

## DEDICATORIAS

A mis padres, hermana y abuelas.

A mis dos abuelos, que Dios los tenga en su gloria.

A Carolina.

Nephtali Prato R.

Primero le dedico este trabajo a mi MADRE, por todo su amor, apoyo y paciencia a lo largo de los años de estudio y sobre todo en la realización de esta Tesis de Grado.

A mis Hermanas, por ser eso, mis hermanas.

A mi Sobrino KHRISTOPHER, por devolverle la inocencia a mi vida.

A mi Madrina, por estar conmigo en todo momento.

A mi Familia, por su apoyo incondicional.

A Liuscar, por ser mi gran amiga y brindarme su amor.

Ramón E. Olivares M.

## AGRADECIMIENTOS

Al Prof. Manuel Martínez, por su ayuda en la realización de este trabajo.

Al Ing. Jesús Hernández, Ing. Oscar Pujol y a todo el personal de General Motors Venezolana que de alguna u otra forma participaron en la realización de este proyecto.

Al Prof. Pedro Cadenas por su aporte y colaboración en el desarrollo de este trabajo.

Al Prof. Gustavo Delfino, Prof. Pedro Lecue y al Prof. Fausto Carpentiero por su asesoramiento.

Al Ing. Carlos Vitolo y a la empresa Materiales y Accesorios Industriales (MAICA) por su ayuda y colaboración.

A Juvenall Caraballo por su colaboración.

Un agradecimiento especial al Prof. Jorge Cruz M. por su apoyo incondicional y recomendaciones que facilitaron la culminación de este trabajo.

	Pág.
Dedicatorias.	I
Agradecimientos.	II
Índice General.	III
Índice de Figuras.	VI
Índice de Tablas.	X
Resumen.	XI

## **CAPITULO I**

### **INTRODUCCIÓN**

1.1	Introducción.	2
1.2	Antecedentes.	2
1.3	Planteamiento del Problema.	3

## **CAPITULO II**

### **RESEÑA HISTÓRICA**

2.1	Reseña Histórica de GMV.	6
-----	--------------------------	---

## **CAPITULO III**

### **MARCO METODOLÓGICO**

3.1	Metodología del Diseño.	11
3.2	Métodos de Diseño.	12
3.2.1	Tormenta de Ideas.	12
3.2.2	Estudio Preliminar de Costos.	19
3.2.3	Análisis Morfológico.	20
3.2.3.1	Parámetros de Selección para las Opciones.	20
3.2.3.2	Matriz Morfológica.	24
3.3	Estudio de Factibilidad.	32
3.3.1	Factibilidad Técnica.	33
3.3.2	Factibilidad Económica.	33

**CAPITULO IV**

**TEORÍAS FUNDAMENTALES, CÁLCULOS Y DISEÑO**

4.1	Sistema de Agarre.	36
4.2	Sistema de Agarre Trasero.	41
4.2.1	Dimensionado Inicial del Sistema Trasero.	41
4.2.2	Cálculo de la Viga.	41
4.2.3	Diseño del Sistema de Transmisión y Movimiento.	49
4.2.4	Tubo hueco roscado internamente.	57
4.2.5	Dimensionado del Eje y Selección de Rodamientos.	62
4.2.6	Base del sistema.	74
4.2.7	Dispositivo de giro para el sistema de agarre y selección de sus rodamientos.	95
4.3	Sistema Delantero.	103
4.3.1	Dimensionado Inicial del Sistema Delantero.	103
4.3.2	Cálculo de la Viga.	105
4.3.3	Diseño del Sistema de Transmisión y Movimiento.	108
4.3.4	Tubo hueco telescópico roscado internamente.	109
4.3.5	Dimensionado del Eje y Selección de Rodamientos.	115
4.3.6	Base del sistema.	115
4.4	Sistema de Elevación y Estructura.	121
4.4.1	Viga Principal del Sistema.	121
4.4.2	Tornillos de Potencia.	126
4.4.3	Base del sistema de elevación.	132
4.4.4	Mecanismo de Movimiento.	141
4.5	Plan de Mantenimiento.	143

**CAPITULO V**

**SISTEMA DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN**

5.1	Principio de un sistema automático.	145
-----	-------------------------------------	-----

5.1.1	Fases de estudio en la elaboración de un automatismo.	145
5.1.2	Opciones tecnológicas.	148
5.2	Autómatas Programables.	148
5.2.1	Definición.	148
5.2.2	Antecedentes e historia.	149
5.2.3	Campos de aplicación.	151
5.2.4	Ventajas e inconvenientes del PLC.	153
5.2.4.1	Ventajas del PLC.	153
5.2.4.2	Inconvenientes del PLC.	154
5.3	Narrativa sistema de control.	155
5.4	Diagrama Eléctrico.	160
5.5	Mantenimiento del Sistema.	168

## **CAPITULO VI**

### **COSTO DE EQUIPOS**

6.1	Costo de Equipos.	170
-----	-------------------	-----

	<b>CONCLUSIONES.</b>	172
--	----------------------	-----

	<b>RECOMENDACIONES.</b>	174
--	-------------------------	-----

	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	177
--	---------------------	-----

### **ANEXOS (referidos al tomo)**

#### **ANEXO A: PLANOS DEL SISTEMA.**

#### **ANEXO B: CARACTERÍSTICAS DE MOTORES ELÉCTRICOS.**

#### **ANEXO C: ELEMENTOS DE CONTROL.**

#### **ANEXO D: ELEMENTOS DE ACERO ESTRUCTURAL COMERCIAL**

	Pág.
Figura 3.1. Dibujo Esquemático de la Idea 1	13
Figura 3.2. Dibujo Esquemático de la Idea 2	14
Figura 3.3. Dibujo Esquemático de la Idea 3	15
Figura 3.4. Dibujo Esquemático de la Idea 4	16
Figura 3.5. Dibujo Esquemático de la Idea A	17
Figura 3.6. Dibujo Esquemático de la Idea B	17
Figura 3.7. Dibujo Esquemático de la Idea C	18
Figura 3.8. Dibujo Esquemático de la Idea D	19
Figura 4.1. Vista Esquemática de Planta del Sistema de Agarre.	36
Figura 4.2. Representación del chasis como viga simplemente apoyada.	37
Figura 4.3. Modelo planteado para estudio de deflexión del chasis.	39
Figura 4.4. Modelo planteado y diagrama de deflexión del sistema.	40
Figura 4.5. Configuración esquemática del sistema. Vista de planta.	41
Figura 4.6. Dibujo esquemático de la ubicación de los apoyos de la viga.	42
Figura 4.7. Condiciones de frontera aplicadas para el diseño de la viga.	44
Figura 4.8. Gráfica del comportamiento de la deflexión en la viga del sistema trasero.	45
Figura 4.9. (A) Perfil de la Viga, (B) Secciones para aplicación del teorema de Steiner.	46
Figura 4.10. Ubicación de cordones de soldadura de las pletinas calibradas.	47
Figura 4.11. Fuerzas a las que se somete el cordón de soldadura.	48
Figura 4.12. Partes del sistema de transmisión y movimiento trasero.	50
Figura 4.13. Formas de cuerdas de tornillos de potencia.	51
Figura 4.14. Análisis de fuerzas en la cuerda de un tornillo.	53
Figura 4.15. Fuerza en una cuerda ACME.	54
Figura 4.16. Desplazamiento del tubo roscado desde su posición inicial hasta el punto del chasis más ancho.	56
Figura 4.17. Motor-reductor MVF 49/A.	57

Figura 4.18. Vista frontal del sistema de agarre cargado con el chasis más ancho (GMT-800).	58
Figura 4.19. Modelo para el estudio del tubo roscado.	58
Figura 4.20. Carga a la que esta sometida la soldadura	60
Figura 4.21. Soporte del rodamiento 31305.	66
Figura 4.22. Esquema lateral del soporte del rodamiento 31305.	67
Figura 4.23. Separación permisible del eje del tornillo con la base del soporte del rodamiento 31305.	68
Figura 4.24. Esquema para el cálculo de $k_m$ .	73
Figura 4.25. Esquema del tubo rectangular que contiene todo el sistema de apertura de los tubos roscados.	75
Figura 4.26. Diagrama para aplicar el modelo supuesto (vista superior).	76
Figura 4.27. Modelo propuesto para el diseño de la base.	76
Figura 4.28. Fuerza Cortante (N) y Deflexión (mm.) del tubo estructural de sección rectangular.	77
Figura 4.29. Esquema de la guía del tubo roscado.	78
Figura 4.30. Esquema de estudio del apriete entre la bocina y la guía del tubo roscado.	79
Figura 4.31. Nomenclatura para una rosca de Tornillo.	83
Figura 4.32. Perfil básico de filete para roscas métricas MJ y M.	83
Figura 4.33. Modos de falla para carga cortante en una unión o junta atornillada	86
Figura 4.34. Ubicación genérica de varios tornillos o remaches.	87
Figura 4.35. Ejemplo genérico de viga atornillada a ambos extremos.	89
Figura 4.36. Distribución de Pernos en la Plancha.	90
Figura 4.37. Vista trasera de la Plancha apernada.	91
Figura 4.38. Ejemplo Ubicación de los pernos en la plancha con las cargas a las que se encuentran sometidos.	91
Figura 4.39. Dimensiones Establecidas para la Plancha.	93
Figura 4.40. Vista Lateral del Sistema, con la base rectangular, la plancha y el	

