a plena carga o bien cuando no se quiere que la punta se arranque sea muy elevada, por lo que es el tipo de rotor más utilizado.

Asimismo son más estables en su marcha, soportando mejor sobrecargas sin disminuir la velocidad.

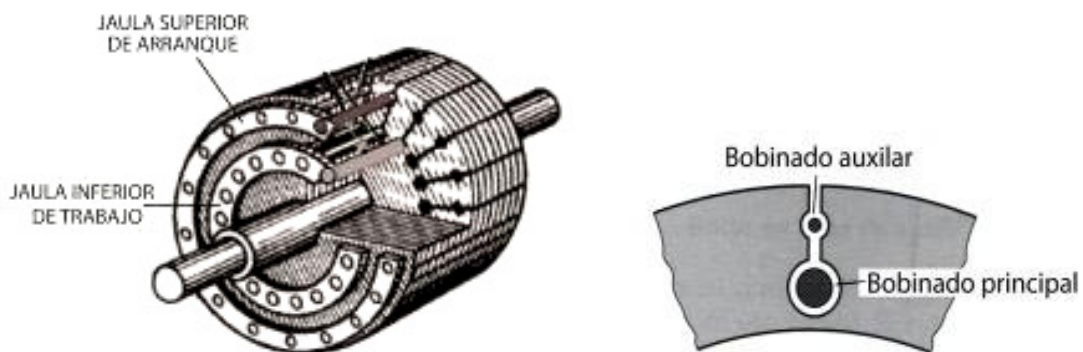


Figura 2.19 Jaula doble de ardilla²⁵

²⁵ WAYNE BEATY, H; Manual del manual eléctrico, 2000, p. 338.

c.- De ranura profunda

Es una variante de los rotores de jaula simple, por lo que sus características son parecidas. En este rotor la jaula de ardilla se construye con pletinas o varillas más metidas en el hierro del rotor, logrando así que el rotor tenga menos impedancia en el arranque, consiguiéndose un arranque más rápido.

Bobinado de barra profunda cónica



Figura 2.20 *De ranura profunda*²⁶

2.3.2.1.2 Rotor bobinado (de anillos rozantes)

En las ranuras del rotor se aloja un bobinado de hilo o pletina de cobre, similar a los bobinados del estator, éstos son generalmente trifásicos. Sus extremos libres se conectan uno a cada anillo rozante de cobre o latón, situado sobre el eje del rotor.

De esta forma, los tres extremos o las fases del rotor se pueden conectar al exterior por medio de escobillas de grafito que rozan sobre anillos del rotor para

²⁶ WAYNE BEATY, H; Manual del manual eléctrico, 2000, p. 338.

ser conectadas a resistencias externas adicionales, aumentando la resistencia del devanado del rotor, pudiendo variar el par de arranque entre el 150% y el 250% del par normal aproximadamente, y reducir la corriente de arranque a 1,5 ó 2 veces la intensidad nominal. En la fase arranque las resistencias de arranque son conmutadas a través de las escobillas y son cortocircuitadas después de la puesta en funcionamiento.

Además la velocidad de rotación es continuamente variable en cierto rango por medio de las resistencias del circuito del rotor. Si el proceso no se usa para variar la velocidad del motor, al finalizar el arranque los tres anillos del rotor se cortocircuitan para que funcione como un motor con rotor en jaula de ardilla.

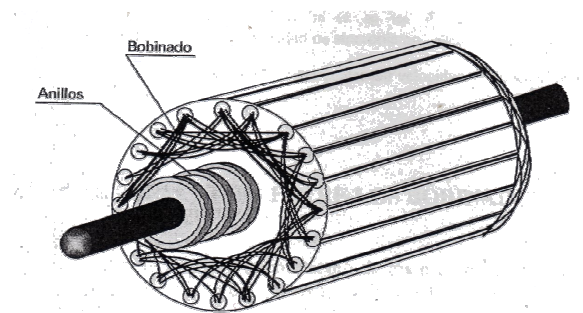


Figura 2.21 *Rotor bobinado*²⁷

2.3.2.2 Síncronos

Un motor síncrono se alimenta con corriente continua y alterna. La excitatriz alimenta de corriente continua al rotor creándose un campo magnético constante. El estator al contrario es alimentado por corriente alterna produciéndose un

²⁷ MARTINEZ DOMINGUEZ, Fernando; Reparación y Bobinado de motores eléctricos, 2001, p.52.

campo magnético rotatorio. Los polos reales del rotor y los polos ficticios del estator interactúan produciéndose fuerzas tangenciales, y el rotor sigue al campo magnético rotatorio llegando a la velocidad de sincronismo. Para el arranque éstos motores necesitan un motor auxiliar para que se produzca el enganche magnético.

Estos motores son de menor uso a nivel industrial y sólo sustituyen a los asíncronos en algunas aplicaciones específicas. Su principal característica es que giran a velocidad constante e igual a la velocidad sincrónica y no presentan un retraso o caída de los motores asíncronos.

Los motores síncronos mediante la inclusión de los elementos de circuito adecuados pueden funcionar con una fuente de potencia monofásica para obtener un campo magnético rotatorio.

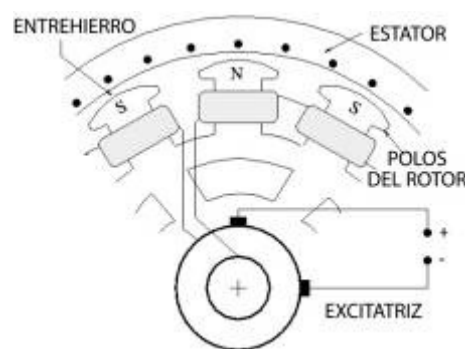


Figura 2.22 Síncronos²⁸

²⁸ FUENTE: <http://www.dsee.fee.unicamp.br/~sato/ET515/node86.html>

2.3.3 Universales

Son motores universales aquellos que pueden funcionar con corriente alterna o continua manteniendo sus principales características. Generalmente se usan con corriente alterna. Los devanados del estator y del rotor están conectados en serie por medio de escobillas que hacen el papel de conmutadores.

Sus características son parecidas a las del motor de corriente continua en serie. Su par de arranque es elevado, de 2 a 3 veces el par normal, la velocidad depende de la carga y puede embalsarse por lo que emplean acoplados a la carga. Los motores universales se fabrican de tamaños pequeños para potencias inferiores a 1 CV, y se utilizan en máquinas herramientas manuales o electrodomésticos.

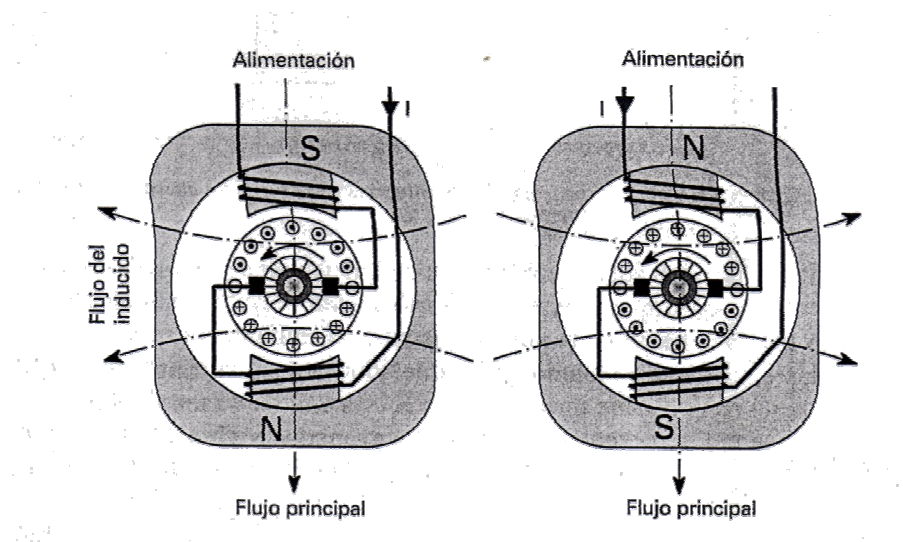


Figura 2.23 *Universales*²⁹

²⁹ MARTINEZ DOMINGUEZ, Fernando; Reparación y Bobinado de motores eléctricos, 2001, p.63.

2.4 TIPOS DE MOTORES ELÉCTRICOS PARA TECLES

El motor más adecuado para tecles eléctricos es el de corriente continua en serie, ya que tiene fuerte par de arranque y la velocidad de giro va de la mano con la carga, si la carga es pesada la velocidad se reduce y desarrolla un momento de torsión creciente con lo cual se reducen las cargas picos en el sistema eléctrico. En cambio con cargas ligeras el tecla trabaja con rapidez. Este motor se adapta bien para el carro que se mueve a lo largo del puente.

Cuando por motivos de infraestructura y economía solo se cuenta con corriente alterna y no es posible convertirla a continua, el mejor tipo de motor es el asíncrono de anillos rozantes por el control de resistencia externa, que permite variación de velocidad y un arranque progresivo.

2.5 CARGAS

La tarea más importante al momento de diseñar una estructura conformada por miembros es la estimación precisa para resistir las fuerzas externas o cargas que recibirá dicha estructura durante su vida útil, ésta debe comportarse impecable y trabajar satisfactoriamente.

2.5.1 Cargas Estáticas

Conocidas también como cargas constantes son fuerzas aplicadas poco a poco y no repetidamente, éstas permanecen constantes después de aplicar por

completo, o bien que son repetidas relativamente pocas veces como las que actúan sobre los edificios, la carga aplicada a una barra, etc.

2.5.1.1 Carga muerta

“Son cargas de magnitud constante que permanecen fijas en un mismo lugar”³⁰, como el peso propio de la estructura y otras cargas unidas a ésta.

Al momento de diseñar una estructura se debe estimar los pesos y cargas muertas de sus partes, puesto que los pesos de sus partes no se conocen con exactitud es importante realizar un análisis estructural y seleccionar sus miembros. “Los pesos determinados de acuerdo con el diseño deben compararse con los pesos estimados”³¹.

2.5.2 Cargas Dinámicas

Son las cargas causadas por un cuerpo en movimiento, la fuerza que se aplica al miembro resistente por el cuerpo en movimiento se llama carga de choque.

Algunas cargas dinámicas actúan sobre el miembro resistente en un intervalo de tiempo durante el cual le imprimen aceleración, como sucede con la presión del aire sobre un aeroplano mientras vuela en una trayectoria curva.

³⁰ Mc CORMAC, Jack, Diseño de Estructuras Metálicas, 1999, p.32.

³¹ Mc CORMAC, Jack, Diseño de Estructuras Metálicas, 1999, p.32.

2.5.2.1 Carga viva

Es aquella que puede cambiar de lugar y magnitud, las cargas que se mueven bajo su propio impulso como camiones, grúas se denominan cargas móviles y las que pueden ser desplazadas como muebles, nieve entre otras se denominan cargas movibles.

2.6 TECLES

Los tecles son máquinas para trabajo profesional e industrial, son utilizados para mover o levantar cargas con gran ventaja mecánica aplicando una fuerza menor al peso que hay que mover. En su mayoría están compuestos de una estructura de acero de alta resistencia, un sistema de poleas de precisión para una suave manipulación del peso.

Estas máquinas se utilizan en talleres o industrias que cargan elementos pesados para hacer más rápida y fácil la elevación y colocación de las piezas en las diferentes máquinas, herramientas. Pueden estar sujetos a un brazo giratorio acoplado a una máquina o móviles guiados por rieles.

2.7 TIPOS DE TECLES

La fuerza motriz puede ser: manual, para manipular pesos pequeños mediante sistema de poleas con cadena, un sistema hidráulico; o proceder de motores

eléctricos para pesos mayores con diferentes tamaños, potencia de elevación y con cadena o cable de acero.



Figura 2.24 *Tecle manual de poleas*³²



Figura 2.25 *Tecle con sistema hidráulico*³³

³² FUENTE: <http://www.hoistmagazine.com>

³³ FUENTE: <http://www.hoistmagazine.com>



Figura 2.26 *Tecla eléctrico con cadena*³⁴



Figura 2.27 *Tecla eléctrico con cable*³⁵

³⁴ LOADMATE, Polipastos Eléctricos de cadena y Productos Manuales.

³⁵ LOADMATE, Polipastos Eléctricos de cadena y Productos Manuales.

CAPÍTULO 3

DISEÑO

3.1 DISEÑO MECÁNICO

En el diseño mecánico se consideran las cargas que deben soportar los elementos de la estructura de acero, su interacción con la carga y composición del material, llegando a soluciones simples y efectivas, que faciliten la construcción y cumplan con los requisitos del diseño.

El sistema de izaje es diseñado para un taller automotriz enfocado al mercado de vehículos a gasolina en su mayoría, razón por la cual la altura del equipo se establece de acuerdo a la altitud del compartimento de los automóviles más grandes y altos, en promedio una distancia desde el piso hasta el capot de 136,47 cm, desde ese punto el motor debe ser alzado alrededor de 30 cm (27,76 cm) para desplazarlo con seguridad.

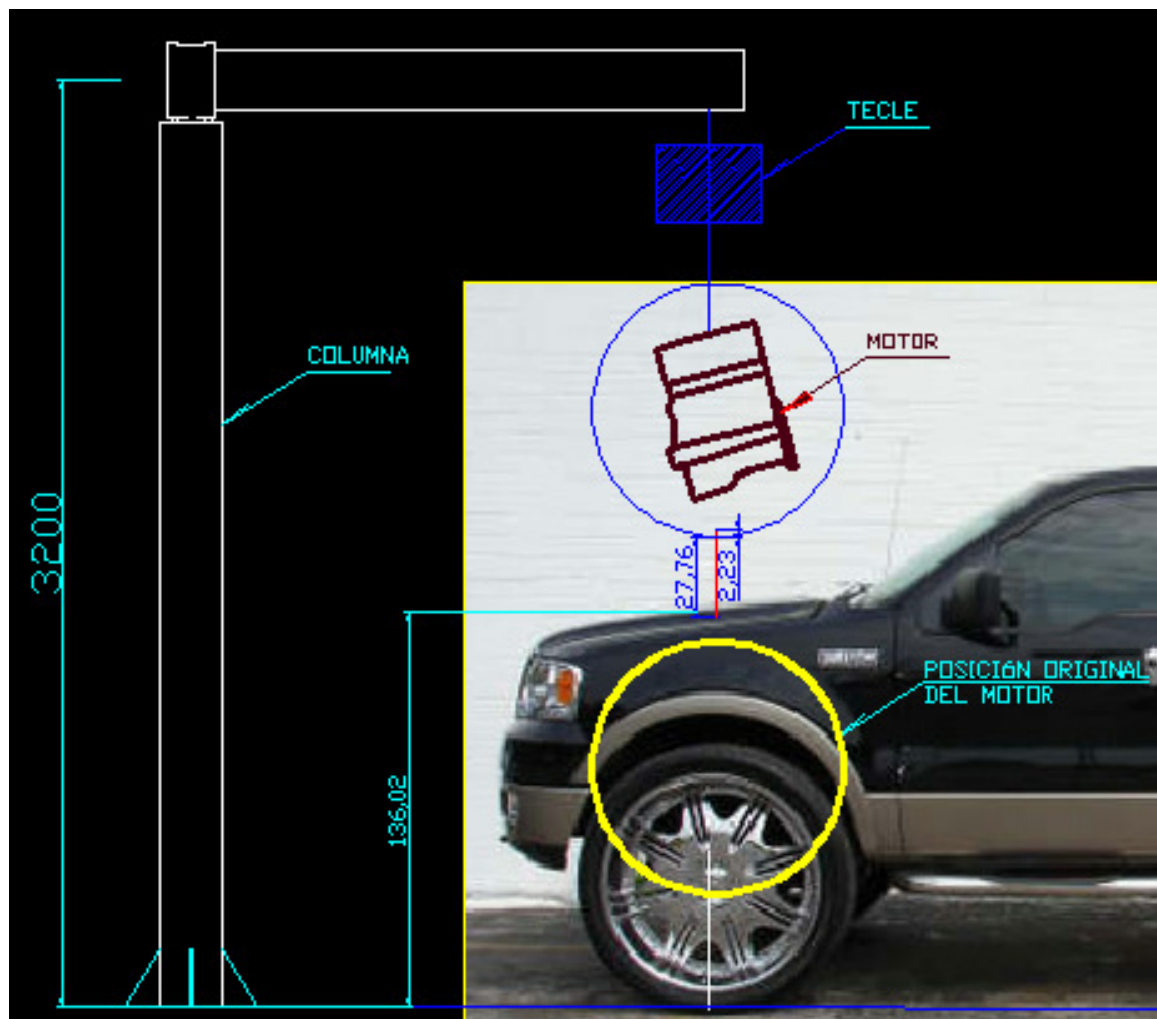


Figura 3.1 *Determinación de alturas*³⁶

La longitud de la viga es diseñada para cubrir dos puestos de trabajo. Las medidas de las bahías de trabajo son las utilizadas mundialmente bajo un estándar arquitectónico. La longitud de la viga permite que luego del desmontaje del motor, ubicarlo frente a los dos puestos de trabajo, lugar designado para que el motor sea puesto en un banco de trabajo, o en el cajón de una camioneta para su envío. Asimismo al momento del montaje la longitud del brazo facilita elevar el motor hasta el compartimento y descenderlo sin mayor complicación.