eje de giro.	94
Figura 4.41. Vista lateral del sistema de agarre.	96
Figura 4.42. Vista de Planta del sistema de agarre.	96
Figura 4.43. Vista lateral esquemática del chasis en posición horizontal.	97
Figura 4.44. Vista del chasis a 90° por la parte trasera.	97
Figura 4.45. Modelo propuesto para estudio del eje de giro.	98
Figura 4.46. Fuerza Cortante y Momento Flector presentes en el eje de giro.	98
Figura 4.47. Soporte del rodamiento 32012X.	101
Figura 4.48. Motor MRVF 150/A.	103
Figura 4.49. Configuración esquemática del sistema (cm.).	104
Figura 4.50. Perfil de la Viga #2 (mm).	105
Figura 4.51. Dibujo esquemático de las partes giratorias del sistema de agarre delantero (cm).	106
Figura 4.52. Deflexión en la viga del sistema delantero (mm.).	106
Figura 4.53. Fuerzas a las que se somete el cordón de soldadura.	107
Figura 4.54. Partes del Sistema de Transmisión y Movimiento delantero.	108
Figura 4.55. Vista frontal del sistema de agarre cargado por el chasis más ancho (Kodiak).	110
Figura 4.56. Modelo para el estudio del Tubo Telescópico.	110
Figura 4.57. Fuerza Cortante y Momento Flector del Tubo Telescópico.	111
Figura 4.58. Ubicación de los pasadores del Tubo Telescópico.	112
Figura 4.59. Carga a la que estará sometida la soldadura.	114
Figura 4.60. Esquema del tubo cuadrado que contiene todo el sistema.	115
Figura 4.61. Diagrama para aplicar el modelo supuesto (vista superior).	116
Figura 4.62. Modelo propuesto para el diseño de la base.	116
Figura 4.63. Deflexión del tubo estructural de sección cuadrada (mm.).	116
Figura 4.64. Dispositivo para cambiar el diámetro de la guía.	117
Figura 4.65. Esquema de las guías del Tubo Telescópico.	118
Figura 4.66. Dimensiones Establecidas para la Plancha.	119
Figura 4.67. Dibujo esquemático del sistema de elevación (vista lateral).	121

Figura 4.68. Dibujo esquemático del sistema de agarre en la viga principal.	122
Figura 4.69. Modelo de la viga y Diagrama de momento flector.	123
Figura 4.70. Sección transversal estudiada (mm.).	124
Figura 4.71. Círculo de Mohr para la viga principal del sistema.	125
Figura 4.72. Ubicación de la soldadura en la base de los tornillos.	130
Figura 4.73. Esquema lateral del sistema de elevación.	132
Figura 4.74. Ubicación del soporte del rodamiento.	133
Figura 4.75. Ubicación del motor de elevación.	135
Figura 4.76. Estructura para el motor (vista de planta mm.).	136
Figura 4.77. Viga canal. Base del sistema de elevación.	139
Figura 4.78. Vista lateral de los parales de refuerzo.	139
Figura 4.79. Modelo y cargas en los refuerzos del sistema de elevación.	140
Figura 4.80. Desplazamiento del mecanismo de movimiento. (vista de elevación).	141
Figura 5.1. Bucle o lazo en un sistema automático.	145
Figura 5.2. Organigrama general para el estudio y elaboración de automatismos.	147
Figura 5.3. Posición Inicial del Sistema.	155
Figura 5.4. Posición en espera del chasis.	156
Figura 5.5. Posición de agarre del chasis.	156
Figura 5.6. Posición de elevación.	157
Figura 5.7. Posición después del giro del chasis.	158

	Pág.
Tabla 3.1. Cuadro comparativo de elementos	20
Tabla 3.2. Cuadro de Selección de Ideas	26
Tabla 3.3. Matriz Morfológica Final	32
Tabla 4.1. Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante.	48
Tabla 4.2. Propiedades mínimas a la tracción del metal soldante para soldadura al arco.	49
Tabla 4.3. Roscas para tornillos Acme comerciales.	52
Tabla 4.4. Valores orientativos para el factor de seguridad estático $s_o$ , en rodamientos.	64
Tabla 4.5. Especificaciones Mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión o prisioneros de acero.	70
Tabla 4.6. Características de roscas métricas de paso fino y de paso basto (Todas las dimensiones están en milímetros).	71
Tabla 4.7. Ajustes de fuerza y por encogimiento (FN) .	81
Tabla 4.8. Características de roscas unificadas UNC y UNF.	84
Tabla 4.9. Mantenimiento del Sistema.	143
Tabla 5.1. Opciones Tecnológicas Generales.	148
Tabla 5.2. Elementos del Diagrama Eléctrico.	159
Tabla 5.3. Mantenimiento del Sistema de Control.	168
Tabla 6.1. Tabla de Equipos.	170

**Olivares M. Ramón E.**

**Prato R., Nephtali E.**

## **REDISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN DE UN SISTEMA DE VOLTEO DE CHASIS PARA LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ**

**Tutor Académico: Prof. Ing. Manuel Martínez,**

**Tutor Industrial: Ing. Jesús Hernández. Tesis. Caracas, U.C.V.**

**Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2002, 179 p.**

**Palabras Claves:** Sistema de Volteo, Chasis, Máquina,  
Diseño, Automatización.

En el presente trabajo se realiza un estudio de posibles soluciones a un problema planteado en la ensambladora de automóviles General Motors Venezolana, en el cual se desea rediseñar y automatizar una máquina para voltear los chasis en la línea de producción, en la sección de camiones. Se presentan las distintas opciones y se selecciona la opción factible para la solución del problema por medio de métodos de diseño como lo son la tormenta de ideas, análisis morfológico, etc. Se calcula partiendo de la carga a levantar, todas y cada una de las partes que conforman la máquina, tomando en cuenta su distribución física, ensamblado, características geométricas, factor estético, etc. A partir de esto, y con el conocimiento de los sistemas a emplearse, se plantea el mantenimiento de la máquina, con el cual se debe regir la empresa luego de construida la máquina y su puesta en funcionamiento. El diseño del sistema se realiza de tal manera que se pueda acoplar un sistema de control y automatización del proceso, con el cual se reduce el contacto máquina hombre y se disminuye el riesgo de accidente, para esto se diseña y selecciona un sistema de control capaz de activar el equipo para diferentes condiciones, y controlar todas sus funciones. Por último se plantea una lista de equipos, que deben ser adquiridos para la construcción de la máquina, con sus precios respectivos (tentativos) en el mercado actualmente, obteniendo un valor total del sistema, solo en procura de equipo.

## **1.1 Introducción**

En la industria automotriz venezolana, específicamente en la empresa General Motors Venezolana existe un interés de mejora en la línea de producción, basándose en una modernización y automatización del sistema de ensamblaje de automóviles y camiones, con proyectos bien desarrollados, organizados y siempre dándole importancia a los planes de mantenimiento de todos los equipos existentes y por diseñar en la planta. Un punto importante en industrias multinacionales es la seguridad industrial, en la que se contemplan las posibles lesiones a empleados y tiempos perdidos en la línea de producción como causa de accidentes, en la General Motors Venezolana se tiene presente esto en todo momento por lo cual se debe reducir el contacto de maquinarias pesadas con personal de la planta por medio de una automatización del sistema, con lo cual se puede reducir considerablemente cuellos de botella y paradas repentinas.

Con la realización de este Trabajo Especial de Grado queremos participar en los avances tecnológicos de la industria automotriz, específicamente en la automatización de los sistemas en la línea de producción, para así obtener mejoras desde el punto de vista de la seguridad industrial, disminuir las posibilidades de errores en el producto y aumentar la calidad del mismo.

## **1.2 Antecedentes**

En la empresa General Motors Venezolana se ensamblan vehículos de pasajeros y de carga, en dos líneas de producción desde 1990, la línea de pasajeros y la de camiones. Ésta última esta totalmente separada de la línea de pasajeros en donde se ensamblan vehículos pequeños y camionetas. La línea de camiones consta de dos líneas en paralelo, la primera, llamada sección de tapicería de camiones, recibe de la planta de pintura la carrocería del camión o camioneta, y en ella se colocan todos los accesorios internos como lo son asientos, tablero, techo interno, alarma (solo en modelos PDVSA), protector de plástico para el piso, alfombra, etc. En la segunda,

llamada línea de chasis de camiones, se reciben los chasis de la sección de materiales de la planta, el chasis debe llegar volteado, ya que se deben colocar accesorios por la parte inferior del mismo, como lo son el tubo de escape, amortiguadores, ejes con sistema de suspensión, tanque de gasolina, y disco de frenos (delanteros o en las cuatro ruedas dependiendo del caso). Luego de esto se debe voltear el chasis para incorporarle el eje de transmisión, sistema de liga de frenos, motor, caja, radiador y el resto de los equipos para su funcionamiento y final venta, y luego ambas líneas se unen para acoplar el chasis con la carrocería para realizar los retoques necesarios, además de agregar fluidos de refrigeración, gasolina, liga de frenos y todos aquellos necesarios para el funcionamiento del vehículo.

Debido a la necesidad de voltear el chasis se diseñó un dispositivo, de manera informal, sin planos ni cálculos, para poder realizar esta parte del proceso. Este sistema no funcionó de manera correcta, ya que el dispositivo que gira el chasis es una herramienta neumática la cual necesita un reductor. Luego de cierto tiempo de funcionamiento del equipo, el reductor utilizado se deformaba debido a que el par torsor transmitido por el mismo no era suficiente para dar el giro 180°, ya que la relación de reducción era muy pequeña. Para solucionar este problema en 1992 se decidió cambiar el reductor por uno con una relación de reducción mayor, con esto se resolvió el problema en ese momento y ha estado en funcionamiento desde entonces hasta la actualidad.