³⁶ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

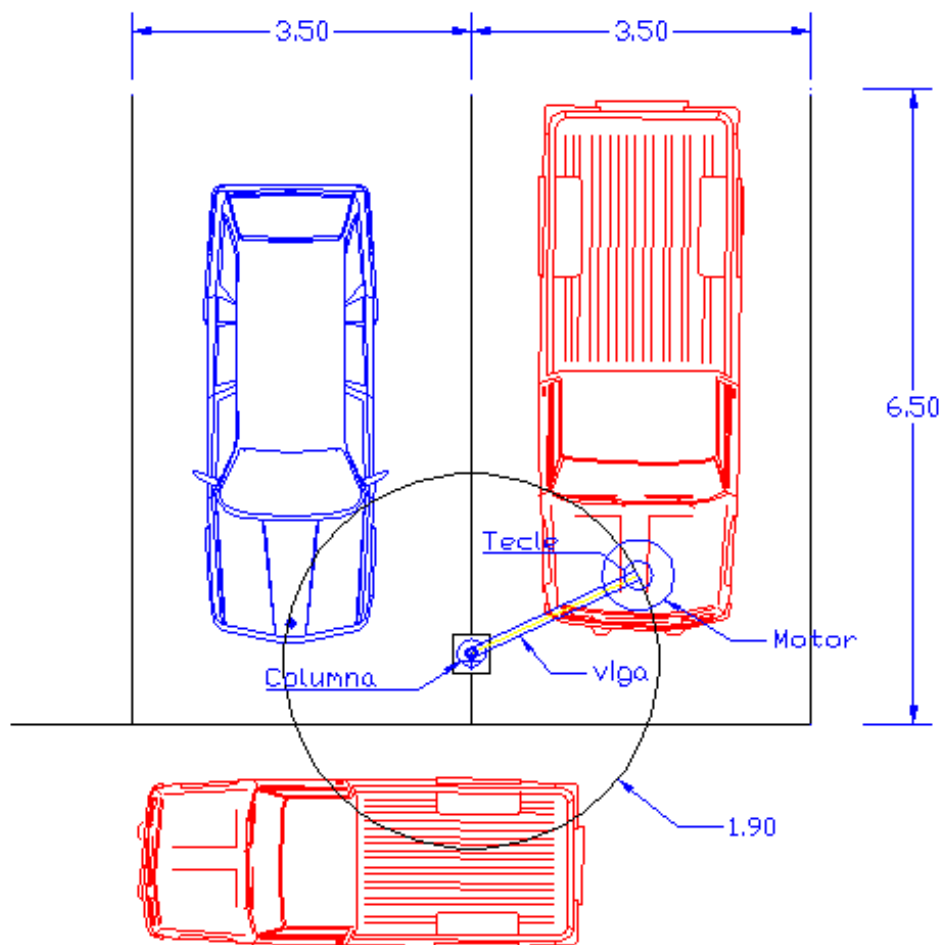


Figura 3.2 *Determinación de longitud del brazo*³⁷

3.1.1 Determinación de Cargas

Se estudia todas las cargas y movimientos que afectan directamente el funcionamiento del mismo, las cuales de manera general son:

- Carga Muerta
- Carga Viva

³⁷ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

En la carga muerta se encuentra el peso intrínseco de cada uno de los elementos que componen la estructura.

La carga viva abarca el trole con su sistema de desplazamiento (trolley) y la carga a elevar – descender.

El diseño en el sistema de rotación se analiza como sistema estático debido que la velocidad de giro del brazo es menor a una revolución por minuto. La viga en su extremo carga el peso del trole y del motor a izar, es decir debe soportar flexión en el eje de su mayor inercia.

En el análisis del eje de rotación se considera las cargas que generan esfuerzo a flexión y torsión para el respectivo diseño.

Con respecto a la columna, se somete a fuerza axial de compresión y a esfuerzos flectores debido a la viga en su parte superior.

El modelo inicial (fig. 3.3) permite realizar el análisis estático del sistema con sus respectivos cálculos utilizando el Software de cálculo denominado MathCad 14 como herramienta de cálculo.

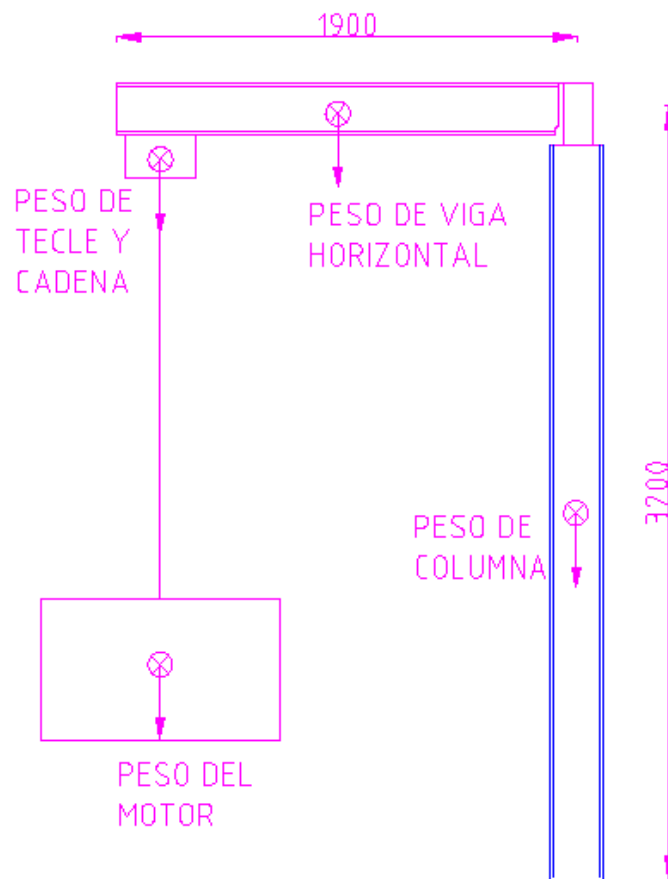


Figura 3.3 *Determinación de pesos en el sistema*³⁸

Se considera como valor de carga la suma del tecla, cadena y motor, el mismo que en el extremo de la viga horizontal constituye el punto crítico para el análisis del mecanismo de izaje.

Las medidas del gráfico son planificadas para que se adapten en función de la movilidad que existe en el área de trabajo y sus respectivas estaciones, brindando seguridad en el entorno.

³⁸ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

En el diseño del brazo giratorio se maneja una viga W8x40 tipo I, la misma que tiene un valor referencial de 40 lb/pie de peso en acero A 36.

Distancia horizontal de la viga $d_v := 1.90 \text{ m}$

Carga (motor eléctrico, cadena, motor del vehículo) $C := 500 \text{ Kg}$

Peso de la viga horizontal $p_{vh} := 86.9 \text{ Kg}$

$$d_{cv} := \frac{d_v}{2}$$

Ecuación 3.1 *Distancia al centro de gravedad*

$$d_{cv} = 0.95 \text{ m}$$

3.1.2 Determinación de capacidad del sistema

La determinación de capacidad del sistema se basa en el análisis de capacidad existente en los elementos del mecanismo a levantar, puede ser solamente el motor o con su respectiva caja obteniendo aproximadamente un peso máximo de 400 kg de un motor v8.

También se toma en cuenta los pesos del tecele, trolley, cadena y gancho los cuales dan un resultado de alrededor de 100 kg.

Para los cálculos de diseño el dato a utilizar es la suma de los pesos anteriores teniendo una carga de 500 kg.

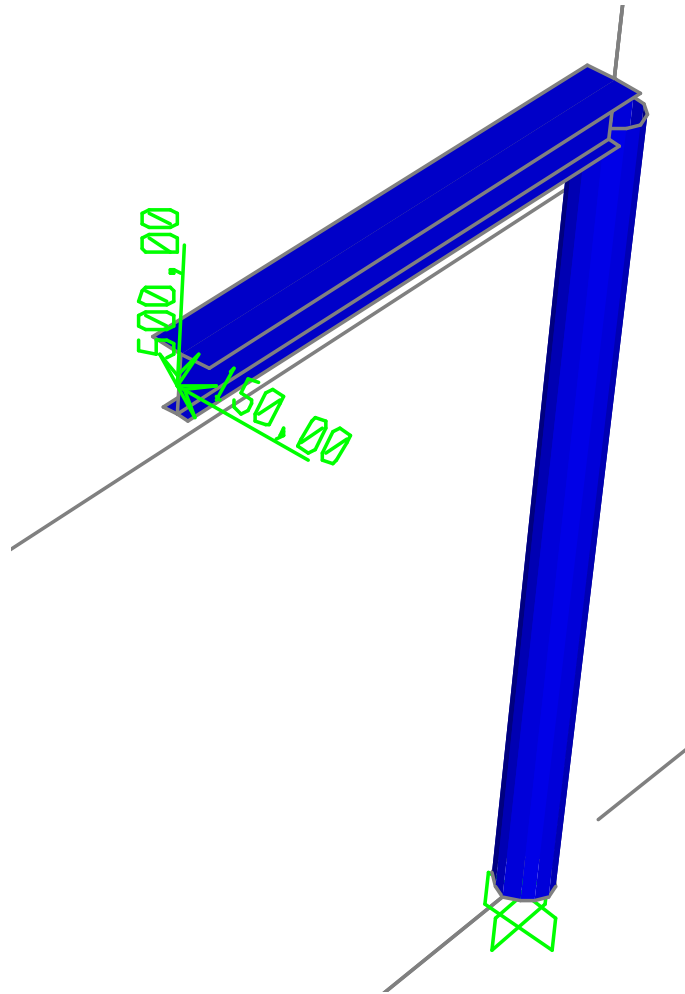


Figura 3.4 *Carga en el punto más crítico*³⁹

En consideración del factor de seguridad de elementos de izaje como ganchos, grilletes o eslingas, el factor a utilizarse es de 5 a 9.

³⁹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

3.1.2.1 Cálculo de Momentos

Se obtienen los momentos respectivos de los cálculos de la multiplicación de las fuerzas aplicadas por la distancia a las que se ejercen.

En la figura 3.3 se observa la ubicación de los centros de gravedad, los mismos que indican las distancias respectivas.

Se considera una fuerza manual equivalente a 150 Kg asumiendo el caso en que dos operadores apoyen su peso en el motor para empujarlo, manipularlo, durante una caída o accidente, esto es considerado para establecer un equipo robusto aumentando la seguridad en caso de eventualidades.

$$M = F \cdot d$$

Ecuación 3.2 *Momento*

$$My1 := p_{vh} \cdot d_{cv}$$

Momento que ejerce el peso de la viga horizontal

$$My1 = 82.555 \quad \text{Kg} \cdot \text{m}$$

$$My2 := d_v \cdot C$$

Momento que ejerce la carga aplicada al teclé

$$My2 = 950 \quad \text{Kg} \cdot \text{m}$$

$$M_t = \sum My$$

Ecuación 3.3 *Momento total*

$$M_{ty} := My1 + My2$$

Momento total en Y

$$M_{ty} = 1.033 \times 10^3 \quad \text{Kg} \cdot \text{m}$$

Fuerza manual
(Peso de 2 personas)

$$F_m := 150 \quad \text{Kg}$$

$$M_z := F_m \cdot d_v$$

Momento causado por el empuje manual

$$M_z = 285 \quad \text{Kg} \cdot \text{m}$$

Características del Material

$$\tau_{adm} := 125 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo cortante admisible

$$S_y := 29528923 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Resistencia a la fluencia

Acero A36

$$\tau_{adm_k} := \tau_{adm} \cdot 101971.62$$

Esfuerzo cortante admisible

$$\tau_{adm_k} = 1.275 \times 10^7 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

3.1.2.2 Determinación y cálculo de la viga

Después de realizar los cálculos correspondientes a los momentos se procede a establecer una viga que soporte la carga mencionada.

La viga es de tipo W en acero A36, este tipo de vigas tienen el alma delgadas con respecto a los patines, los cuales son más anchos y gruesos. “Estos perfiles son mejores cuando se usan en flexión”.⁴⁰

⁴⁰ MOTT, Robert, Diseño de Elementos de Máquinas, 2004, 23.

Los aceros estructurales se los designa con el número ASTM. “Un grado frecuente es ASTM A36, que tiene un punto de fluencia mínimo de 36.000 psi (248 MPa) y es muy dúctil”.⁴¹

I/Wide Flange Section

Section Name: VIGA3.5VS2

Properties: Section Properties...

Property Modifiers: Set Modifiers...

Material: STEEL

Dimensions:

- Outside height (t3) : 0,2096
- Top flange width (t2) : 0,205
- Top flange thickness (tf) : 0,0142
- Web thickness (tw) : 9,144E-03
- Bottom flange width (t2b) : 0,0889
- Bottom flange thickness (tfb) : 0,0142

Display Color: ☐

OK Cancel

Figura 3.5 Dimensiones de la viga – SAP 2000⁴²

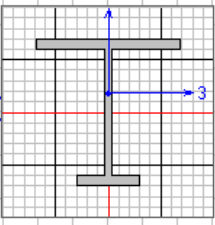
En la figura anterior se aprecia las propiedades de la sección de la viga, se debe tomar en cuenta el patín inferior ya que al momento de escoger el trolley estos deben encontrarse en los rangos correspondientes para no tener inconvenientes al momento del montaje.

⁴¹ MOTT, Robert, Diseño de Elementos de Máquinas, 2004,54.

⁴² FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

De las siguientes figuras se obtienen datos correspondientes a la capacidad de la viga y cargas aplicadas, en los cuales los valores son inferiores a los permitidos soportando la carga y aumentando la seguridad en el sistema.