### **1.3 Planteamiento del Problema**

El sistema para voltear los chasis es en gran parte manual, se debe operar en ambos extremos del chasis por separado, además no existe una sincronía entre las dos grúas elevadoras, lo cual trae como consecuencia vibraciones en el sistema y teniendo un alto factor de riesgo de accidente ya que se deben manipular los chasis desde muy cerca. Con este trabajo se desea realizar un sistema automatizado en el cual se disminuya estos riesgos, y se reduzca la necesidad de participación de varios

trabajadores en esta parte del proceso, ya que “Para General Motors Venezolana la seguridad está por encima de todas las cosas”.

Por lo tanto la finalidad de este trabajo será realizar el rediseño y la automatización de un sistema de volteo de chasis para la industria automotriz.

## 2.1 Reseña Histórica de GMV

Remontándonos al pasado, fue en 1944 cuando se instaló en nuestra tierra General Motors Interamericana, filial de General Motors Corporation. Este hecho es el punto de partida de una serie de eventos que han dejado huella imborrable en la industria que lideriza desde el mismo comienzo de sus actividades.

El trabajo cumplido en General Motors a lo largo de su existencia, ha tenido como marco de referencia la satisfacción del cliente. En el año 1948, en plena época de libre importación de vehículos, la directiva de la empresa presidida por Jimmy Todd fue testigo del ensamblaje de vehículos comerciales y camones.

La planta de General Motors funcionaba en Antímano, Caracas y desde allí salieron los primeros vehículos hechos por manos venezolanas, constituyéndose esta empresa en pionera del sector automotor.

Cuatro años después, en 1952, se produjo otro hecho significativo: en mayo de ese año fue ensamblado el primer automóvil de pasajeros, un Chevrolet Sedán, y luego, no habían pasado 6 meses de este hecho, cuando la ensambladora producía la unidad número 10.000.

Entre los años 1952 y 1963, con varios cambios de presidencia: Alexander Reha (1954), K. Dowling (1957) y Walter H. Gussenhowen (1961), General Motors se afianza como la primera ensambladora venezolana, y miles de vehículos recorren las carreteras del país.

Comenzando el año 1963, un hecho de gran trascendencia tiene lugar en la planta de GMV y esta fue la organización del Departamento de Ingeniería de Producto, que constituyó uno de los pasos que consolidarían a la empresa dentro del sector automotor.

En 1994 el gobierno decreta la sustitución de importaciones, la respuesta de la gerencia de la ensambladora fue la de producir en febrero de este año, la unidad 100.000.

En 1965, se encarga de la presidencia Ernest W. Mandeville, donde GMV alcanzaba ya casi la cifra de 150.000 unidades producidas. En 1968 se cumple uno de los principales objetivos de Mandeville, la inauguración del más complejo laboratorio automotor en Venezuela, mediante una inversión de Bs. 1.520.000. Dos meses más tarde se alcanza otro eslabón dentro del desarrollo de General Motors Venezolana, al darse inicio a las exportaciones de piezas automotrices.

En Octubre de este año GMV pasa a manos de Peter A. Pessoa, quien presencia en 1970 la producción de la unidad 200.000.

En abril del año 1971, se crea la primera unidad producida en la planta de la Constructora Venezolana de Vehículos, en Mariara, de la que GMV había adquirido el 49% de las acciones. Para cerrar el año 1972, bajo la presidencia de Robert Langelier, GMV alcanzó rápidamente la producción de la unidad 250.000.

Para finales de 1972, se nombra a Richard C. Nerod, como nuevo presidente de GMV y en junio se alcanza la unidad 400.000 a 30 años de operaciones de GMV en Venezuela. Este año también la empresa obtiene la primer opción por parte del gobierno nacional, para producir el motor V-6.

Para abril de 1979, General Motors afianza su confianza en el país tras hacer una de las más fuertes inversiones en el sector, adquiere a la empresa Chrysler, su moderna planta en Valencia y en Agosto de ese año ensambla su primer Vehículo de pasajeros, un Chevrolet Malibú; Nerod fue testigo de otro hecho relevante, se produce en la planta de Caracas la unidad 500.000.

Ya en 1980, GMV estrena nuevo presidente Michael J. McGrath quien viene a Venezuela para preparar un segundo gran proyecto, la ampliación de la planta de

Valencia, con una inversión de Bs. 450.000.000. Para 1983 se culmina este proyecto, con otro presidente, Walter R. Price, acto que contó con la presencia del Presidente de la República Dr. Luis Herrera Camping, así como también del Vicepresidente de la Corporación, John F, Beck. En julio de este mismo año cesan las operaciones en la planta de Antímano y se consolidan en la capital carabobeña.

En el año 1985, Miguel J. Betz reemplaza a Price en la presidencia de la ensambladora y en 1986 se inaugura la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales, Industriales y Servidas, con el fin de contribuir al saneamiento del Lago de Valencia, además se ensambla la unidad 700.000.

En julio de 1988, se anuncia la creación de la empresa Mixta General Motors con la participación de un grupo económico nacional. John Werner se encarga por poco tiempo de la firma, cediéndole el mando de la recién creada empresa a Argenis Gamboa. GMC adquiere en mayo de 1990 nuevamente las acciones de la empresa Mixta. Ese año Víctor Hugo Coello se estrena como nuevo Presidente de General Motors Venezolana, C.A.

En el año 1991 comienza a salir al mercado una gran variedad de vehículos S-10, Blazer y camiones. En 1992 se inicia la exportación de vehículos producidos en el país con países integrantes del Pacto Andino. En julio de este año se producen varios hechos relevantes como los son la inauguración del Servicio Médico GMV, se produce el Chevette número 100.000 y para diciembre General Motors era la compañía líder en venta de vehículos en Venezuela con trece años consecutivos en la preferencia de los consumidores.

En 1993, GMV recibe del Ministerio de Fomento, la certificación de Calidad Total COVENIN ISO-9000 y se alcanza una cifra record en ensambladoras en el país, se produce la unidad 1.000.000.

Para enero de 1994 el Comité Ejecutivo lo presidía Walter Wieland, realizando una gran gestión, promoviendo la introducción de nuevos modelos de vehículos al

mercado nacional como camionetas Blazer, el Chevrolet Cavalier y la Grand Blazer 4 puertas, alcanzado también los mercados de otros países integrantes del Pacto Andino.

En octubre de 1995, Wieland fue nombrado director de GM para la región Andina y comienza como presidente de General Motors Venezolana Robert Tanzola Jr. continuando con la producción de nuevos modelos como el Lumina y Montecarlo obteniendo también en su gestión en 1996 la renovación de la Certificación de Calidad Total ISO-9002 por tres años más y se inauguro la planta de pintura, con un sofisticado sistema E-Coat-Elpo, un novedoso proceso de aplicación de pinturas anticorrosivas por inmersión, utilizando un tanque de electro deposición. Con esto se dio impulso extraordinario al Proceso Genuino de Calidad Total, que apunta hacia la obtención de excelencia de la calidad sobre la base del entusiasmo como generador de cambios positivos en la organización.

### 3.1 Metodología del Diseño

Para realizar un diseño es necesario seguir un procedimiento creativo para obtener así la solución más favorable al problema planteado, para ello se desarrollarán las posibles soluciones utilizando un razonamiento lógico y creativo, sin realizar un detalle exhaustivo de cada una.

Posteriormente se realizará un estudio de cada posible solución, realizando una comparación entre ellas, tomando en cuenta ciertos parámetros, para así excluir las ideas con poco potencial y elegir la mejor propuesta, la cual será desarrollada y explicada posteriormente.

#### a. Restricciones Preliminares

En estos tiempos modernos se busca algo más que solo funcionalidad, con lo que entra en juego la estética, factor que influye determinadamente en la percepción del sistema.

Otro factor importante en estos sistemas es la simplicidad de los mismos, esto se logra con un adecuado punto de vista estático. Aquí se puede notar como este factor se suma con la estética.

El espacio físico disponible para la operabilidad de la solución definitiva tiene que ser tomado en cuenta, pensando en que este sistema va a estar en contacto con personal de trabajo que está en constante movimiento, por lo que debe evitar ser incomodo para los mismos.

Para la búsqueda de la solución más favorable en el caso planteado, se hará uso de ciertos métodos de diseño, los cuales son planteados a continuación.

## 3.2 Métodos de diseño

### 3.2.1 Tormenta de ideas

Este método fue ideado por Alex Osborn (Milani, 1978) y consiste en reunir un grupo para trabajar sobre un problema. El grupo debe trabajar sobre las siguientes reglas:

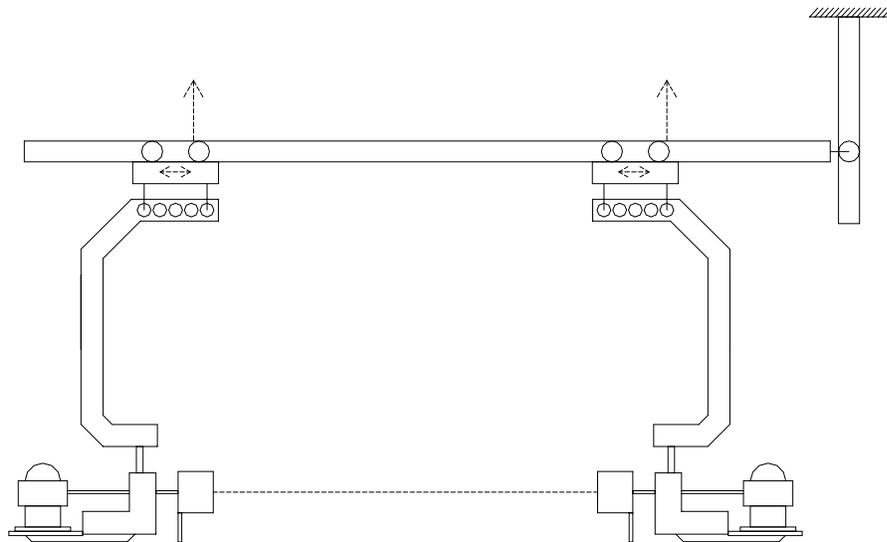
- No se permite ninguna evaluación o juicio sobre las ideas, de no ser así se corre el riesgo de que cada participante se enfoque en defender su idea en vez de buscar nuevas ideas.
- Debe buscarse un gran número de ideas porque esto ayudará a evitar evaluarlas internamente y porque cantidad, en este caso genera calidad.
- Debe promoverse entre los miembros del grupo, que construyan o modifiquen las ideas de otros, porque esto generalmente desemboca en ideas superiores a las iniciales.