Z Mid : 3,200	Sect Class : Compact	Major Axis : 0,000 degrees counterclockwise from local 3	
Length : 1,900	Major Axis : 0,000	Major Axis : 0,000	
Loc : 0,000	RLLF : 1,000		
Area : 0,006	SMajor : 3,020E-04	rMajor : 0,083	AVMajor
IMajor : 3,999E-05	SMinor : 1,077E-04	rMinor : 0,044	AVMinor
IMinor : 1,104E-05	ZMajor : 4,085E-04	E : 20389019158	
Ixy : 0,000	ZMinor : 1,810E-04	Fy : 25310506,541	



STRESS CHECK FORCES & MOMENTS							
Location	Pu	Mu33	Mu22	Uu2	Uu3	Tu	
0,000	0,000	-1445,641	0,000	-821,727	0,000	0,000	

PMI DEMAND/CAPACITY RATIO							
Governing Equation (H1-1b)	Total Ratio	P Ratio	MMajor Ratio	MMinor Ratio	Ratio Limit	Status Check	
	0,155	= 0,000	+ 0,155	+ 0,000	0,950	OK	

AXIAL FORCE DESIGN			
	Pu Force	phi*Pnc Capacity	phi*Pnt Capacity
Axial	0,000	113451,734	132810,442

MOMENT DESIGN								
	Mu Moment	phi*Mn Capacity	Cm Factor	B1 Factor	B2 Factor	K Factor	L Factor	Cb Factor
Major Moment	-1445,641	9305,109	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,705
Minor Moment	0,000	3679,442	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	

SHEAR DESIGN						
	Uu Force	phi*Un Capacity	Stress Ratio	Status Check	Tu Torsion	
Major Shear	821,727	26195,223	0,031	OK	0,000	
Minor Shear	0,000	47533,663	0,000	OK	0,000	

Figura 3.6 Tabla de resumen de la viga – SAP 2000⁴³

⁴³ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

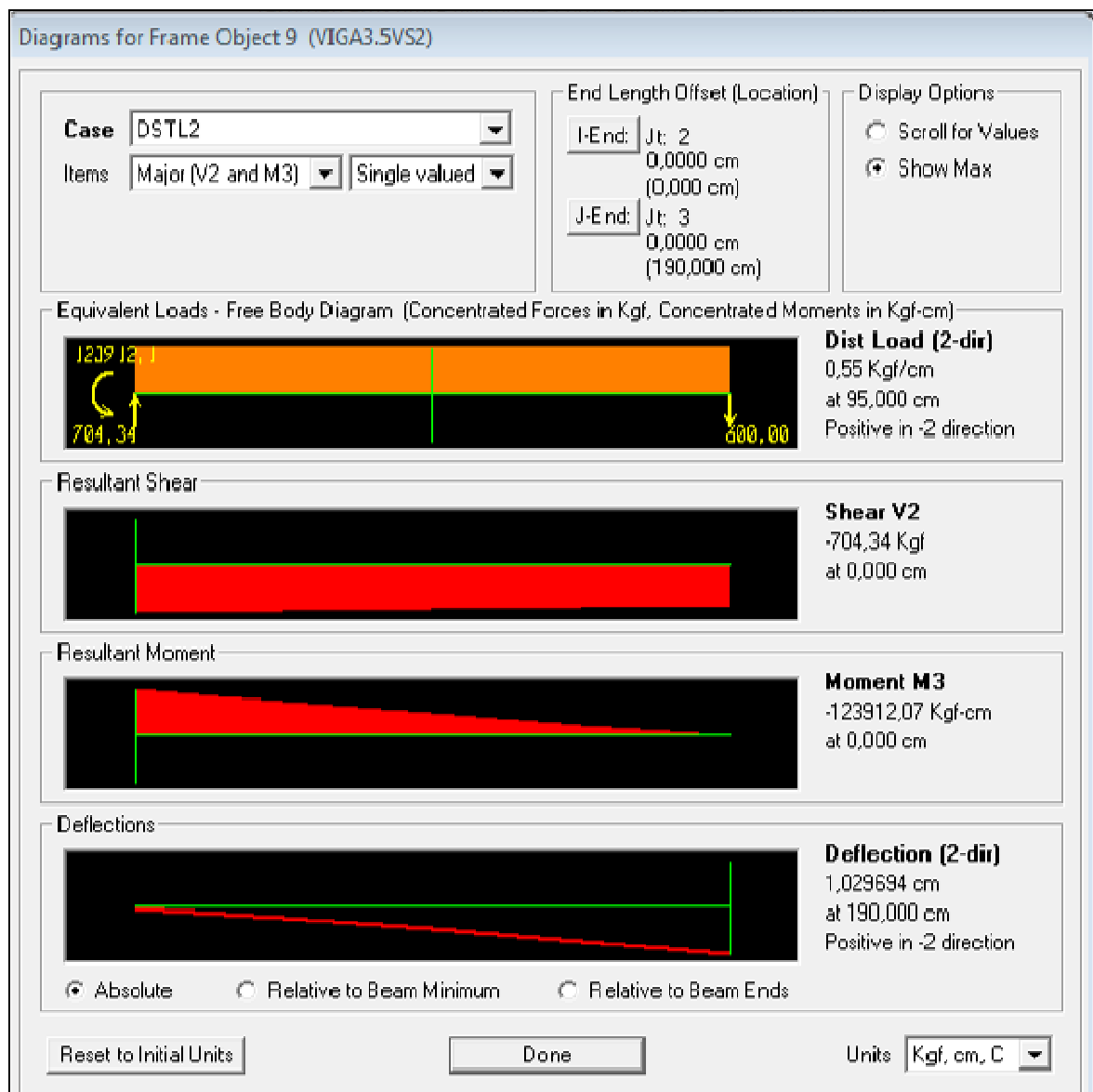


Figura 3.7 Diagrama de resultados de la viga – SAP 2000⁴⁴

Después de escoger la viga se procede a realizar los cálculos correspondientes.

⁴⁴ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

3.1.2.2.1 Cálculo

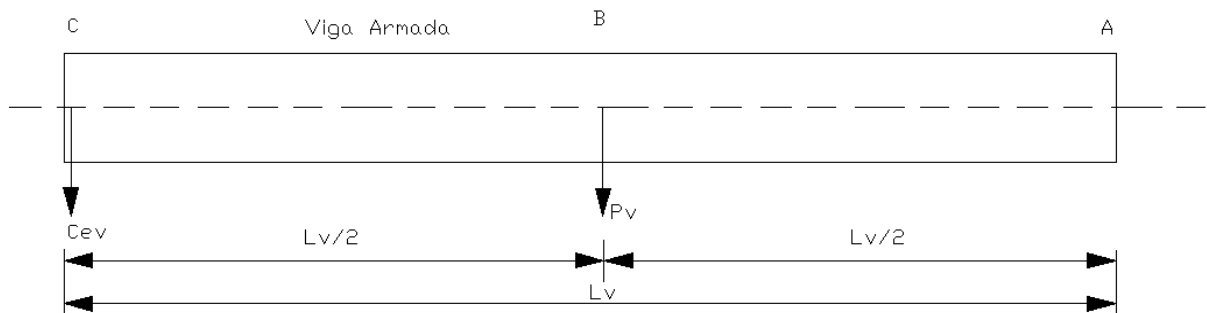


Figura 3.8 Puntos y distancias de la viga para los cálculos⁴⁵

Longitud de la viga	$L_v := 1.90 \text{ m}$
Carga en el extremo de la viga	$C_{ev} := 500 \text{ Kg}$
Peso propio de la viga	$P_v := 86.90 \text{ Kg}$

$$\Sigma M_A = M_C + M_B$$

Ecuación 3.4 Determinación de momentos en un punto

$$\Sigma M_A := C_{ev} \cdot L_v + P_v \cdot \frac{L_v}{2}$$

$$\Sigma M_A = 1.033 \times 10^3 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

⁴⁵ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD

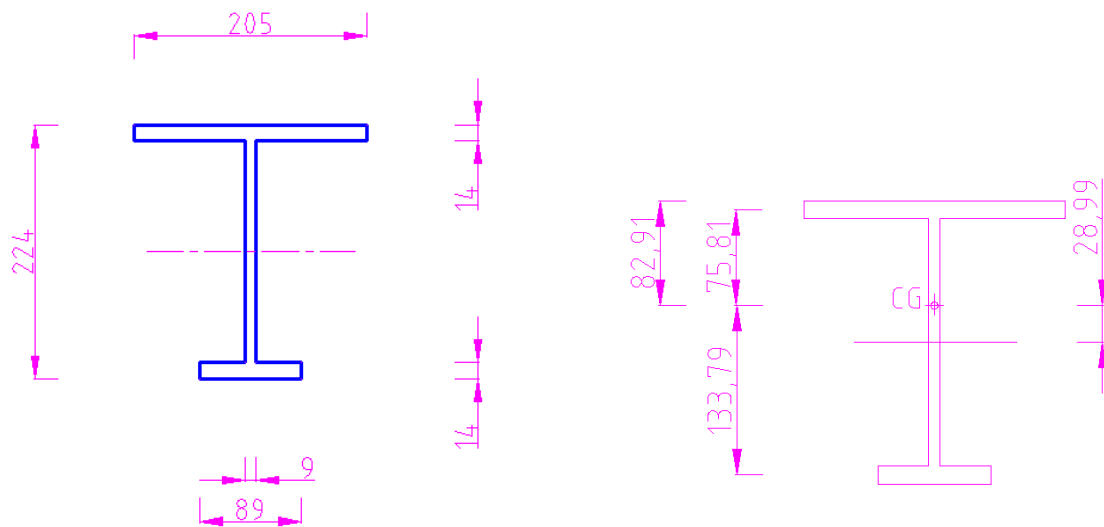


Figura 3.9 Centro geométrico – Centro de gravedad de la viga⁴⁶

Se calcula la inercia total de la viga para poder obtener el esfuerzo flector admisible, para lo cual se divide a la viga en tres regiones de las cuales se establece el área.

- *Región Superior*

$$\text{Areal} := 14 \cdot 205 \quad (\text{mm})(\text{mm})$$

$$\text{Areal} = 2.87 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$I = 1/12 b \cdot h^3$$

Ecuación 3.5 Inercia de un rectángulo

$$\text{Inercia1} := \frac{1}{12} \cdot 205 \cdot 14^3$$

$$\text{Inercia1} = 4.688 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$d1 := 75.81 \quad \text{mm}$$

⁴⁶ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

- *Región Central*

$$\text{Area2} := 196.9 \quad (\text{mm})(\text{mm})$$

$$\text{Area2} = 1.764 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$\text{Inercia2} := \frac{1}{12} \cdot 9 \cdot 196^3$$

$$\text{Inercia2} = 5.647 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$d2 := 28.99 \quad \text{mm}$$

- *Región Inferior*

$$\text{Area3} := 89.14 \quad (\text{mm})(\text{mm})$$

$$\text{Area3} = 1.246 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$\text{Inercia3} := \frac{1}{12} \cdot 89 \cdot 14^3$$

$$\text{Inercia3} = 2.035 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$d3 := 133.79 \quad \text{mm}$$

$$I_t = I_{x-y} + \Sigma A \cdot d^2$$

Ecuación 3.6 *Inercia total*

$$I_{\text{total}} := \text{Inercia1} + (\text{Area1} \cdot d1^2) + \text{Inercia2} + (\text{Area2} \cdot d2^2) + \text{Inercia3} + (\text{Area3} \cdot d3^2)$$

$$I_{\text{total}} = 4.599 \times 10^7 \quad \text{mm}^4$$

Al no tomarse en cuenta los decimales y al ajustar la medida a valores picos para las dimensiones de la viga, la inercia varía al valor calculado anteriormente, con el que se procede a revisar la resistencia.

3.1.2.2.2 Revisión del momento flector en la viga

$$M_y := \Sigma M_A$$

$$M_y = 1.033 \times 10^3$$

$$M_{yk} := M_y \cdot 1000$$

$$Y := 82.91$$

Y es la distancia desde el eje neutro a la fibra superior

M = Momento en el punto estudiado

Y = distancia

I_x = Inercia en x

$$\sigma_v := \frac{M_{yk} \cdot Y}{I_{total}}$$

$$\sigma_v = 1.861 \frac{Kg}{mm^2}$$

Ecuación 3.7 Esfuerzo flector

Esfuerzo flector en la viga

$$\sigma_{adm} := 210 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo flector admisible del material

$$\sigma_{adm_k} := \sigma_{adm} \cdot 0.102$$

$$\sigma_{adm_k} = 21.42 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$F_s = \frac{\text{Esfuerzo admisible}}{\text{Esfuerzo flector}}$$

Ecuación 3.8 Factor de seguridad a flexión

$$F_s := \frac{\sigma_{adm_k}}{\sigma_v}$$

Factor de seguridad a flexión de la viga

$$F_s = 11.508$$

3.1.2.2.3 Revisión de esfuerzo cortante

Ecuación 3.9 Sumatoria de fuerzas

$$\Sigma F_z := 0$$

$$R_z - C_{ev} - P_v = 0$$

$$R_z := C_{ev} + P_v \quad \text{Kg}$$

$$R_z = 586.9$$

$$A := \text{Area1} + \text{Area2} + \text{Area3}$$

$$A = 5.88 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$\tau = \frac{P}{A}$$

Ecuación 3.10 Esfuerzo cortante

τ = Esfuerzo cortante

P = Carga

A = Área de la sección

$$\tau := \frac{R_z}{A}$$

$$\tau = 0.1 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo cortante en la viga

$$S_y := 36 \quad \text{Ksi}$$

$$S_{yk} := S_y \cdot 0.7030$$

$$S_{yk} = 25.308 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{adm} := 0.60 \cdot S_{yk}$$

$$\tau_{adm} = 15.185 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo cortante admisible del material

$$FS := \frac{\tau_{adm}}{\tau}$$

$$FS = 152.133$$

Factor de seguridad a esfuerzo cortante de la viga

3.1.2.2.4 Revisión de la resistencia del tubo soporte de viga

El soporte de la viga solamente podría fallar en caso de flexión, dado el caso de que el eje falle, el soporte de viga deberá ser analizado a flexión como una viga empotrada en un extremo o en cantiliever.

$$M_s := \Sigma MA$$

$$M_s = 1.033 \times 10^3 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Se analizó con PIPE 5" doble-extra strong

$$M_{sk} := M_s \cdot 1000$$

$$M_{sk} = 1.033 \times 10^6$$

$$I_s := 33.6 \text{ plg}^2$$

$$I_{sk} := I_s \cdot 25.4^4$$

$$I_{sk} = 1.399 \times 10^7$$

$$Y_s := 62.21$$

$$\sigma_s := \frac{M_{sk} \cdot Y_s}{I_{sk}}$$

Resistencia a flexión del tubo soporte de viga

$$\sigma_s = 4.593 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{adm} = 21.42 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$FS_s := \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_s}$$

Factor de seguridad del tubo soporte de viga a flexión

$$FS_s = 4.664$$

3.1.2.3 Determinación y cálculo de la columna

La columna es un perfil circular hueco o tubo. Su configuración “proporciona alta resistencia y rigidez a la torsión y a flexión”.⁴⁷

El acero ASTM A53/A53M es utilizado como tubos estructurales o para alta presión.

El diseño de la columna se basa en analizar la resistencia de la sección circular con la utilización del Software de diseño estructural SAP 2000 vs 10, el mismo que por medio de pruebas de carga demuestra un desempeño dentro del margen de seguridad. El tubo escogido tiene 8 pulgadas de diámetro nominal.

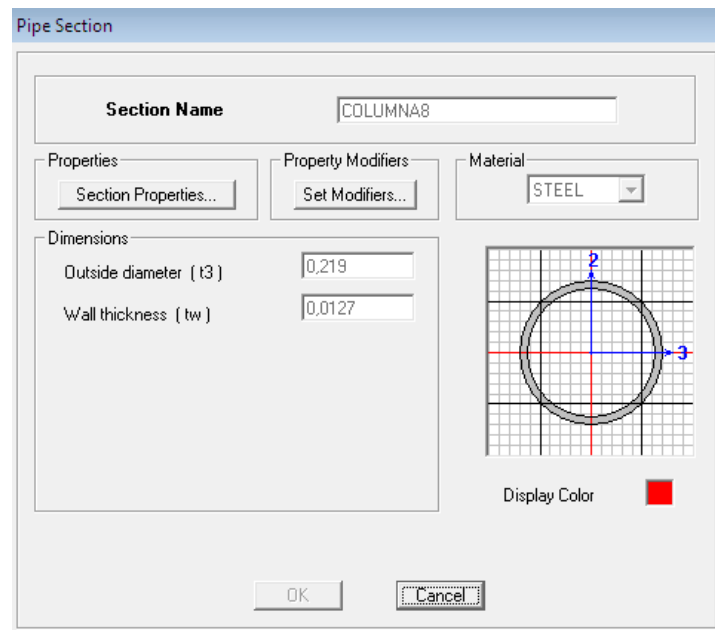


Figura 3.10 Dimensiones de la columna – SAP 2000⁴⁸

⁴⁷ MOTT, Robert, Diseño de Elementos de Máquinas, 2004, 24.

⁴⁸ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

A continuación se muestran los diagramas de la columna, donde se observa que todos los valores están dentro de los rangos de seguridad.

Length : 3,200	Major Axis : 0,000 degrees counterclockwise from local 3	
Loc : 0,000	RLLF : 1,000	
Area : 0,008	SMajor : 4,014E-04	rMajor : 0,073
IMajor : 4,395E-05	SMinor : 4,014E-04	rMinor : 0,073
IMinor : 4,395E-05	ZMajor : 5,412E-04	E : 20389019158
Ixy : 0,000	ZMinor : 5,412E-04	Fy : 25310506,541
STRESS CHECK FORCES & MOMENTS		
Location	Pu	Mu33
0,000	-1111,160	-1445,641
		Mu22
		0,000
		Uu2
		0,000
		Uu3
		0,000
		Tu
		0,000
PMM DEMAND/CAPACITY RATIO		
Governing Equation	Total Ratio	P Ratio
(H1-1b)	0,121	= 0,003
		+ 0,117
		+ 0,000
		Ratio Limit
		0,950
		Status Check
		OK
AXIAL FORCE DESIGN		
	Pu Force	phi*Pnc Capacity
Axial	-1111,160	160077,788
		phi*Pnt Capacity
		187497,796
MOMENT DESIGN		
	Mu Moment	phi*Mn Capacity
Major Moment	-1447,503	12328,033
Minor Moment	0,000	12328,033
		Cm Factor
		1,000
		B1 Factor
		1,001
		B2 Factor
		1,000
		K Factor
		1,000
		L Factor
		1,000
		Cb Factor
		1,000
SHEAR DESIGN		
	Uu Force	phi*Un Capacity
Major Shear	0,000	56391,273
Minor Shear	0,000	56391,273
		Stress Ratio
		0,000
		Status Check
		OK
		Tu Torsion
		0,000
		0,000

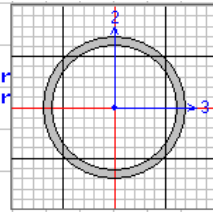


Figura 3.11 Tabla de resumen de la columna – SAP 2000⁴⁹

⁴⁹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

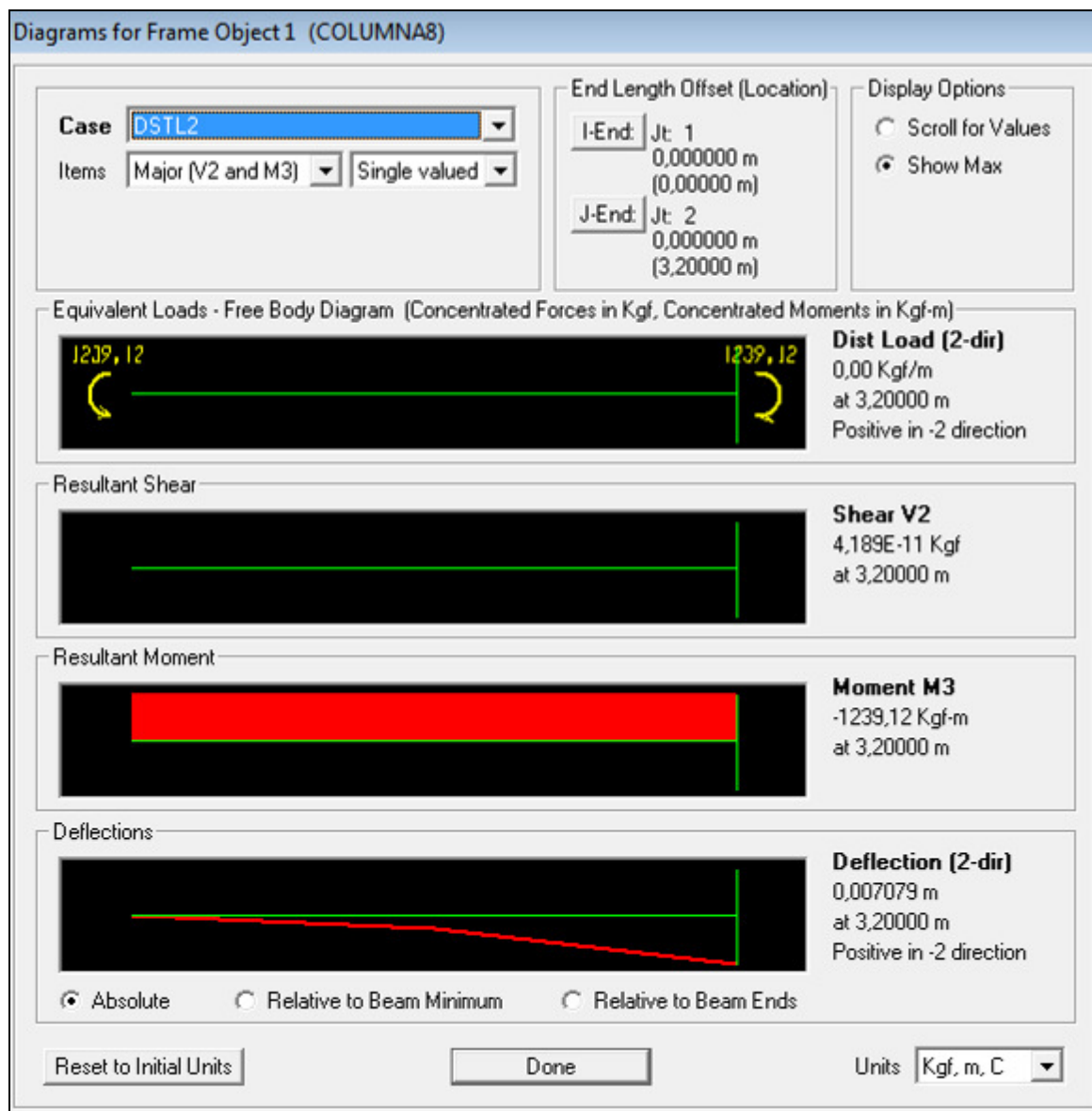


Figura 3.12 Diagrama de resultados de la columna – SAP 2000⁵⁰

Posterior a la determinación de la columna se realiza los cálculos correspondientes a la misma.

⁵⁰ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

3.1.2.3.1 Cálculo

Ic	Inercia de la columna
Ac	Área de la sección transversal de la columna
r	Radio de giro
Fc	Fuerza crítica de pandeo
Pc	Esfuerzo crítico de pandeo
Lc	Longitud de columna
E	Módulo elástico del material

$$I_c := 106 \text{ plg}^4$$

$$I_{ck} := I_c \cdot 416231.43$$

$$I_{ck} = 4.412 \times 10^7$$

$$A_c := 12.8 \text{ plg}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{I_c}{A_c}}$$

Ecuación 3.11 *Radio de giro*

$$r = 2.87 \text{ plg}$$

$$E = 20.38 \text{ Kg}$$

$$L_c = 3200 \text{ mm}$$

$$P_c := \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{ck}}{L_c^2}$$

Ecuación 3.12 *Esfuerzo crítico de pandeo*

$$P_c = 866.652 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$F = (P)(A)$$

Ecuación 3.13 Fuerza

$$F_c := P_c \cdot A_c$$

$$F_c = 1.109 \times 10^4 \text{ Kg}$$

3.1.2.3.2 Esbeltez

K Coeficiente de longitud efectiva para la columna

rk Radio de giro en mm

$$K := 2.1$$

$$rk := r \cdot 25.4$$

$$rk = 73.09 \text{ mm}$$

$$\text{Esbeltez} := K \cdot \frac{L_c}{rk}$$

Ecuación 3.14 Esbeltez

$$\text{Esbeltez} = 91.94 \text{ mm}$$

Esbeltez debe ser menor a 200 por recomendación.

3.1.2.3.3 Revisión de la resistencia del tubo soporte de viga

El soporte de la viga solamente podría fallar en caso de flexión, dado el caso de que el eje falle, el soporte de viga deberá ser analizado a flexión como una viga empotrada en un extremo o en cantiliever.

$$M_s := \Sigma MA$$

$$M_s = 1.033 \times 10^3 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Se analizó con PIPE 5" doble-extra strong

$$M_{sk} := M_s \cdot 1000$$

$$M_{sk} = 1.033 \times 10^6$$

$$I_s := 33.6 \text{ plg}^2$$

$$I_{sk} := I_s \cdot 25.4^4$$

$$I_{sk} = 1.399 \times 10^7$$

$$Y_s := 62.21$$

$$\sigma_s := \frac{M_{sk} \cdot Y_s}{I_{sk}}$$

Resistencia a flexión del tubo soporte de viga

$$\sigma_s = 4.593 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{adm} = 21.42 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$FS_s := \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_s}$$

Factor de seguridad del tubo soporte de viga a flexión

$$FS_s = 4.664$$

3.1.2.4 Desempeño Viga – Columna

Mediante el programa SAP 2000 se dibuja la disposición de la viga y columna en la posición y dimensiones especificadas.

Longitud de Columna= 3.20 m

Longitud de Viga Armada= 1.90 m

Material: AceroA36

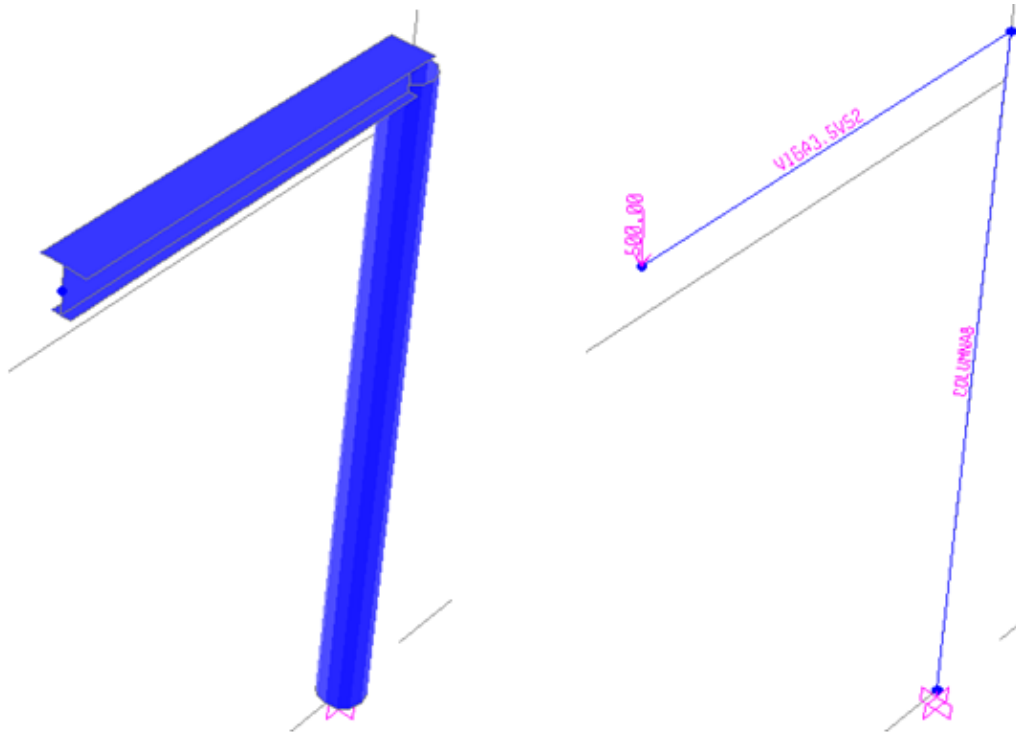


Figura 3.13 *Asignación de la sección en los elementos de la estructura – SAP*

2000⁵¹

En la figura siguiente (FIG 3.14) se muestra el esfuerzo de la estructura cuando el sistema está en operación, como también el módulo de revisión de diseño de secciones, el cual indica que la columna trabaja a un valor menor al 0.50 de su capacidad total.

⁵¹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

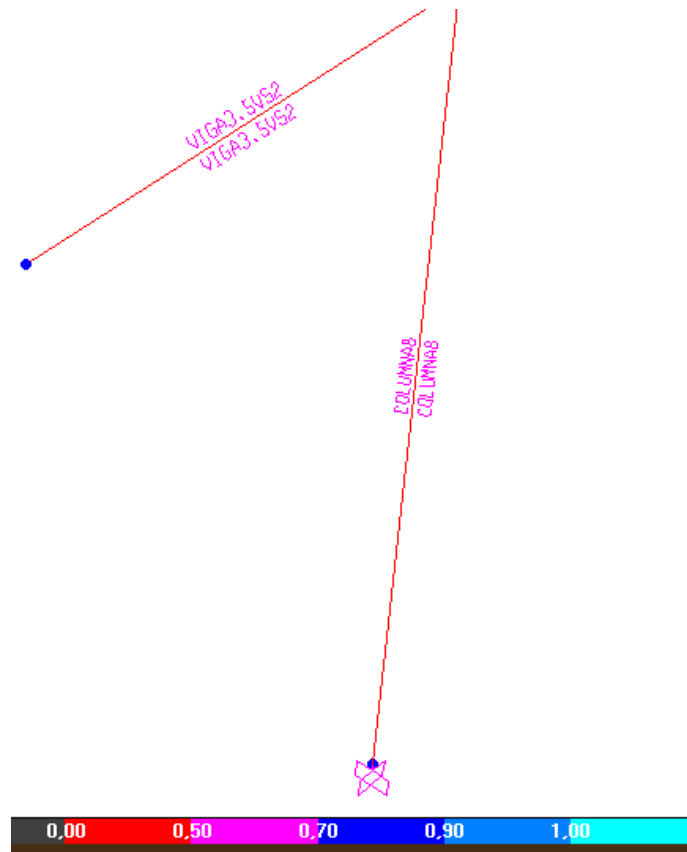


Figura 3.14 Revisión de diseño de secciones – SAP 2000⁵²

En la tabla 3.1 se indican las propiedades de las secciones, longitud y el cálculo respectivo de los pesos de los dos elementos.