En nuestro caso se realizaron una serie de bocetos con el objeto de crear un sistema que permita elevar, voltear y descender los chasis de GMT-800 (4x2 y 4x4), R-36 y Kodiak en la empresa General Motors Venezolana. Es obvio que el sistema debe ser capaz de adaptarse a cualquier modificación futura en los chasis o introducción de chasis nuevos, es decir, debe diseñarse una “Volteadora Universal de Chasis”. Este dispositivo debe ser automatizado de manera que exista el menor contacto posible entre el personal y él, esta automatización incluye un sistema de acople que no involucre intervención humana.

Partiendo de este método se ha dividido el sistema en sus dos partes principales, el sistema de elevación y estructura, y el sistema de acople o agarre al chasis. Para cada uno se ha desarrollado una tormenta de ideas las cuales se explican a continuación.

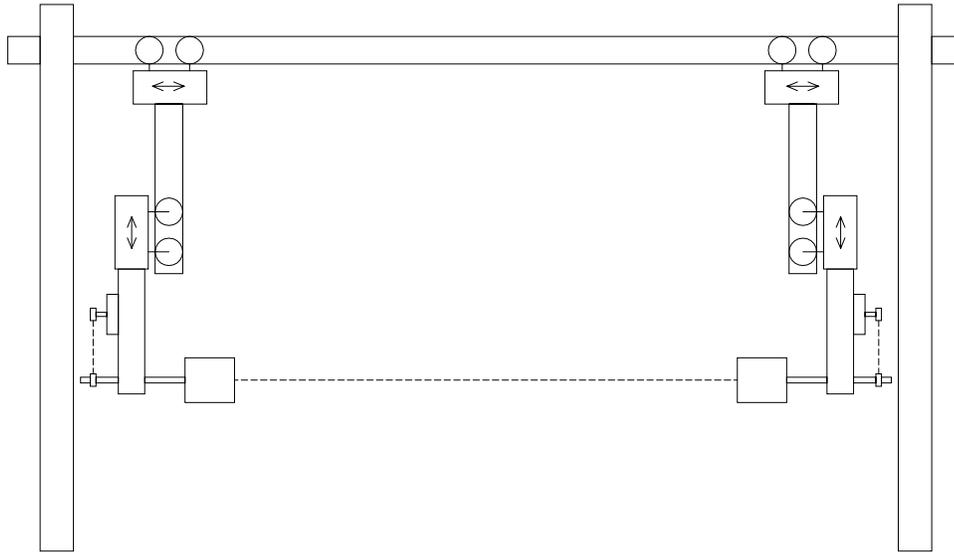
a) Sistema de Elevación y Estructura

**Idea 1:** El sistema consta de una viga principal horizontal y una viga secundaria vertical, en la principal se apoyan dos carros guía los cuales desplazan de forma horizontal las estructuras colgantes de los sistemas de acople. Esta viga principal esta unida por la parte superior a dos grúas de cadenas que realizan la función de elevar el sistema. La viga secundaria, acoplada por una corredera o seguidor se instala con la función de evitar que el sistema colgante de la viga principal tenga desplazamiento horizontal libre. El sistema para voltear el chasis consta de dos motores eléctricos con cajas reductoras que funcionan de manera sincronizada a ambos lados. Estos dos motores pueden ser reemplazados por herramientas neumáticas u otro tipo de equipo motor. El movimiento axial es controlado por los carros guía (Ver Figura 3.1).



**Figura 3.1.** Dibujo Esquemático de la Idea 1.

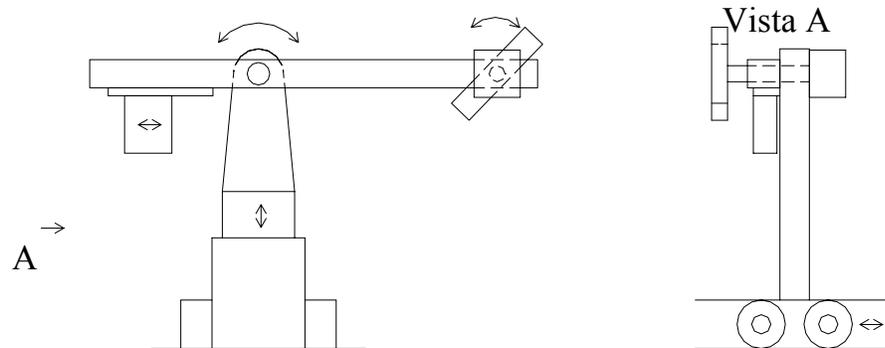
**Idea 2:** Este sistema consiste en una estructura fija al suelo, rígida, con cuatro vigas bases, dos vigas horizontales que sostienen la viga principal que servirá como guía para los sistemas de elevación. A esta viga principal están unidos unos carros guía, los cuales controlan el desplazamiento horizontal de los sistemas de elevación. Estos carros guía poseen vigas verticales que sirven como guía para el sistema de elevación, que consta de un carro que controla el movimiento ascendente y descendente del sistema, a estos carros está unido el sistema de acople (Ver Figura 3.2).



**Figura 3.2.** Dibujo Esquemático de la Idea 2.

**Idea 3:** Se tiene una barra vertical fija a un carro guía. A esta barra se encuentra unida otra barra de manera que permite el movimiento rotativo entre ellas. Por un lado de esta barra se encuentra un contrapeso móvil que se mueve automáticamente de acuerdo al chasis a ser volteado. Opuesto al contrapeso se encuentra el sistema de volteo, este es un motor eléctrico con una caja reductora

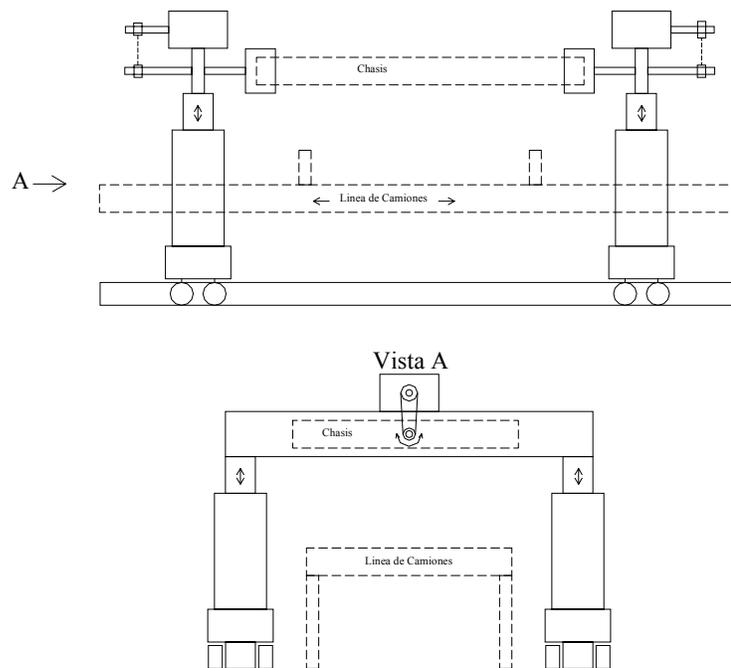
que permite que el chasis gire lentamente para evitar accidentes. En el eje de salida del motor se encuentra el sistema de agarre. El movimiento relativo entre las barras será regido por un motor eléctrico controlado para que levante el chasis, espere (mientras el chasis es volteado) y baje el chasis. Se tiene otro sistema igual para voltear la parte trasera del chasis. Ambos sistemas serán controlados desde un panel de control para evitar el contacto entre el personal y el sistema cuando este se encuentre en funcionamiento. Todo este sistema se encuentra sobre un cilindro hidráulico que regulará la altura del sistema dependiendo del chasis seleccionado para voltear, esto ayudara a los operarios cambiar los soportes del chasis, ya que son distintos cuando el chasis entra en la línea de producción y luego de voltearlo (Ver Figura 3.3).



**Figura 3.3.** Dibujo Esquemático de la Idea 3.

**Idea 4:** Este sistema consta de cuatro cilindros hidráulicos o neumáticos, los cuales están calzados en un sistema de rieles a lo largo de la línea. Los cilindros

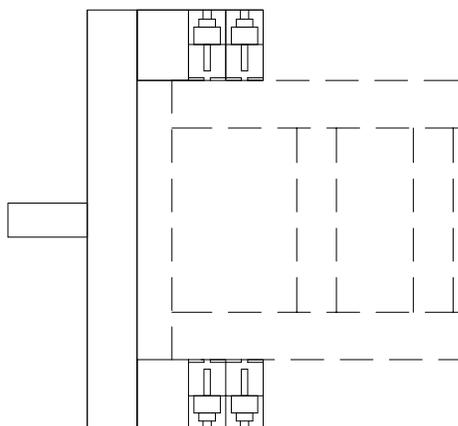
hidráulicos están agrupados de 2 en 2, y cada par está unido a una estructura en forma de puente (viga). En esta viga se va a encontrar el sistema para voltear el chasis y va a funcionar con un sistema de límite de carrera es decir en el momento que se tenga contacto con las partes del chasis a voltear se activará el sistema de agarre. Los cilindros hidráulicos elevarán el chasis, se dará vuelta y bajará para seguir en la línea de producción (Ver Figura 3.4).



**Figura 3.4.** Dibujo Esquemático de la Idea 4.

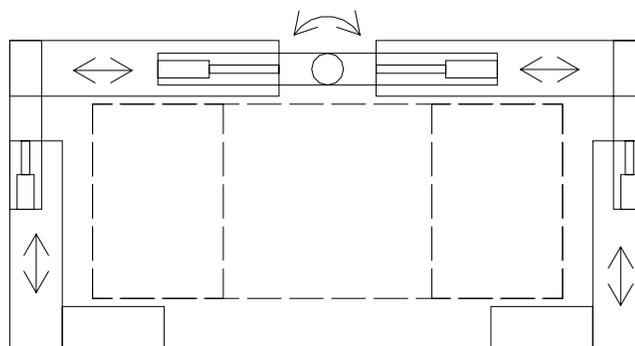
b) Sistema de Agarre

**Idea A:** Se plantea en esta idea un sistema de agarre por pasadores, los cuales deben ser accionados por un sistema hidráulico, neumático, mecánico u otro tipo de sistema. Esta disposición utilizaría los pasadores acoplándose con el chasis por medio de agujeros que estos mismos tienen. Al acoplar con los pasadores, estos se trancan y mantienen unido el chasis al sistema volteador (Ver Figura 3.5).



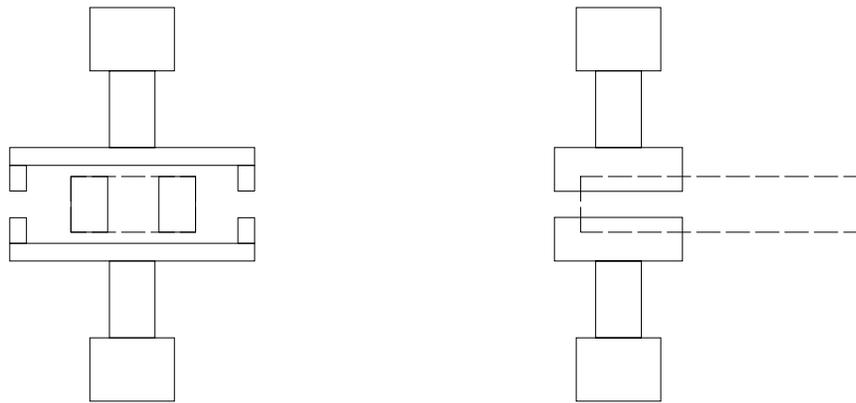
**Figura 3.5.** Dibujo Esquemático de la Idea A.

**Idea B:** Se tiene un sistema de agarre generado por un grupo de prensas (hidráulicas, neumáticas u de otro tipo) que producen un desplazamiento de elementos planos que entran en contacto con el chasis. Este sistema se realizaría por un sistema limitador de carrera, cuando el equipo entre en contacto con el chasis en su movimiento horizontal de las placas laterales hasta un contacto con el chasis, y por último un movimiento ascendente para lograr un agarre total del mismo. Cabe destacar que las prensas utilizadas deben generar una presión lo suficientemente alta para sostener el chasis pero no tanto como para deformarlo, y las placas que entrarán en contacto con el chasis deben tener una superficie antideslizante para un mejor agarre (Ver Figura 3.6).



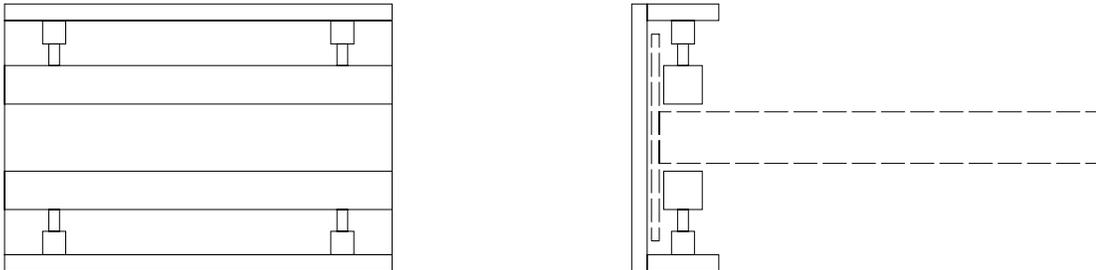
**Figura 3.6.** Dibujo Esquemático de la Idea B.

**Idea C:** Se plantea un sistema de agarre al chasis constituido por dos prensas (hidráulicas, neumáticas) las cuales van a generar una presión por la parte superior e inferior del chasis lo suficientemente alta como para mantener el chasis elevado y sin deslizamiento, pero no tanto como para deformarlo. Estas prensas van a tener unos topes laterales para evitar cualquier accidente a la hora de un deslizamiento del chasis en la máquina. La superficie en contacto con el chasis debe ser antideslizante para no tener movimiento (Ver Figura 3.7).



**Figura 3.7.** Dibujo Esquemático de la Idea C

**Idea D:** Esta idea describe un sistema de agarre accionado por prensas (hidráulicas, neumáticas u de otro tipo). El sistema consta de una placa vertical regida por un sistema limitador de carrera que al entrar en contacto con el chasis en movimiento horizontal, se detenga y se separe del chasis y al mismo momento accione las prensas, estas prensas deben generar una presión lo suficientemente alta para sostener el chasis pero no tanto como para deformarlo (Ver Figura 3.8).



**Figura 3.8.** Dibujo Esquemático de la Idea D

### 3.2.2 Estudio Preliminar de Costos

Un análisis inicial comprende una recopilación de costos de los elementos tentativos del sistema, apoyándonos en solicitudes de cotizaciones, en la experiencia adquirida y ayuda de personal calificado en el área.

Ya que el sistema a diseñar no ha sido diseñado, sino se encuentra en la parte de bosquejos sencillos, solo se tomarán en cuenta aquellos elementos que se consideren importantes. Estos elementos se calificarán de acuerdo a una ponderación de costos, donde 1 significa el elemento menos costoso y 10 el elemento más costoso, para así poder tener una posición bien clara y más objetiva al momento de valorar el sistema en el análisis morfológico de los diseños en cuestión. Los resultados serán expresados a continuación.

Tabla 3.1. Cuadro comparativo de elementos

Elemento (1 unidad)	Ponderación
Sistema de Control	10
Motor eléctrico con caja reductora	9
Cilindros Hidráulicos	8
Motor eléctrico sin caja reductora	7
Prensa Hidráulica	6
Prensa Neumática	5
Vigas (m)	5
Contrapeso	5
Carros Guías	5
Freno	3
Pasadores Automáticos	3
Planchas Metálicas	2
Cadenas	1
Correas	1
Gomas	1
Cables	1

### 3.2.3 Análisis Morfológico

Consiste en seleccionar los parámetros más importantes del problema para luego buscar la mayor cantidad de alternativas para cada parámetro.

A continuación se explicarán los parámetros seleccionados para evaluar las diferentes posibles soluciones obtenidas en la tormenta de ideas.

Para elegir la opción más favorable dentro de nuestro estudio, es necesario tomar en cuenta aquellas variables y detalles del diseño en cuestión, para lo que se realizará una ponderación de los parámetros según su importancia, y apoyándonos en encuestas a personas involucradas con el proceso de una u otra manera, y así poder llegar a una solución acertada al problema planteado.

#### 3.2.3.1 Parámetros de Selección para las Opciones

Los parámetros para la selección para las opciones son el punto de partida para la elección final del diseño, por lo que deben ser bien definidos para evitar

confusiones de conceptos en el momento de la evaluación. Estos parámetros se detallan a continuación.

✓ Costo del Mantenimiento Preventivo.

Son los costos de un mantenimiento que consiste en programar las intervenciones o cambios de algunos componentes o piezas según intervalos predeterminados (estadísticamente) de tiempo o según eventos regulares (horas de servicio, número de piezas producidas, kilómetros recorridos, vacaciones del personal). Su objetivo es reducir la probabilidad de avería o pérdida de rendimiento de una máquina o instalación tratando de planificar unas intervenciones que se ajusten al máximo a la vida útil del elemento intervenido. En ocasiones resulta muy costoso en la medida en que no hay una planificación adecuada y se hacen paradas innecesarias con aumento en el costo de repuestos, mano de obra, cambios de lubricantes, pérdidas de energía.

✓ Costo del Mantenimiento Correctivo.

Costos del mantenimiento efectuado a una máquina o instalación cuando la avería ya se ha producido, para restablecerla a su estado operativo habitual de servicio. Es un mantenimiento de crisis porque se paraliza todo el proceso productivo por una falla imprevista y convierte al personal en “bomberos” que deben estar listos a apagar cualquier incendio. Es muy costoso para la empresa.

✓ Costo del Mantenimiento Predictivo.

Se basa en el conocimiento del estado o condición operativa de una máquina o instalación. La medición de ciertos parámetros (vibración, ruido, temperatura, esfuerzos internos) permite programar la intervención del elemento justo antes de que la falla llegue a producirse, eliminando así la incertidumbre. Existen varias técnicas de mantenimiento predictivo que nos dan información sobre la máquina funcionando:

análisis de vibraciones, termografía, análisis de aceites, ultrasonido (ensayos no destructivos), etc.