Tabla 3.1.- Lista de propiedades de los elementos – SAP 2000⁵³

TABLE: Material List 2 - By Section Property				
Section	ObjectType	NumPieces	TotalLength	TotalWeight
Text	Text	Unitless	M	Kgf
COLUMNA8	Frame	1	3,2	206.73
VIGA3.5VS2	Frame	1	1,9	86.90

⁵² FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

⁵³ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

3.1.2.5 Cálculo de la resistencia del eje de rotación

El eje de rotación o pivote de la viga horizontal es el componente que se encuentra en todo momento cargado, aun si no existe trabajo en el sistema. Se calcula el eje con un sobre exceso en su factor de seguridad para que brinde confiabilidad en el funcionamiento.

El momento M_z es generado por la carga de fuerza manual de 150 Kg que se puede tomar en cuenta en un caso accidental. Mientras que el M_{ty} es el momento total de la carga y el peso muerto de la viga horizontal.

$$T_{calc} := \frac{M_z}{I_p} \cdot r$$

$$T_{calc} = 1.451 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

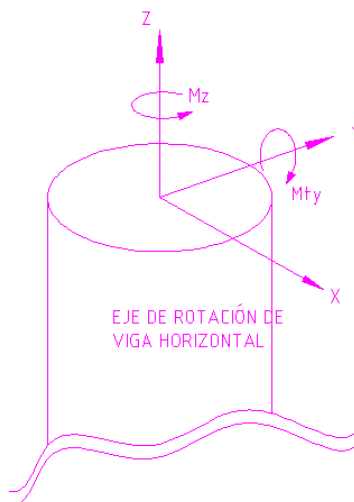


Figura 3.15 *Eje de rotación de viga horizontal - momentos*⁵⁴

⁵⁴ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

3.1.2.5.1 Resistencia frente a la fuerza manual (accidental)

$$D := 0.1 \text{ m}$$

$$r := \frac{D}{2} \quad r = 0.05$$

$$I_p := \frac{\pi \cdot r^4}{2}$$

$$I_p = 9.817 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Ecuación 3.15 *Inercia polar*

$$\text{Diferencia} := T_{adm} - T_{calc}$$

$$\text{Diferencia} = 1.129 \times 10^7$$

$$F_{st} := \frac{T_{adm}}{T_{calc}}$$

Factor de seguridad a torsión

$$F_{st} = 8.782$$

Debido a la posición del eje, una fuerza en este elemento y sobre el motor genera torsión, según el análisis se tiene 8.78 como factor de seguridad que asegura que este elemento no falle.

Se analiza el momento M_{ty} .

$$\sigma_{adm} := 250 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo flector admisible

$$\sigma_{admk} := \sigma_{adm} \cdot 101971.62$$

$$\sigma_{admk} = 2.549 \times 10^7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$M_{ty} := M_{y1} + M_{y2}$$

$$M_{ty} = 1.033 \times 10^3 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{tym} := \frac{M_{ty}}{2}$$

$$M_{tym} = 516.278$$

$$\begin{aligned} \text{Radio del eje} \quad Y &:= r \\ Y &= 0.05 \text{ m} \end{aligned}$$

$$I_y := \frac{\pi \cdot r^4}{4}$$

Inercia en y del círculo

$$\sigma := \frac{M_{tym} \cdot Y}{I_y}$$

$$\sigma = 5.259 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Esfuerzo flector

$$F_{sf} := \frac{\sigma_{adm k}}{\sigma}$$

Factor de seguridad a flexión de eje

$$\text{Fuerza en el eje} \quad F_e := 6159 \text{ Kg}$$

$$\sigma_{adm fe} := \sigma_{adm k}$$

$$L := \frac{\sigma_{adm fe} \cdot I_y}{F_e \cdot Y}$$

De la fórmula del esfuerzo admisible a flexión despejar la longitud máxima permisible del eje

$$L = 0.406$$

$$Si \quad L1 := 0.25 \quad m$$

$$\sigma_1 := \frac{F_e \cdot L1 \cdot Y}{I_y}$$

$$\sigma_1 = 1.568 \times 10^7$$

$$F_{sfe} := \frac{\sigma_{admfe}}{\sigma_1}$$

Factor de seguridad del eje

$$F_{sfe} = 1.625$$

3.1.2.6 Sistema de giro

Para lograr el giro del brazo con respecto a la columna se utiliza un sistema que consta de dos elementos principales, un bocín y un rodamiento.

El bocín es una pieza de interposición entre el eje (elemento fijo) y el brazo (elemento rotatorio) cuya función principal es disminuir el rozamiento entre estas partes ya que está compuesto de una aleación más suave que el acero, logrando un giro fácil. Además permite que el brazo rotatorio se mantenga en su posición y no se desalinee.

El rodamiento va ubicado debajo del bocín, es del tipo de rodillos cónicos que soporta carga axial y radial. Su función principal es de permitir el movimiento rotatorio del brazo con respecto a la placa donde se encuentra fijo el eje. El peso del brazo y el peso a levantar le provocan una carga axial, y el movimiento alrededor del eje generan una carga radial.

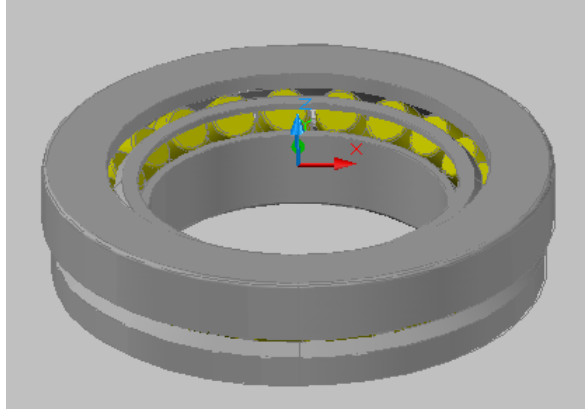


Figura 3.96 *Rodamiento de rodillos cónicos*⁵⁵



Figura 3.107 *Rodamiento de rodillos cónicos*⁵⁶

⁵⁵ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

⁵⁶ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

3.1.2.7 Cálculo de pernos

Después de analizar el comportamiento de las juntas empernadas, se decide el número y se ubica la posición de los pernos en la placa respectiva. Dentro de este análisis con el objetivo de aplicar directamente los criterios normalizados en el diseño de elementos de máquinas se utiliza como unidad de medida la pulgada.

En los cuadrantes de la placa se considera el comportamiento de 4 pernos solamente para cuestión de resistencia y se añadirán pernos intermedios con el fin de generar una mejor simetría y estética en el diseño, con lo que la seguridad se incrementará considerablemente.

$$N := 4 \text{ PERNOS}$$

$$D_p := 0.5 \text{ in}$$

$$F_{\text{cortante}} := 13579 \text{ lb}$$

Área de N pernos

$$A_{ip} := \pi \cdot \left(\frac{D_p}{2} \right)^2$$

Ecuación 3.16 *Área de un círculo*

$$A_{ip} = 0.196 \text{ in}^2$$

Área de cada perno

$$A_{tp} := N \cdot A_{ip}$$

$$A_{tp} = 0.785 \text{ in}^2$$

Fuerza por perno

$$F_{pp} := \frac{F_{cortante}}{N}$$

$$F_{pp} = 3.395 \times 10^3 \text{ lb}$$

Carga en el perno

$$C_p := \frac{F_{pp}}{A_{ip}}$$

$$C_p = 1.729 \times 10^4 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$C_{pc} := \frac{C_p}{1000}$$

$$C_{pc} = 17.289 \text{ Ksi}$$

$$C_{padm} := 57 \text{ Ksi}$$

$$F_{sp} := \frac{C_{padm}}{C_{pc}}$$

Factor de seguridad del perno

$$F_{sp} = 3.297$$

3.1.2.8 Diseño de Placa Base

La placa no está diseñada para soportar cargas apreciables, en vista de que la función de esta es servir de apoyo más que transmitir carga y fijar el eje.

Existen métodos como el LRFD y ASD para el diseño de placas base, el análisis para cargas pequeñas, como el mismo método lo señala, arrojará valores incoherentes, porque el estudio se realiza para cuando la cargas vivas sean prácticamente despreciables frente a la carga muerta.

El espesor de la placa se obtiene de las recomendaciones para tamaño de garganta en la soldadura como se observa en el siguiente gráfico.

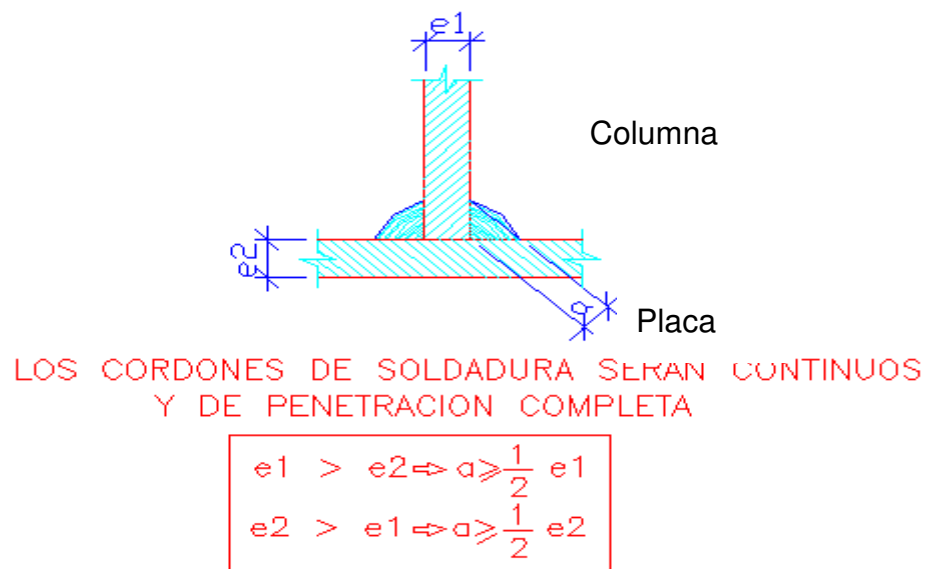


Figura 3.11 Cordones de soldadura⁵⁷

Asumimos una garganta "a" de 6 mm

Se recomienda 6 mm para estructuras medianas

Con esto

$$e1 := 12 \text{ mm}$$

⁵⁷ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

3.1.3 Resumen del Diseño del Sistema

El sistema se compone de dos partes fundamentales, la columna que trabaja dentro del rango establecido sin presentar riesgos debido a vibraciones y a factores externos que incidan notablemente. A pesar de ello en lo que a este elemento concierne, se calcula el factor de seguridad respectivo.

$$F_{scol} = 8.26 \quad \text{Determinado en SAP 2000}$$

Dentro del comportamiento de la viga, se toma en cuenta que pueden existir fuerzas de impacto, lo cual requiere un factor de seguridad mucho más alto a fin de suplir las necesidades del sistema.

$$F_{sviga} = 6.45 \quad \text{Determinado en SAP 2000}$$

El eje donde pivota el sistema es el elemento crítico en el funcionamiento del sistema. Como se analizó anteriormente, el factor de seguridad a torsión lo tenemos con un valor correspondiente a 8.782. Para lo cual se aplicó la siguiente consideración.

$$F_{st} := \frac{T_{adm}}{T_{calc}} \quad \text{Factor de seguridad a torsión}$$
$$F_{st} = 8.782$$

Este elemento también se analiza a flexión. Como los factores de carga a los que se someterá presentan variaciones considerables, este aspecto de falla se podría considerar como de primer orden.

$$\sigma_{adm} := 250 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{admK} := \sigma_{adm} \cdot 101971.62$$

$$\sigma_{admK} = 2.549 \times 10^7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$F_{sf} := \frac{\sigma_{admK}}{\sigma}$$

Factor de seguridad a flexión

$$F_{sf} = 4.848$$

Se puede concluir que la resistencia del sistema corresponderá a la capacidad de carga que pueda mantener el elemento eje sin sufrir daño alguno, ello lo podemos evaluar de la siguiente manera.

3.1.3.1 Cálculo del esfuerzo a flexión

$$M_{tv} := M_{y1} + M_{y2}$$

$$M_{ty} = 2.458 \times 10^3 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{tym} := \frac{M_{ty}}{2}$$

$$M_{tym} = 1.229 \times 10^3 \text{ Kg} \quad \square$$

$$\text{Radio del eje} \quad Y := r$$

$$Y = 0.05 \text{ m}$$

3.1.4 Selección de Tecle

El tecle que se utilizará en la construcción del modelo real del presente proyecto se considerará dentro de algunas alternativas existentes en el mercado mundial, nacional e internacional. Algunas de las marcas que se tomarán en cuenta debido a su renombre y utilización en aplicaciones similares de la industria son:

- R&M LoadMate
- H-Lift
- Hércules
- Gan-Mar

De estas marcas se compararán los siguientes parámetros:

➤ **Capacidad:**

Este parámetro brinda referencia sobre la máxima carga que el tecle puede elevar sin producir riesgo para los operadores, unidades y objeto a ser elevado.

➤ **Peso:**

Es importante conocer y procurar que el peso de este mecanismo no intervenga de manera considerable con respecto a la magnitud de la estructura de soporte. Este aspecto se encuentra directamente relacionado con la capacidad, aun así se

pueden encontrar variedad de pesos debido al manejo de nuevos materiales de alta resistencia.

➤ **Precio:**

Para lograr obtener un diseño adecuado en recursos económicos se evaluará este aspecto para buscar soluciones eficientes con los resultados de la empresa, es importante no descuidar la calidad y fiabilidad del equipo.

➤ **Altura:**

Existen variedades en las alturas que el tecele puede elevar en sentido del recorrido vertical. Para el proyecto en desarrollo exige un movimiento intermedio que se analizará y tomará en cuenta en la selección. La función principal del tecele será elevar un motor de la altura de un vehículo, para lograr ubicarlo en un soporte adecuado.

➤ **Garantía:**

Se pretende hallar el mayor beneficio para lograr cubrir las necesidades del proyecto. Es importante contar con una solución a problemas futuros en caso de existirlos. Se busca la mayor fiabilidad.

➤ **Facilidad de Montaje:**

Es una condición de armado del sistema estructura-tecele que influye directamente también en el acceso para los mantenimientos del equipo.

Realizando dos matrices de selección, tanto para el trole eléctrico como para el trolley se elige el de mayor puntuación sobre diez, obteniendo los siguientes resultados:

- Para el trole eléctrico:

Tabla 3.1 Especificaciones del trole eléctrico marca R&M⁵⁸

R&M				
	Datos	Puntuación	%	subtotal
Capacidad	1 ton	10	8%	0,8
Peso (Kg)	30	10	7%	0,7
Precio	\$ 2.680,00	2	40%	0,8
Altura	3m	10	5%	0,5
Garantía	1 año	8	35%	2,8
Facilidad montaje	Gancho fijo - 220 v	10	5%	0,5
100%				6,1

Tabla 3.2 Especificaciones del trole eléctrico marca H-LIFT⁵⁹

H-LIFT				
	Datos	Puntuación	%	subtotal
Capacidad	1 ton	10	8%	0,8
Peso (Kg)	55	7	7%	0,49
Precio	\$ 1.890,00	7	40%	2,8
Altura	3m	10	5%	0,5
Garantía	1 año	8	35%	2,8
Facilidad montaje	Gancho fijo - 220 v	10	5%	0,5
100%				7,89

⁵⁸ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

⁵⁹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

Tabla 3.3 Especificaciones del teclc eléctrico marca HÉRCULES⁶⁰

HERCULES				
	Datos	Puntuación	%	subtotal
Capacidad	1 ton	10	8%	0,8
Peso (Kg)	71	4	7%	0,28
Precio	\$ 1.500,00	9	40%	3,6
Altura	3m	10	5%	0,5
Garantía	sin garantía	2	35%	0,7
Facilidad montaje	Gancho fijo - 220 v	10	5%	0,5
100%				6,38

Entre las tres propuestas la marca H-LIFT es la mejor opción para el proyecto a ejecutar.

- Para el trolley (carro de cadena):

Tabla 3.4 Especificaciones del trolley marca R&M⁶¹

R&M				
	Datos	Puntuación	%	subtotal
Capacidad	1 ton	10	8%	0,8
Peso (Kg)	11	9	7%	0,63
Precio	\$ 280,00	8	40%	3,2
Altura	3m	10	5%	0,5
Garantía	1 año	10	35%	3,5
Facilidad montaje	Viga W y S	10	5%	0,5
100%				9,13

⁶⁰ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

⁶¹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

Tabla 3.5 Especificaciones del trolley marca H-LIFT⁶²

H-LIFT				
	Datos	Puntuación	%	subtotal
Capacidad	1 ton	10	8%	0,8
Peso (Kg)	15	7	7%	0,49
Precio	\$ 300,00	6	40%	2,4
Altura	3m	10	5%	0,5
Garantía	6 meses	6	35%	2,1
Facilidad montaje	Viga W	10	5%	0,5
100%				6,79

Tabla 3.6 Especificaciones del trolley marca GAN-MAR⁶³

GAN-MAR				
	Datos	Puntuación	%	subtotal
Capacidad	1 ton	10	8%	0,8
Peso (Kg)	17	5	7%	0,35
Precio	\$ 290,00	7	40%	2,8
Altura	3m	10	5%	0,5
Garantía	6 meses	6	35%	2,1
Facilidad de Montaje	Viga W	10	5%	0,5
100%				7,05

Con respecto al carro de cadena Load Mate, presta los mejores beneficios requeridos.

3.2 DISEÑO ELÉCTRICO

El movimiento de elevación o descenso de la cadena del eléctrico inicia cuando el operador activa el dispositivo de control, el cual cuenta con botones que

⁶² FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

⁶³ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

energizan, mediante una serie de contactores y otros componentes eléctricos al motor eléctrico. Este motor transmite potencia a través del engranaje del tacle a la rueda dentada de cadena y de esta manera sube o baja el gancho de carga. Los botones del control deben estar identificados con palabras o con símbolos indicando su movimiento, subir/bajar. El control de elevación y descenso de la cadena contiene pulsadores montados en una caja de control colgante o botonera suspendida del tacle.

En el diseño eléctrico se considera obligatoriamente dos botones de parada de emergencia ubicados en la botonera y en la caja de alimentación, los cuales al ser pulsados cortan la energía y el sistema se bloquea.

3.2.1 Fuerza Electromotriz

La fuerza electromotriz del motor eléctrico del tacle H-Lift es alimentado por corriente alterna de 220 voltios en tres fases. Su potencia nominal es de 1.6 kw equivalente a 2.14 HP.

La tolerancia máxima admitida de la tensión de alimentación eléctrica nominal del equipo es de $\pm 5\%$.

La tensión de mando en el control es de 48V. La frecuencia a la que trabaja el tacle es de 50/60 Hz.

3.2.2 Factor de Operación

El factor de operación del motor eléctrico del tecele es el factor de potencia con el cual fue diseñado, este es una medida de la corriente del motor que está en fase con el voltaje que le llega.

El motor del tecele EHC-010 H-Lift tiene un factor de potencia de 0,53 valor dado por el fabricante. De acuerdo a su potencia nominal de 1,6 Kw es un factor de operación adecuado para el tipo de trabajo que va a realizar.

En comparación a otras máquinas dotadas de motores eléctricos es un valor bajo, estableciendo como 1 al valor máximo, mientras si se compara con otros equipos de izaje de carga es un valor muy aceptable. La razón de que los motores de tecles o polipastos eléctricos pierdan potencia real considerable es debido a su mecanismo de funcionamiento, que radica en levantar grandes cargas a un ritmo muy variable.

El factor de operación se utiliza para calcular la potencia real o activa, así se tiene:

$$P_{\text{Activa}} = P (\cos \phi)$$

$$P_{\text{Activa}} = (1,6 \text{ Kw}) (0,53)$$

$$P_{\text{Activa}} = 0,848 \text{ Kw}$$

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN DEL MODELO A ESCALA,

MONTAJE Y PRUEBAS

El modelo a escala es construido a la tercera parte del modelo real. Es un tamaño adecuado para apreciar su funcionamiento y los materiales existentes en el mercado se adaptan a las especificaciones.

4.1 HOJAS DE PROCESOS

Mediante las hojas de procesos se puede sintetizar los pasos de construcción y armado del modelo a escala.

Ver anexo 1.

Tabla 4.1 Elementos constitutivos de la estructura⁶⁴

Nº	Denominación	Nº de piezas	Material	Dimensiones (mm)
1	VIGA	3	- PLETINA 5 mm - PLETINA 5 mm - PLETINA 4 mm	633 x 70 607 x 30 603 x 60
2	BOCIN	2	- BOCIN BRONCE - BOCIN ACERO	de= 38 h= 82 de= 55 h= 84
3	EJE	3	- EJE ACERO - EJE ACERO - EJE ACERO	d= 30 h= 192 de= 68 h= 10 de= 68 h= 10
4	RULIMAN	1	- RULIMAN AXIAL DE BOLAS	de= 52 di= 37 h= 12
5	COLUMNA	1	- TUBO ACERO	de= 73 h= 98 e= 2,5
6	PLACA BASE	1	- PLACA ACERO	175 x 175 e= 6
7	RIGIDIZADORES	4	- PLACA ACERO	40 x 52 e= 4
8	SOPORTE	7	- TUBO CUADRADO - TUBO CUADRADO - TUBO CUADRADO - CHAPA METALICA	51 x 51 x 570 e= 2 51 x 51 x 570 e= 2 51 x 51 x 1900 e= 2 51 x 51 e= 1

4.2 PLANOS DE MONTAJE

En los planos de montaje se detalla las dimensiones de las piezas que conforman el equipo y su respectiva ubicación.

Ver anexos 2 y 3.

⁶⁴ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

4.3 MONTAJE

En el armado final del siguiente equipo se diferencian cuatro partes principales que son:

- a) **Columna:** Sirve como soporte para la viga y determina la altura.

Está conformada por un soporte que sustituye a la cimentación del modelo real brindando estabilidad; una placa en la cual se asienta la columna con sus respectivos rigidizadores para contrarrestar las cargas vivas que soporta la estructura.



Figura 4.1 *Columna y soporte*⁶⁵

⁶⁵ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

En la parte superior de la columna se fija el eje que permite pivotar el brazo.



Figura 4.2 *Eje pivotante*⁶⁶

- b) **Brazo de Giro:** Está constituido por una viga tipo W en la cual se desplaza longitudinalmente el trolley; un bocín doble de acero y bronce unidos por diferencia de diámetros. El bocín de bronce disminuye la fricción con el eje.

⁶⁶ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.



Figura 4.3 *Brazo de giro*⁶⁷

El sistema de giro se apoya sobre un rulimán tipo axial que permite rotar al brazo con respecto a la columna.



Figura 4.4 *Rulimán axial*⁶⁸

⁶⁷ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

⁶⁸ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

En la viga se colocan dos topes como limitadores de carrera longitudinal y una perforación para sujetar el cable de acero con el que se mueve la viga.



Figura 4.5 *Topes y cable de acero*⁶⁹

- c) **Trolley:** Es un carro para transportar longitudinalmente la carga por la viga, se mueve manualmente por sistema de cadena y piñones.



Figura 4.6 *Trolley de cadena*⁷⁰

⁶⁹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

⁷⁰ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

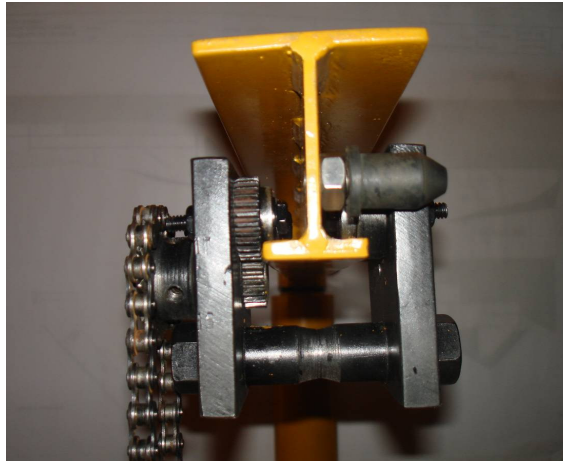


Figura 4.7 *Sistema de piñones*⁷¹

- d) **Tecle Eléctrico:** Se utiliza para elevar y descender la carga de una manera uniforme y controlada, éste va suspendido en el trolley.



Figura 4.8 *Tecle eléctrico*⁷²

⁷¹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

⁷² FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

4.4 PRUEBAS

4.4.1 Definición del Modelo de Pruebas

En la siguiente tabla se detalla la factibilidad de hallar materiales y elementos mecánicos para la construcción de la estructura real, modelos a escala de 1/2 y 1/3 del real.

Tabla 4.2 Factibilidad de obtención de materiales para modelos de prueba⁷³

ESCALA	ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS				ELEMENTOS ESTRUCTURALES EN EL MERCADO			
	Rodamiento		Pernos		Viga		Columna	
	Diámetro (mm)		Diámetro (mm)		Dimensiones de Sección (mm)		Diámetro de Sección (mm)	
1	97.18	ok	m16	ok	224,205,89,14,9	ok	219	ok
1/2	49.2	ok	m8	ok	112, 103, 44, 5, 7	ok	110 (4.5 in)	nok
1/3	32.00	ok	m5	ok	75, 68, 30, 3, 5	ok	73	ok

⁷³ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

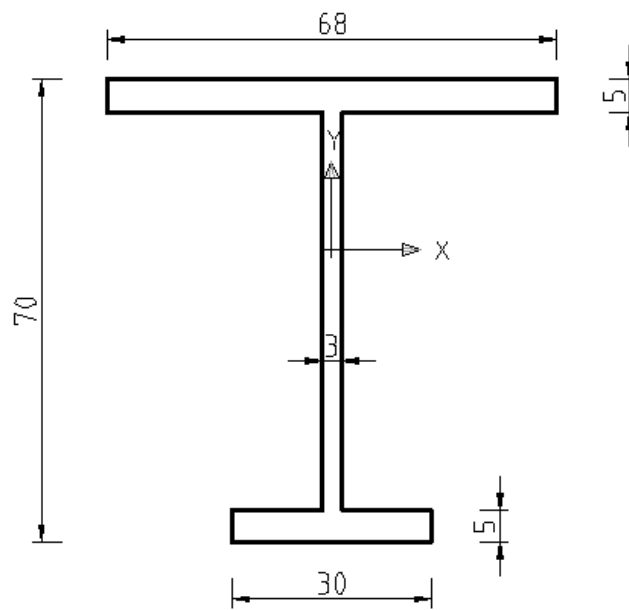


Figura 4.9 Dimensiones de la viga del modelo a escala⁷⁴

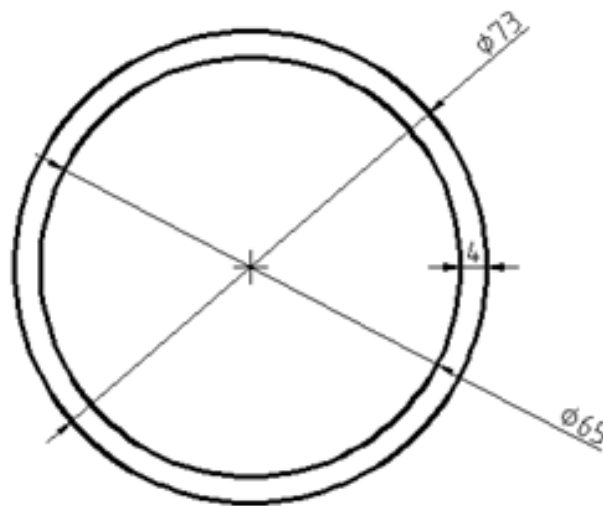


Figura 4.10 Dimensiones de la columna del modelo a escala⁷⁵

⁷⁴ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

⁷⁵ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, AUTOCAD.

Luego de un estudio de factibilidad de construcción en función de la existencia de las piezas estandarizadas como rodamientos, pernos, placas y tubería estructural existentes en el mercado, se define realizar la construcción y pruebas con un modelo que posea las dimensiones reducidas a su tercera parte. Esta escala permite además un fácil transporte y montaje para realizar las pruebas.

Para dar soporte y estabilidad al modelo se propone una base en forma de cruz en lugar de la cimentación a escala, ya que debido a su peso su traslado sería dificultoso.

4.4.2 Determinación de la carga para la prueba

Para determinar la carga de prueba en el modelo se considera un factor de seguridad de 5:1, para lo cual se introdujeron valores de carga en el programa utilizando las medidas del modelo a escala y verificando que el material resista al menos 5 veces la carga de prueba. La carga de prueba que se utilizó para determinar este estado fue de 58 kg.

Capacidad real del modelo a escala se procede a ingresar los datos en el Software SAP 2000, obteniendo la carga que soporta toda la estructura con un factor de seguridad de 5:1. Este valor es de 58 Kg.

A continuación se muestran las dimensiones de los componentes de la estructura completa.