✓ Frecuencia del Mantenimiento.

La frecuencia de mantenimiento esta directamente ligada con el tipo de equipo utilizado en alguna máquina, esto nos dice que si tenemos equipos rotativos, se le realizará un mantenimiento según un plan, más frecuente que en una maquinaria con gran parte de equipos estáticos. Se debe tener en cuenta este tipo de configuraciones a la hora de generar un plan de mantenimiento para el equipo diseñado, es importante saber en ese plan cada cuanto tiempo se debe realizar un mantenimiento.

✓ Facilidad del Mantenimiento.

Se debe tomar en cuenta un parámetro importante el cual es diseñar un equipo basado en la ergonomía y comodidad de los operarios y trabajadores presentes en el proceso que este realiza, tal que no debe perturbar el proceso productivo, ni debe incomodar a los trabajadores al operar la máquina o circular cerca de ella.

✓ Eficiencia del Sistema de Elevación y Estructura.

La eficiencia será tomada en cuenta según el sistema sea capaz de elevar y descender el chasis de manera de no realizar retrasos en la línea de producción. Otro punto importante en la eficiencia será la estabilidad que presente el diseño final ya en funcionamiento. Además hay que tomar en cuenta el ruido generado por este sistema para que no sobrepase los límites establecidos (Ver Norma COVENIN 1565-1995: Ruido Ocupacional. Programa de Conservación Auditiva. Niveles Permisibles y Criterios de Evaluación).

✓ Eficiencia del Sistema de Agarre.

Este punto implica la facilidad del sistema para asirse al chasis de manera de evitar un deslizamiento, desprendimiento o separación de ambos elementos y realizar el proceso de volteado.

✓ Costo del Sistema de Elevación y Estructura.

Son los costos referentes a los equipos eléctricos, mecánicos o neumáticos necesarios para la funcionabilidad del sistema, además de los elementos estáticos tales como las vigas o columnas.

✓ Costo del Sistema de Agarre.

Son los costos referentes a los equipos eléctricos, mecánicos o neumáticos necesarios para realizar el proceso de voltear el chasis.

✓ Seguridad.

La seguridad del sistema esta enfocada en evitar una falla cuando éste se encuentra en funcionamiento. Esta seguridad implica que todo lo cercano al sistema no debe estar en riesgo, lo que involucra tanto al personal como a las máquinas adyacentes en la línea de producción, esto acarrearía pérdidas de tiempo traduciéndose en costos adicionales de producción. Además la seguridad comprende evitar accidentes, tomando en cuenta el contacto entre el sistema y el personal operativo. Absolutos de seguridad de General Motors Venezolana “Todos los accidentes pueden y deben ser prevenidos”.

✓ Ergonomía.

La ergonomía se encarga de optimizar los sistemas hombre-máquina buscando la adaptación de la máquina al hombre, preservando a este en su salud. Este aspecto supone la facilidad de desplazamiento de los trabajadores al momento en que la máquina se encuentre inoperante.

✓ Facilidad de la adquisición de los componentes (Procura).

En el momento de realización y concepción de un diseño se debe considerar los elementos que van a constituir dicho sistema o máquina, ya que los elementos seleccionados deben ser comercialmente accesibles, para no elevar el costo de construcción al tener que adquirir los elementos en otra parte del país o fuera de él.

✓ Grado de Automatización.

Es el grado de utilización de procedimientos automáticos a un aparato, proceso o sistema, para facilitar la operabilidad de los equipos y disminuir al mínimo posible el contacto entre el hombre y la máquina.

✓ Versatilidad.

Representa cuan adaptable a cambios futuros en el proceso es un sistema, y cuan moldeable es el mismo.

✓ Innovación.

Consiste en la aplicación de una idea. Se trata de un hecho comercial y social que crea riquezas y no conocimientos. Este ítem implica alterar las cosas introduciendo novedades, aspecto importante al momento de desarrollar cualquier diseño. La innovación representa cuan diferente a lo estándar es un proyecto.

### **3.2.3.2 Matriz Morfológica**

En el diseño a realizar se han tomado en consideración distintas ideas o posibles soluciones al problema. El sistema dividido en sus dos partes principales (1. sistema de elevación y estructura, 2. sistema de acople) genera ideas independientes. Las ideas tomadas fueron 4 ideas del sistema de elevación y estructura y 4 ideas del sistema de agarre antes mencionadas y explicadas, evitando en lo posible la generación de ideas analógicas o muy parecidas, ya filtrando todas las ideas propuestas para este diseño obteniendo un total de 16 combinaciones de soluciones. Estas ideas son estudiadas basándonos en los parámetros seleccionados ponderando

con un porcentaje la importancia otorgada al parámetro en este diseño, por ejemplo enfocando principalmente nuestro trabajo en una mejora en la seguridad del sistema, se otorga un 15% de importancia únicamente a la seguridad que debe brindar el sistema y así se realiza una ponderación a todos los parámetros antes mencionados.

Tabla 3.2. Cuadro de Selección de Ideas  
Tabla 3.2.1. Idea 1

Parámetros	%	1A		1B		1C		1D		
Costo del Mantenimiento Preventivo	15,0	3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Correctivo		3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Predictivo		3,0	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Frecuencia del Mantenimiento		2,5	5	0,1	5	0,1	5	0,1	5	0,1
Facilidad del Mantenimiento		2,5	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Eficiencia del Sistema de Elevación y Estructura	20,0	10,0	6	0,6	6	0,6	6	0,6	6	0,6
Eficiencia del Sistema de Agarre		10,0	4	0,4	6	0,6	6	0,6	7	0,7
Costo del Sistema de Elevación y Estructura	10,0	5,0	9	0,5	9	0,5	9	0,5	9	0,5
Costo del Sistema de Agarre		5,0	9	0,5	5	0,3	7	0,4	5	0,3
Seguridad	15,0	4	0,6	8	1,2	7	1,1	8	1,2	
Ergonomía	10,0	6	0,6	6	0,6	6	0,6	6	0,6	
Facilidad de la Adquisición de los Componentes	10,0	9	0,9	7	0,7	7	0,7	7	0,7	
Grado de Automatización	10,0	5	0,5	6	0,6	6	0,6	6	0,6	
Versatilidad	5,0	4	0,2	8	0,4	8	0,4	8	0,4	
Innovación	10,0	3	0,3	4	0,4	4	0,4	5	0,5	
Total			5,77		6,47		6,42		6,57	

Tabla 3.2.2. Idea 2

<b>Parámetros</b>	<b>%</b>	<b>2A</b>		<b>2B</b>		<b>2C</b>		<b>2D</b>		
Costo del Mantenimiento Preventivo	15,0	3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Correctivo		3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Predictivo		3,0	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Frecuencia del Mantenimiento		2,5	5	0,1	5	0,1	5	0,1	5	0,1
Facilidad del Mantenimiento		2,5	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Eficiencia del Sistema de Elevación y Estructura	20,0	10,0	7	0,7	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Eficiencia del Sistema de Agarre		10,0	5	0,5	7	0,7	7	0,7	8	0,8
Costo del Sistema de Elevación y Estructura	10,0	5,0	5	0,3	5	0,3	5	0,3	5	0,3
Costo del Sistema de Agarre		5,0	9	0,5	5	0,3	7	0,4	5	0,3
Seguridad	15,0		8	1,2	8	1,2	7	1,1	7	1,1
Ergonomía	10,0		5	0,5	5	0,5	5	0,5	5	0,5
Facilidad de la Adquisición de los Componentes	10,0		8	0,8	7	0,7	7	0,7	7	0,7
Grado de Automatización	10,0		7	0,7	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Versatilidad	5,0		4	0,2	8	0,4	8	0,4	8	0,4
Innovación	10,0		7	0,7	7	0,7	7	0,7	8	0,8
<b>Total</b>			6,37		6,67		6,62		6,62	

Tabla 3.2.3. Idea 3

Parámetros	%	3A		3B		3C		3D		
Costo del Mantenimiento Preventivo	15,0	3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Correctivo		3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Predictivo		3,0	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Frecuencia del Mantenimiento		2,5	5	0,1	5	0,1	5	0,1	5	0,1
Facilidad del Mantenimiento		2,5	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Eficiencia del Sistema de Elevación y Estructura	20,0	10,0	8	0,8	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Eficiencia del Sistema de Agarre		10,0	5	0,5	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Costo del Sistema de Elevación y Estructura	10,0	5,0	6	0,3	6	0,3	6	0,3	6	0,3
Costo del Sistema de Agarre		5,0	9	0,5	5	0,3	7	0,4	5	0,3
Seguridad	15,0	7	1,1	8	1,2	7	1,1	8	1,2	
Ergonomía	10,0	6	0,6	6	0,6	6	0,6	6	0,6	
Facilidad de la Adquisición de los Componentes	10,0	8	0,8	8	0,8	8	0,8	8	0,8	
Grado de Automatización	10,0	7	0,7	6	0,6	6	0,6	8	0,8	
Versatilidad	5,0	4	0,2	8	0,4	8	0,4	8	0,4	
Innovación	10,0	9	0,9	9	0,9	9	0,9	9	0,9	
Total			6,47		6,82		6,77		7,02	

Tabla 3.2.4. Idea 4

Parámetros	%		4A		4B		4C		4D	
Costo del Mantenimiento Preventivo	15,0	3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Correctivo		3,5	8	0,3	8	0,3	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Predictivo		3,0	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Frecuencia del Mantenimiento		2,5	5	0,1	5	0,1	5	0,1	5	0,1
Facilidad del Mantenimiento		2,5	7	0,2	7	0,2	7	0,2	7	0,2
Eficiencia del Sistema de Elevación y Estructura	20,0	10,0	8	0,8	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Eficiencia del Sistema de Agarre		10,0	5	0,5	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Costo del Sistema de Elevación y Estructura	10,0	5,0	7	0,4	7	0,4	7	0,4	7	0,4
Costo del Sistema de Agarre		5,0	9	0,5	5	0,3	7	0,4	5	0,3
Seguridad	15,0		7	1,1	8	1,2	7	1,1	7	1,1
Ergonomía	10,0		5	0,5	5	0,5	5	0,5	5	0,5
Facilidad de la Adquisición de los Componentes	10,0		8	0,8	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Grado de Automatización	10,0		7	0,7	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Versatilidad	5,0		4	0,2	8	0,4	8	0,4	8	0,4
Innovación	10,0		9	0,9	9	0,9	9	0,9	9	0,9
Total			6,42		6,97		6,92		6,82	

En este caso la matriz nos arrojó como solución favorable dos ideas con valores muy cercanos las cuales son la opción 3D y 4B. A continuación se realizará una explicación mas detallada de cada una para evaluar nuevamente y poder elegir la solución más favorable entre estas dos.

**IDEA 3D:** Esta idea plantea un sistema de elevación y estructura donde se tiene una barra vertical fija a un carro guía. A esta barra se encuentra unida otra barra de manera que exista un movimiento rotativo entre ellas. El movimiento rotativo entre estas barras es proporcionado por un motor eléctrico, el cual tiene acoplado en su eje de salida un reductor de velocidad. Por un lado de esta barra se encuentra un contrapeso móvil que se mueve automáticamente de acuerdo al chasis a ser volteado. La función de este contrapeso es disminuir la carga resistente del motor, ya que opuesto al contrapeso se encuentra el sistema de volteo. (Ver Figura 3.3)

Este sistema de volteo consta de un motor eléctrico, con su respectiva caja reductora, cuyo eje apoyado en dos o más puntos (rodamientos) estará acoplado en su otro extremo a una placa fija. En esta placa funcionaran unos cilindros hidráulicos que generaran cierta presión en el chasis y, funcionando como una mordaza (ver Figura 3.8), dar la vuelta al chasis. El sistema trasero se activará en un punto específico de la línea de producción por un sensor que determinará que el chasis ha pasado por este punto, donde la barra móvil se colocará de manera horizontal y todo el sistema se aproximará a la parte trasera del chasis.

El sistema se activará por un dispositivo limitador de carrera que al entrar en contacto el chasis en movimiento horizontal con la placa, accione las prensas y se libere el sistema de desplazamiento del carro guía, para que se mueva a la velocidad de la línea de producción. Luego se activará el dispositivo delantero, dependiendo del largo del chasis seleccionado en el programa, con el mismo principio de funcionamiento. Todo este sistema se encuentra sobre un cilindro hidráulico que regulará la altura del sistema, dependiendo del chasis seleccionado para voltear.

Ambos sistemas serán controlados desde un panel de control para evitar el contacto entre el personal y el sistema cuando este se encuentre en funcionamiento. Las funciones del sistema de control serán activar el movimiento rotativo de las barras para que estas pasen de una posición vertical a una posición horizontal, accionar las prensas, liberar los carros guías de su sistema de desplazamiento, levantar el sistema de agarre acoplado al chasis, voltearlo, posicionar la altura del sistema con los cilindros, descender el sistema de agarre acoplado al chasis hasta el punto en el cual puedan ser colocados los soportes del chasis en la línea de producción, y descender el sistema de elevación con los cilindros para que el chasis siga su camino en la línea. En este punto se liberan los agarres y todo el sistema vuelve a la posición inicial, accionados los carros guías para hacer esta función.

Todos los sistemas serán controlados desde un panel de control para evitar el contacto entre el personal y el sistema cuando este se encuentre en funcionamiento.

**IDEA 4B:** Se plantea un sistema de estructura constituido por dos cilindros hidráulicos con los cuales se regulará la altura de la estructura para levantar, voltear y bajar el chasis, unidos por una viga horizontal fija a los cilindros en los extremos de esta. Cada cilindro esta acoplado a un carro guía que controlará su movimiento en el sentido de la línea de producción. Se poseen dos sistemas, el anterior y el posterior. En el centro de cada viga se encuentra un motor eléctrico, donde en el extremo del eje de salida se encuentra un sistema de transmisión por cadenas, acoplado este a un eje paralelo (ver Figura 3.4) apoyado en uno o varios puntos (rodamientos), en este eje se encuentra conectado el sistema de agarre.

El sistema de agarre es generado por un grupo de prensas hidráulicas que producen un desplazamiento de elementos planos que entran en contacto con el chasis. Este sistema se aproximará al chasis en su movimiento vertical y activado por un limitador de carrera detendrá su movimiento vertical, liberando los carros guías para que el tenga la velocidad de la línea de producción. Luego se activará un movimiento de aproximación de las placas laterales para generar una presión sobre el

chasis, se detendrá también al lograr una presión específica determinada por el programa dependiendo del chasis que será volteado. De la misma manera unas placas horizontales se aproximan por la parte inferior del chasis para “abrazar” el chasis (ver Figura 3.6) de una forma que no se produzcan problemas al ser volteado.

Tabla 3.3. Matriz Morfológica Final

Parámetros	%	3D		4B		
Costo del Mantenimiento Preventivo	15,0	3,5	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Correctivo		3,5	8	0,3	8	0,3
Costo del Mantenimiento Predictivo		3,0	7	0,2	7	0,2
Frecuencia del Mantenimiento		2,5	5	0,1	5	0,1
Facilidad del Mantenimiento		2,5	7	0,2	7	0,2
Eficiencia del Sistema de Elevación y Estructura	20,0	10,0	6	0,6	8	0,8
Eficiencia del Sistema de Agarre		10,0	6	0,6	7	0,7
Costo del Sistema de Elevación y Estructura	10,0	5,0	6	0,3	7	0,4
Costo del Sistema de Agarre		5,0	5	0,3	5	0,3
Seguridad	15,0		4	0,6	7	1,1
Ergonomía	10,0		7	0,7	5	0,5
Facilidad de la Adquisición de los Componentes	10,0		6	0,6	3	0,3
Grado de Automatización	10,0		7	0,7	7	0,7
Versatilidad	5,0		8	0,4	6	0,3
Innovación	10,0		6	0,6	8	0,8
Total			6,42		6,82	

### 3.3 Estudio de Factibilidad

Es necesario hacer notar que hasta este momento ha participado en el diseño un grupo pequeño de personas; así mismo, los recursos materiales utilizados han sido limitados: dibujos, modelos tridimensionales, adquisición de información, algunos viajes. Si consideramos el costo del proyecto, es evidente que lo que hemos gastado hasta ahora es poco comparado con lo que hay que gastar en las fases siguientes, por

lo que es necesario tomar la decisión de si vale la pena continuar con el diseño o por el contrario es preferible dejarlo estar o aplazarlo hasta otra oportunidad. Esta decisión tan importante es la consecuencia de lo que se llama el estudio de factibilidad.

Es frecuente leer en la prensa que el gobierno ordena estudios de factibilidad para ciertos proyectos. Estos estudios no son otra cosa que desarrollar diseños o proyectos hasta esta fase con el fin de tomar una decisión sobre la conveniencia de llevarlos a la práctica o no.

En el estudio de factibilidad deberían considerarse entre otros los siguientes aspectos:

### **3.3.1 Factibilidad Técnica:**

- a) El sistema no contraviene ninguna de las leyes de la ciencia (Leyes de Newton, Leyes de la termodinámica, principio de la conservación de la energía, etc.)
- b) No hay incompatibilidad entre los componentes del sistema (por ejemplo la presencia de motores eléctricos puede influir negativamente en sistemas de control electrónico).
- c) Los componentes del sistema existen y no están por inventarse o desarrollarse.

### **3.3.2 Factibilidad Económica**

- a) Las piezas a componentes pueden ser fabricados a niveles competitivos.
- b) Las materias primas a componentes se consiguen con facilidad, sin peligros de suspensión del suministro.

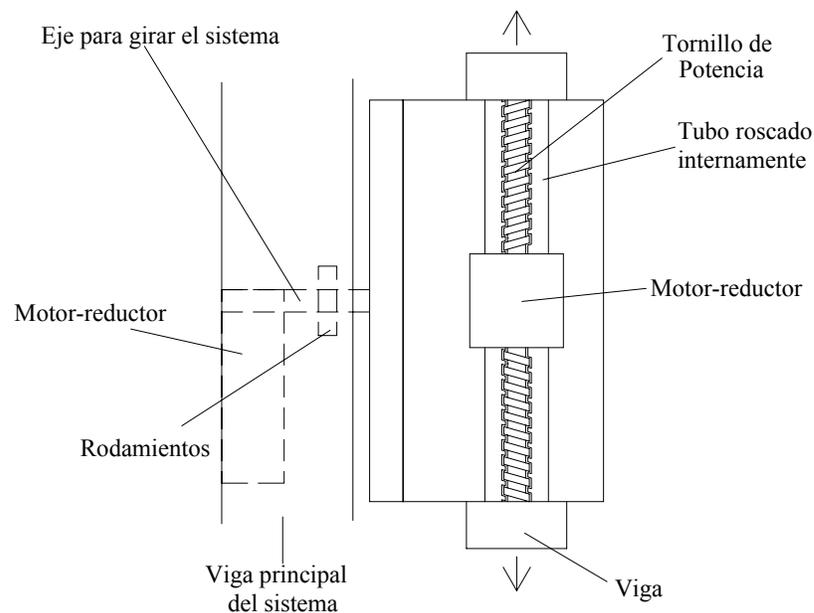
- c) Las características, precio y costos del sistema lo hacen competitivo con otros similares en el mercado.