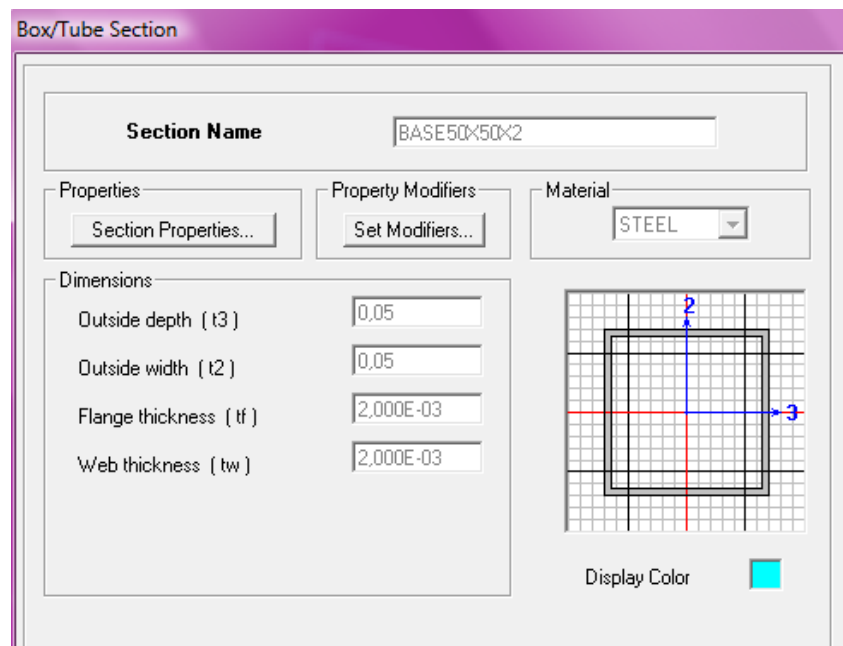


Figura 4.11 Dimensiones del tubo utilizado en el soporte - SAP 2000⁷⁶

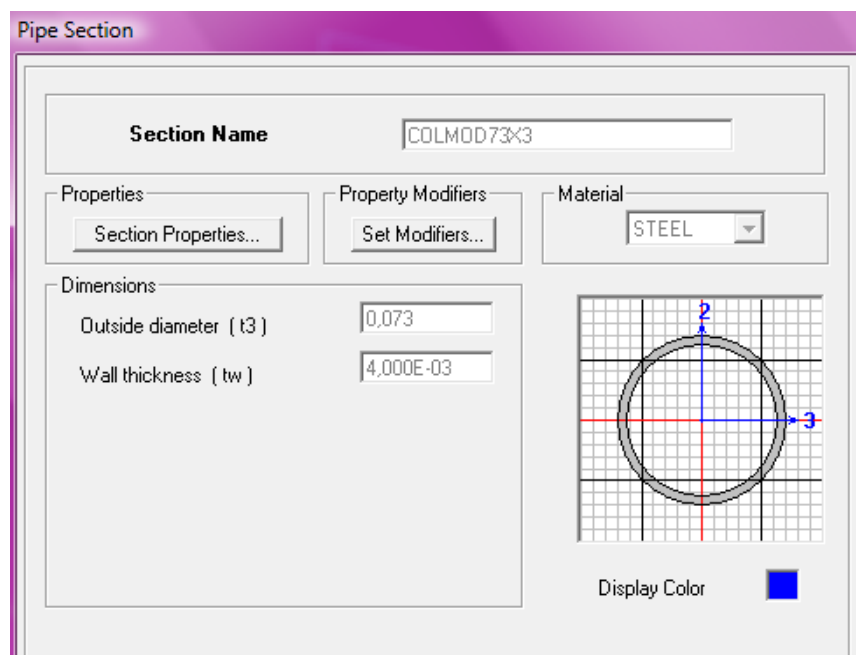


Figura 4.12 Dimensiones de la columna - SAP 2000⁷⁷

⁷⁶ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

⁷⁷ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

I/Wide Flange Section

Section Name VMODEL-70X68X5X3

Properties Section Properties...

Property Modifiers Set Modifiers...

Material STEEL

Dimensions

Outside height (t3)	0,07
Top flange width (t2)	0,068
Top flange thickness (tf)	5,000E-03
Web thickness (tw)	3,000E-03
Bottom flange width (t2b)	0,03
Bottom flange thickness (tfb)	5,000E-03

Display Color ☐

Figura 4.13 Dimensiones de la viga - SAP 2000⁷⁸

A continuación se presenta el análisis del conjunto al aplicarle una carga de 58 Kg, la misma que le genera a la viga un esfuerzo de 1.861 Kg/mm², similar al obtenido en el modelo real.

⁷⁸ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

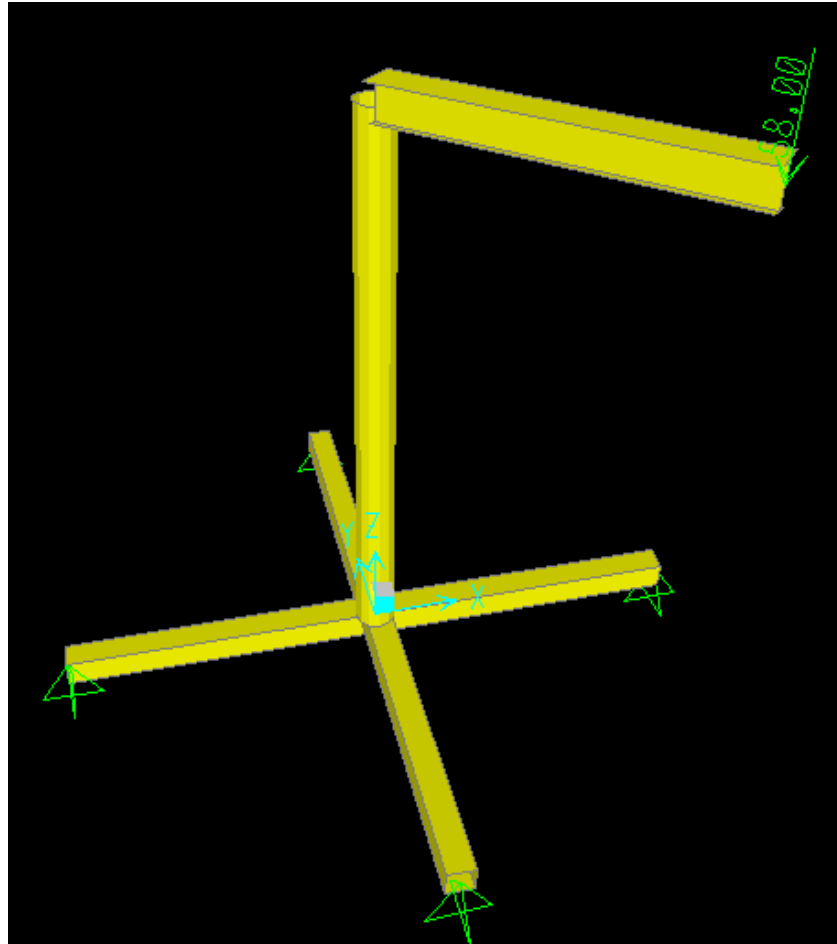


Figura 4.14 *Carga en el punto más crítico - SAP 2000⁷⁹*

En la siguiente figura se observa que los elementos se cargan solamente en el valor máximo de 20.8% de su capacidad. Este análisis asegura que en la realidad el modelo debe responder satisfactoriamente.

⁷⁹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.

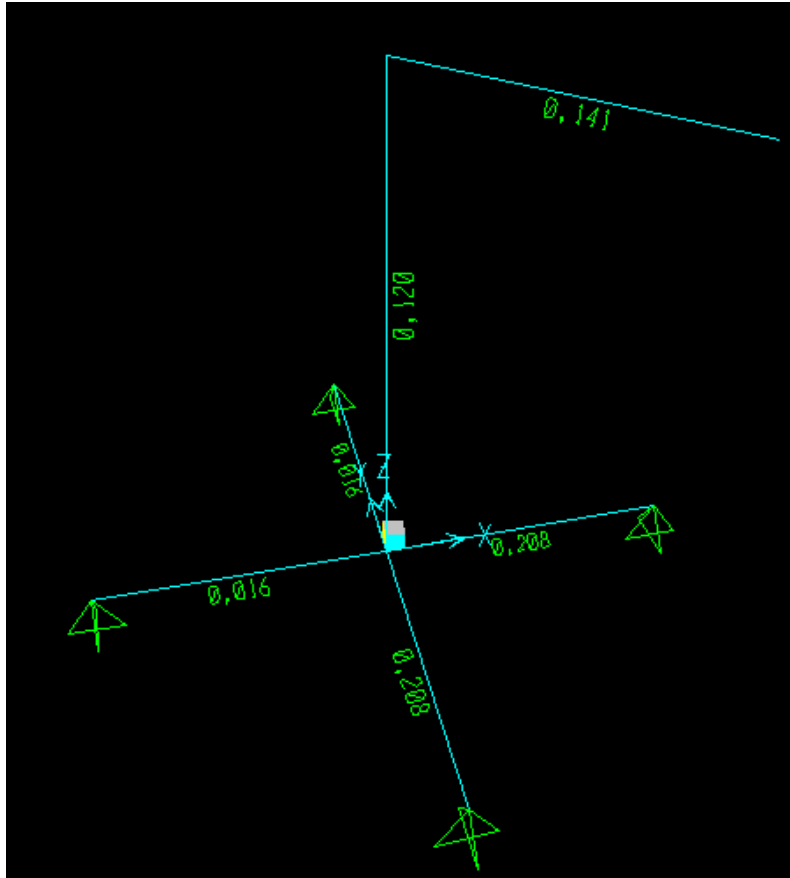


Figura 4.15 *Distribución de la carga en el sistema - SAP 2000⁸⁰*

4.4.3 Prueba de Carga

La prueba de carga consiste en comprobar el funcionamiento de los sistemas de giro, izaje, recorrido del trolley por la viga y medir la deflexión de la columna y de la viga.

No se evidenció ningún problema o falla en el funcionamiento de los sistemas.

⁸⁰ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, SAP 2000.



Figura 4.16 *Prueba de izaje*⁸¹



Figura 4.17 *Prueba de giro del brazo y recorrido del trolley*⁸²

⁸¹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

⁸² FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

Para medir la deflexión de la viga y columna se utiliza un reloj palpador con una apreciación de 0.001 de pulgada.



Figura 4.18 *Prueba de deflexión de la columna*⁸³



Figura 4.19 *Medición de la deflexión de la columna*⁸⁴

⁸³ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

⁸⁴ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.



Figura 4.20 *Prueba de deflexión de la viga*⁸⁵

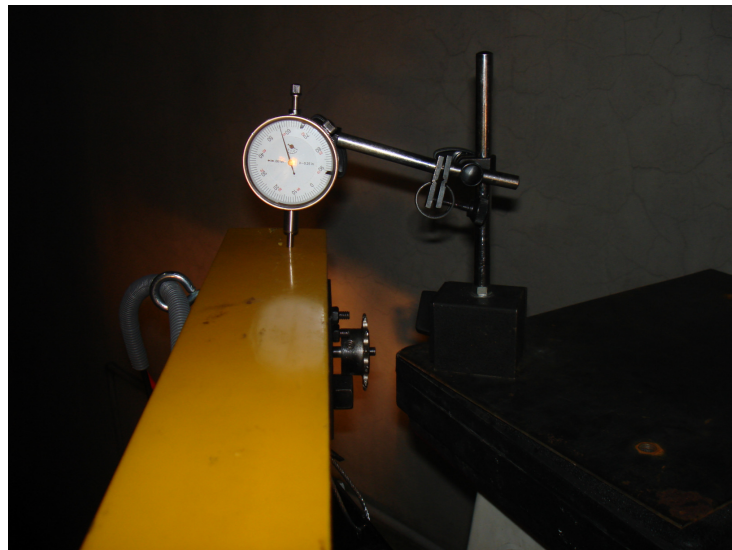


Figura 4.21 *Medición de la deflexión de la columna*⁸⁶

⁸⁵ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

⁸⁶ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado.

En la tabla 4.3 se detalla los resultados obtenidos.

Tabla 4.3 *Tabla de resultados*⁸⁷

ELEMENTO	VALOR SAP 2000 (mm)	VALOR LEIDO (mm)	RESULTADO
Columna	6	6.35	Satisfactorio
Viga	8	7.11	Satisfactorio

⁸⁷ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

5.1 INVERSIONES

La inversión dentro del proyecto está definida por el conjunto de recursos financieros asignados a la adquisición de los elementos necesarios para llevar a cabo el montaje del proyecto, por un lado, y el funcionamiento del mismo por otro. Esta definición está identificando claramente el hecho de que la inversión da origen a dos tipos de activos, el activo fijo cuya formación se genera en el periodo de montaje, y el activo circulante, cuyo aparecimiento y utilización se harán efectivos en el periodo de funcionamiento implementado.

El estudio de este capítulo tiene como finalidad la de definir la cuantía de las inversiones del proyecto para que ésta sea incorporada a la proyección del flujo de caja que posibilite su posterior evaluación.

Las inversiones no son otra cosa, que el detalle pormenorizado de los requerimientos de capital que van a ser necesarios para la ejecución del proyecto.

5.2 CAPITAL DE TRABAJO

Constituye el conjunto de recursos necesarios en la forma de activos corrientes para la operación normal del proyecto durante el ciclo productivo, para una capacidad y tamaño determinados. La teoría financiera se refiere normalmente al capital de trabajo como activos de corto plazo. Esto es efectivo desde el punto de vista de su administración, más no así de la inversión.

Capital de trabajo es el nombre que se da a los recursos financieros necesarios para cubrir el costo operacional del proyecto hasta que los ingresos provenientes de la venta de los productos cubran el total de los costos, generando inclusive un saldo positivo.

Para este proyecto se determinó que el capital de trabajo o de operación se calcula para un mes, puesto que en este tiempo el taller dispone de los ingresos necesarios para solventar y hacer frente a obligaciones de corto plazo.

Tabla 5.1 Capital de trabajo⁸⁸

CONCEPTO	VALOR
1. Costo Directo	
Materia Prima	3079,33
Mano de Obra Directa	604,80
2. Costos Generales de Producción	
Mano de Obra Indirecta	1120,00
Materiales Indirectos	44,18
Fletes	100,00
3. Gastos financieros	49,48
TOTAL mensual	4997,79

Elaboración: Autores

⁸⁸ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

5.3 FINANCIAMIENTO

Los recursos que el inversionista destina al proyecto provienen generalmente de dos fuentes: recursos propios y de préstamos a terceros.

El financiamiento del proyecto constituye una parte muy importante en el que el porcentaje de la inversión proveniente de préstamos, se convierte en un pasivo o deuda a largo plazo que incluyen intereses por la utilización de dichos recursos financieros.

Tabla 5.2 Estructura del financiamiento⁸⁹

	Valor	%
Recursos de terceros	4948.31	100%
TOTAL INVERSIÓN	4948.31	100%

Elaboración: Autores

5.3.1 Fuentes de financiamiento

Este proyecto se financia un 100% por medio de la Línea de Crédito FOPINAR de la Corporación Financiera Nacional con el Banco del Pichincha a un plazo de un año con una tasa activa del 12%, con pagos mensuales. Debido a que el taller funciona desde hace 5 años, es sujeto de crédito; y, porque es en su local donde se instala el teclé; deja de significar un riesgo para el Banco.

Para el proyecto se recurre a la línea de crédito Multisectorial que auspicia la Corporación Financiera Nacional que se tramita por medio de la Línea de Crédito

⁸⁹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

FOPINAR, a través de Instituciones Financieras privadas como es el caso de los Bancos: Produbanco, Pichincha, Del Litoral.

La Corporación Financiera Nacional es un organismo de asistencia financiera que actúa como banca de Segundo piso, es decir, otorga créditos a diversos sectores a través de bancos, financieras y mutualistas denominadas Intermediarias Financieras. La Corporación Financiera concede créditos de asistencia técnica a la Pequeña Industria y Artesanía a través del Fondo para la Pequeña Industria y Artesanía (FOPINAR), pudiendo ser beneficiarios empresas ya establecidas o nuevos proyectos cuyas actividades estén destinadas a la industria, turismo o agroindustria.

Tabla 5.3 Amortización⁹⁰

		MONTO DEL PRÉSTAMO	4948,31	
		TASA DE INTERÉS	12%	
		PAGO MENSUAL	439,65	
No.	CUOTA	INTERES	AMORTIZADO	CAPITAL
0				4948,31
1	439,65	49,48	390,17	4558,14
2	439,65	45,58	394,07	4164,07
3	439,65	41,64	398,01	3766,06
4	439,65	37,66	401,99	3364,07
5	439,65	33,64	406,01	2958,07
6	439,65	29,58	410,07	2548,00
7	439,65	25,48	414,17	2133,83
8	439,65	21,34	418,31	1715,51
9	439,65	17,16	422,49	1293,02
10	439,65	12,93	426,72	866,30
11	439,65	8,66	430,99	435,31
12	439,65	4,35	435,30	0,02

Elaboración: Autores

⁹⁰ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

5.4 COSTOS E INGRESOS

Una vez que se ha determinado qué y cuánto vamos a producir, dónde se va a producir, y cómo se va a hacerlo, es oportuno afrontar el problema relativo a cuánto nos va a costar y qué cantidad de ingresos recibiremos como remuneración a la labor de agentes productivos que se realiza en el contexto de la economía.

5.4.1 Costos

Son todos los gastos que incurren en el proceso de producción.

5.4.2 Clasificación de los costos

De acuerdo a la función en la que incurren:

Costos de producción

- Materia prima directa
- Materiales directos
- Mano de obra directa
- Materiales indirectos
- Mano de obra indirecta

Gastos financieros

- Intereses

5.4.3 Costos de producción

Son los que se generan en el proceso de transformar la materia prima en productos terminados. Estos son:

5.4.4 Materia prima

Son los principales recursos que se usan en la producción, éstos se transforman en bienes terminados.

A su vez la materia prima puede ser:

5.4.5 Materiales directos

Son todos los que pueden identificarse en la fabricación de un producto terminado, fácilmente se asocian con éste y representan el principal costo de materiales en la elaboración del teclé.

En este proyecto se ha elaborado el estudio y el diseño de un teclé eléctrico de 500 Kg, cuyo monto de materia prima necesaria asciende a 3079.33 dólares, y para su fabricación se contrata un servicio metalmecánico al que se entrega los planos y la materia prima.

A continuación se detalla los materiales directos en la fabricación del teclé:

Tabla 5.4 Materiales para la estructura metálica⁹¹

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Viga tipo W	1	60,83	68,13
Bocín de acero - bronce	1	42,00	47,04
Eje de acero	1	31,00	34,72
Rodamiento	1	27,00	30,24
Tubo Estructural Redondo Ø 8, E = 1/2"		144,71	162,08
Placa de acero E = 1/2"	1	4,95	5,54
Pintura	1 lt.	2,35	2,63
Electrodos	2 Kg.	26,40	29,57
		Subtotal	379,95

Elaboración: Autores**Tabla 5.5** Anclajes⁹²

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Dado de hormigón	1	120,00	134,40
Pernos HILTI 1 1/2 X 1/2	4	6,50	29,12
		SUBTOTAL	163,52

Elaboración: Autores⁹¹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.⁹² FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

Tabla 5.6 Sistema de izaje⁹³

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Tecle eléctrico 500 Kg	1	1890,00	2116,80
Trolley	1	280,00	313,60
		SUBTOTAL	2430,40

Elaboración: Autores

Tabla 5.7 Instalación eléctrica⁹⁴

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Material Eléctrico	1	54,16	60,66
		SUBTOTAL	60,66

Elaboración: Autores

Tabla 5.8 Señalética⁹⁵

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Rotulación	1	40,00	44,80
		SUBTOTAL	44,80

Elaboración: Autores

⁹³ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

⁹⁴ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

⁹⁵ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

5.4.6 Materiales indirectos

Son aquellos involucrados en la elaboración de un producto, que si bien no son materiales directos, se incluyen como costos indirectos.

5.4.7 Mano de obra

Es el personal que se necesita para el proceso de construcción del tecte.

5.4.7.1 Mano de obra directa

En este proyecto se contrata a un servicio de metalmecánica, que es el que interviene directamente en el proceso productivo. El costo por mano de obra directa asciende a 604,80 dólares

Tabla 5.9 Mano de obra directa⁹⁶

Descripción	Horas	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Cerrajero	15	7,00	117,60
Soldador	25	10,00	280,00
Tornero	15	10,00	168,00
Pintor	5	7,00	39,20
SUBTOTAL			604,80

Elaboración: Autores

⁹⁶ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

5.4.7.2 Mano de obra indirecta

El costo de mano de obra indirecta está conformado por pago a diseñadores por la elaboración de planos del teclé. El costo que genera este rubro es de 1120 dólares.

Tabla 5.10 Mano de obra indirecta⁹⁷

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Diseñadores	2	500,00	1120,00
SUBTOTAL			1120,00

Elaboración: Autores

5.4.8 Costos indirectos de fabricación

Todos los gastos indirectos que se dan en el área de producción.

Tabla 5.11 Insumos para la fabricación⁹⁸

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total (USD) + IVA
Lija	5	0,55	3,08
Naípe	10	0,15	1,68
Sierra	2	1,30	2,91
Disco de corte	1	20,00	22,40
Broca 3/4	1	7,00	7,84
Broca 1/2	1	1,30	1,46
Thinner lt.	1	4,30	4,82
SUBTOTAL			44,18

Elaboración: Autores

⁹⁷ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

⁹⁸ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

5.4.9 Depreciación

La depreciación constituye la pérdida del valor de un activo físico (maquinaria), como consecuencia de su uso. El método que se utiliza para su cálculo es el de línea recta con un porcentaje de depreciación de acuerdo con la Ley de Régimen Tributario del Ecuador, con un valor residual del 10%. La alícuota anual por depreciación del tecele es de:

Tabla 5.12 Depreciación⁹⁹

CONCEPTO DEPRECIACIÓN LÍNEA RECTA	INVERSIÓN	VIDA ÚTIL AÑOS	10% VALOR RESIDUAL	VALOR ANUAL
Maquinaria (tecele)	4948.31	10	494.83	445.35
TOTAL DEPRECIACIÓN				445.35

Elaboración: Autores

5.4.10 Gastos financieros

Se relacionan con la obtención de fondos para la fabricación del tecele, se puede decir también que son los intereses que se deben pagar por los préstamos en relación al monto, según valores de la tabla de amortización gradual.

⁹⁹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

Tabla 5.123 Gastos financieros¹⁰⁰

GASTOS FINANCIEROS	
MES	VALOR TOTAL
1	49.48
2	45.58
3	41.64
4	37.66
5	33.64
6	29.58
7	25.48
8	21.34
9	17.16
10	12.93
11	8.66
12	4.35
TOTAL	327.51

5.5 COSTOS PROYECTADOS

Tabla 5.134 Costos¹⁰¹

RUBROS	COSTOS
Materia prima/Materiales directos	3079,33
Mano de obra directa	604,80
Materiales indirectos	44,18
Mano de obra indirecta	1120,00
Fletes	100,00
COSTO BRUTO	4948,31
Depreciación	445,35
COSTO DE PRODUCCIÓN	5393,66
Gastos Financieros	327,51
TOTAL	5721,17

Elaboración: Autores

¹⁰⁰ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

¹⁰¹ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

5.6 INGRESOS

Los ingresos para este proyecto están dados por el número de servicios que da el taller al mes. En promedio el precio de montaje y/o desmontaje de un motor sea a gasolina o a diesel es de 100 dólares, ya que sus valores fluctúan según el taller entre 80 y 120 dólares.

Iniciando el primer mes con 20 servicios, con un valor de 100 dólares diarios, es decir, 2000 dólares el primer mes; incrementándose en dos servicios los meses subsiguientes.

5.7 PRESUPUESTOS DE INGRESOS

Tabla 5.145 *Presupuestos de ingreso*¹⁰²

INGRESOS DEL PROYECTO	
MES	INGRESO USD
1	2000
2	2200
3	2400
4	2600
5	2800
6	3000
7	3200
8	3400
9	3600
10	3800
11	4000
12	4200

Elaboración: Autores

¹⁰² FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

5.8 EVALUACIÓN financiera y económica del proyecto

“Consiste en comparar los beneficios proyectados asociados a una decisión de inversión con su correspondiente flujo de desembolsos proyectados.”

“La evaluación del proyecto permitirá saber si dicho proyecto es factible o no. Es decir, si reedituará ganancias¹⁰³ superiores a las que se obtendrán si se depositara el dinero en un banco.”

En la evaluación del proyecto se considera la inversión como el menor consumo presente y la cuantía de los flujos de caja en el tiempo como la recuperación que debe incluir dicha recompensa.

Existen varias alternativas de evaluación pero en especial se da referencia a dos métodos que tienen cierta ventaja sobre otros que no consideran el valor del dinero en el tiempo. Estas dos alternativas son el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

5.9 ESTADO DE RESULTADOS

“El estado de resultados mide el desempeño a lo largo de algún periodo, por lo general un año.”

El estado de resultados se lo realiza con el objetivo de obtener la utilidad neta de la operación del negocio y se constituye en la base para calcular posteriormente el flujo de caja y a la vez para tener una visión clara sobre los beneficios que

¹⁰³ ROSS, Stephen: Fundamentos de Finanzas Corporativas. 2da. Edición. Irwin. 1996. México. Pág. 29)

genere el proyecto, sujeto siempre a la Ley Tributaria, de sueldos y utilidades de los trabajadores, y partiendo de los costos e ingresos que se han calculado anteriormente.

Ver anexo 4

5.10 FLUJO DE CAJA

El flujo de caja constituye uno de los elementos más importantes del estudio de un proyecto, ya que la evaluación del mismo se efectuará sobre los resultados que en ella se determinen.

Es un estado financiero que mide solamente movimientos de efectivo, considera todos los ingresos del periodo.

Ver anexo 5

5.11 VALOR ACTUAL NETO

“EL Valor Actual Neto de inversión es la diferencia entre su valor de mercado y su costo. La regla de Valor Actual Neto es aceptar un proyecto si su Valor Actual Neto es positivo.

El Valor Actual Neto suele estimarse calculando el valor presente de los flujos de efectivo futuros y restando después el costo. El Valor Actual Neto no tiene diferencias importantes, es el criterio de decisión preferido.”

Por consiguiente se puede deducir que el VAN puede ser un instrumento de toma de decisiones sobre invertir o no.

5.12 TASA INTERNA DE RETORNO

La TIR es la tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto estimado de una inversión sea igual a cero, en ocasiones se lo denomina rendimiento del flujo de efectivo descontado (FED). La regla de TIR es aceptar un proyecto cuando su TIR excede el rendimiento requerido. La TIR está estrechamente relacionada con el Valor Actual Neto y conduce exactamente a las mismas decisiones que el Valor Actual Neto, es el caso de proyectos convencionales, independientes.

Tabla 5.156 *Evaluación financiera*¹⁰⁴

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	PROYECTO	RESULTADO
$VAN > 0$	738.29	Viable
$TIR > INTERÉS$	25%	Viable

El costo de oportunidad utilizado para evaluar este proyecto es igual a la tasa activa (12%) más prima de riesgo (3%) igual a 15%.

El proyecto es viable, debido a que el VAN es positivo y la TIR es mayor al 15%.

5.13 ANÁLISIS COMPARATIVO DE PRECIOS DEL TECLE

El valor de un tecle importado a través de la empresa Comrepsa incluido el IVA es de 8512 dólares.

¹⁰⁴ FUENTE: Ricardo Hernández – Leonidas Jurado, Microsoft Office Excel.

El teclé fabricado para este proyecto tiene un costo de 4948.31 dólares más un 40% de utilidad da 6927.63.

El ahorro es significativo con un porcentaje del 18.61%.

De lo anterior se desprende que sí es beneficioso el fabricar el teclé en el país.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- a) La altura en la que se encuentra la viga permite levantar la carga hasta 1,70 metros de distancia desde el piso, brindando versatilidad en el montaje o desmontaje del motor de un vehículo.
- b) Con una columna circular la fuerza se distribuye de manera uniforme durante el giro, porque la distancia entre el eje de la columna y la pared es la misma en cualquier punto.
- c) La capacidad de carga nominal de todo el equipo es de 500 Kg con un factor de seguridad de 5 normalizados para equipos de izaje, indicando que su estructura es robusta es decir firme y resistente.
- d) Pese que el diseño está sobredimensionado no se debe exceder la capacidad del sistema por seguridad del personal, de la carga y del equipo de izaje, para evitar accidentes.
- e) El estudio económico y financiero realizado arroja resultados satisfactorios para la ejecución del proyecto.

6.2 RECOMENDACIONES

- a) Para una mejor manipulación de giro se puede colocar un cable al final de la viga logrando un movimiento controlado.
- b) Una opción para reducir el costo final del proyecto es cambiar el tecla eléctrico por un tecla manual de cadena cumpliendo la misma función de izaje, sin embargo el mayor inconveniente es la cadena que puede golpear al vehículo.
- c) Para una mejor operación en el izaje del motor se debe contar con accesorios adecuados como fajas, cadenas, ganchos o grilletes manteniendo la seguridad en el proceso de desmontaje o montaje.
- d) Revisar gancho, seguro, cadena y control de mando antes de iniciar la operación de izaje.
- e) Leer y seguir las instrucciones de los manuales de uso e instalación proporcionados por el fabricante del tecla eléctrico H-LIFT.
- f) Asegurarse que al momento de elevar o desplazar la carga ésta no choque con ningún obstáculo.
- g) Centrar el tecla eléctrico por encima de la carga antes de empezar a operar.

- h) Evitar balanceos tanto del gancho como de la carga al momento de desplazar el polipasto.
- i) Elevar la carga verticalmente, de manera que el cable no forme ángulo con el objeto a elevar.
- j) No distraer la atención del operario mientras que el polipasto esté en funcionamiento.
- k) Evitar dejar la carga suspendida si el trabajo no se va a realizar enseguida.
- l) El personal autorizado para operar el equipo deberá ser capacitado para su correcto y seguro funcionamiento.
- m) Después de cada operación se debe recoger la cadena y ubicar el polipasto en su punto cero.

BIBLIOGRAFÍA

JACK C, CORMAC, Mc; Diseño de Estructuras Metálicas, Cuarta Edición, México, Grupo Editorial Alfaomega, 1999.

BEER, Ferdinand P. y otros autores, *Mecánica de materiales*, Tercera Edición, México – México D.F., McGraw-Hill/Interamericana Editores, 2001.

NORTON, Robert L, Diseño de Máquinas, México, Prentice Hall, 1999.

BRESLER, Lin; SCALZI, Diseño de Estructuras de Acero, México, Limusa Noriega Editores, 1990.

URIBE, Jairo, Análisis de Estructuras, Segunda Edición, Bogotá, Grupo Editorial ECOE, 2000.

BOWLES, Joseph, Diseño de Acero Estructural, México, Limusa Grupo Noriega Editores, 1992.

SEELY, Fred B; SMITH, James O, Resistencia de Materiales, Cuarta Edición, México, Unión Topográfica Editorial Hispanoamericana, 1967.

[http:// www. Aguamarket.com](http://www.Aguamarket.com).

[http:// es. wikipedia. org/ Wiki/ Polipasto](http://es.wikipedia.org/wiki/Polipasto)

JORGE E. BURBANO RUÍZ, ALBERTO ORTIZ GÓMEZ, PRESUPUESTOS, Enfoque Moderno de planeación y control de recursos, Segunda edición, Colombia, 1995.

JAMES C. VAN HORNE, ADMINISTRACIÓN FINANCIERA, Novena Edición, México, 1993

SAPAG CHAIN NASSIR, SAPAG CHAIN REINALDO, PREPARACIÓN Y EVALUACIÓN DE PROYECTOS, Cuarta Edición, Chile, 2000.

MINTZBERG HENRY, BRIAN QUINN JAMES, VOYER JOHN, EL PROCESO ESTRATÉGICO, Primera Edición, México, 1997.

ROSS STEPHEN A., WESTERFIELD RANDOLPH W., JAFFE JEFREY, FINANZAS CORPORATIVAS, México, 2000.

ANEXOS