Es recomendable que el estudio de factibilidad sea realizado por personas ajenas al proyecto porque es una actitud natural del ser humano tratar de defender lo que ha hecho así como el enamorarse de una idea, por lo que se corre el peligro de que si el estudio de factibilidad fuera realizado por los propios proyectistas estos tratarían de sobrevaluar las bondades y disminuir los defectos del proyecto. Asimismo, personas ajenas pueden ver el proyecto con una óptica diferente y observar nuevas implicaciones positivas o negativas.

Como consecuencia del estudio de factibilidad deberá decidirse si se debe continuar o no con el proyecto. En caso de que se decidiera suspender el proyecto, deberá asentarse la causa de tal decisión porque es frecuente que un proyecto no factible en un momento dado, pueda serlo si se supera una dificultad tecnológica o se produce un cambio en la realidad económica. Ejemplo de esta es la máquina de afeitar de hojilla que no pudo utilizarse hasta que los metalurgistas desarrollaron aceros para la fabricación de las hojillas. Otro ejemplo es el de la explotación de los crudos pesados lo cual no era económicamente factible cuando el precio del petróleo era muy bajo, habiéndose hoy en día revertido la situación.

#### 4.1 Sistema de agarre

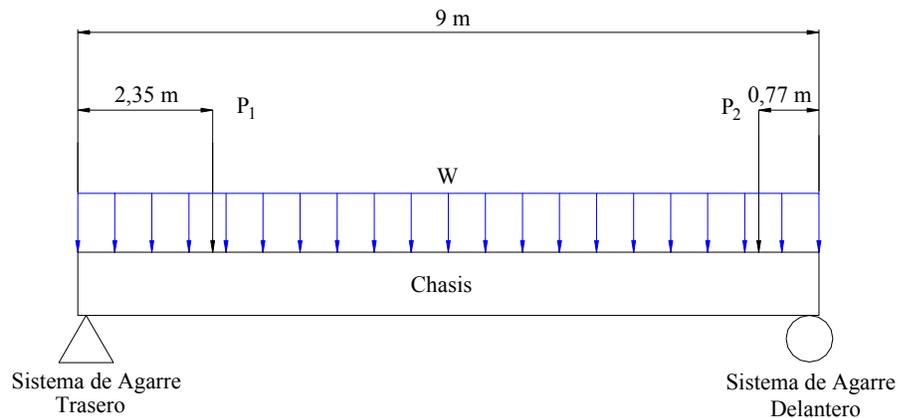
En el Capítulo III se mostró que el sistema se dividió en dos secciones principales, por lo cual en el cálculo se trabajó de la misma manera. Realizando un estudio minucioso del sistema de agarre seleccionado se notó que éste era difícil de fabricar y esto generaría altos costos, además del costo de los equipos que éste requería. En una pequeña tormenta de ideas para solventar este problema se muestra a continuación un esquema inicial del sistema diseñado, un sistema efectivo y de mucho menor costo, donde solo se tienen motores eléctricos y sistemas de transmisión por tornillos de potencia, de fácil fabricación y adquisición en el mercado. A lo largo del capítulo se generan las configuraciones y se explica con más detalle cada una de las partes que conforman el sistema.



**Figura 4.1.** Vista Esquemática de Planta del Sistema de Agarre.

Se diseñaron dos sistemas similares al mostrado anteriormente en la Figura 4.1, así que en total las vigas son 4, de diferente forma geométrica, dos delanteras y dos

traseras. El peso total a levantarse es de 3 TON entre el peso del chasis en sí, sistema de suspensión y ejes.



**Figura 4.2.** Representación del chasis como viga simplemente apoyada.

Suponiendo un modelo en el que el chasis se comporta como una viga simplemente apoyada en los extremos, se puede entonces calcular las reacciones en los apoyos, siendo estos apoyos los sistemas de agarre. Se observa en la Figura 4.2 que el sistema de agarre delantero soporta un mayor peso que el trasero, esas cargas (W: peso propio del chasis, P<sub>1</sub>: peso del eje trasero, P<sub>2</sub>: peso del eje delantero) son las siguientes:

$$W = 133,33 \text{ kgf/m} = 1307,553 \text{ N/m.}$$

$$P_1 = 1125 \text{ kgf} = 11032,481 \text{ N.}$$

$$P_2 = 675 \text{ kgf} = 6619,489 \text{ N.}$$

Estos pesos son el resultado de multiplicar el peso real de la pieza por un factor 1,5 ya que el mecanismo a diseñar debe ser versátil, este factor se utiliza previendo la entrada de un nuevo chasis a la línea de producción con un peso mayor al más pesado actualmente (KODIAK, en el que se basan nuestros cálculos) y además los pesos de equipos que estos chasis puedan contener.

Las reacciones en los sistemas de agarres se obtienen por medio del uso del software MD\_SOLIDS y son:

Sistema de Agarre Trasero = 14602,100 N.

Sistema de Agarre Delantero = 14817,847 N.

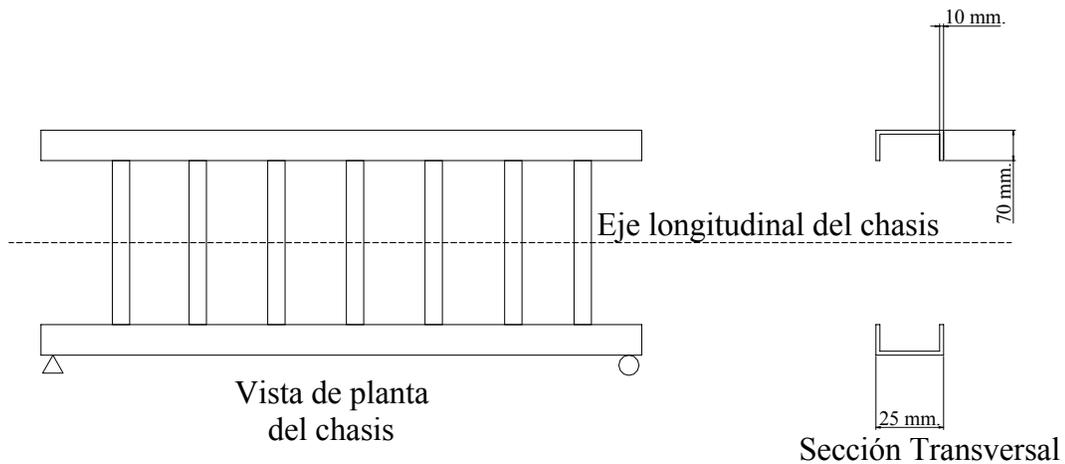
Para facilitar los cálculos se completan estas cifras a 15000 N. Debido a diferencias geométricas de los chasis se separara el diseño en trasero y delantero, aunque se utilicen los mismos parámetros y las mismas teorías.

Se toman en cuenta dos configuraciones del sistema para los diferentes diseños con el fin de generar la condición más desfavorable de trabajo de cada una de las piezas. Una de ellas es cuando el sistema comienza a levantar el chasis, donde el agarre se encuentra en forma horizontal y la carga se divide a la mitad entre las dos vigas existentes en el mismo, y la otra condición sería cuando el sistema de agarre haya realizado un 50% de su giro (rotación de 90°) y el peso del chasis este completamente apoyado en una sola viga delantera y una trasera.

La posición del chasis en 90° puede ser crítica para su deflexión, para esto se comprueba esta condición, modelando el sistema como una viga con la siguiente configuración.

Se calcula entonces la deformación de una viga con una sección similar a la de la sección transversal como la que se mostró en la Figura 4.3. En el programa MD\_SOLIDS se ingresó este perfil obteniendo la siguiente inercia:

$$I = 107750 \text{ cm}^4$$



**Figura 4.3.** Modelo planteado para estudio de deflexión del chasis.

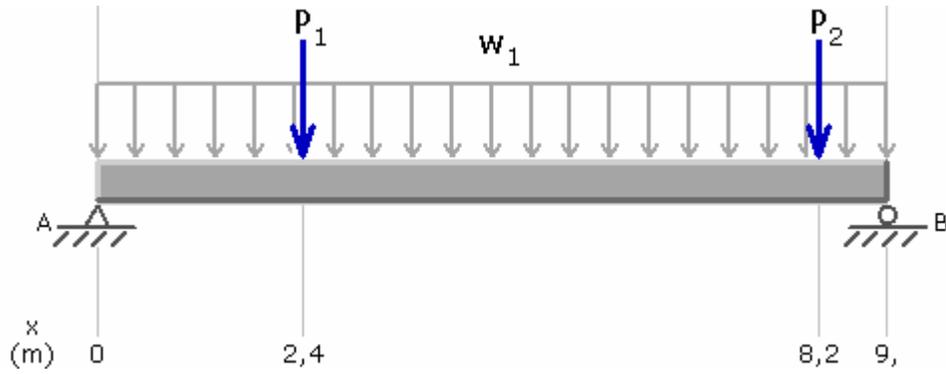
Utilizando el siguiente modelo, con esta inercia y utilizando el programa MD\_SOLIDS se obtiene la curva de deflexión con sus valores, como se observa a continuación.

La deflexión permisible de esta viga se puede estimar como

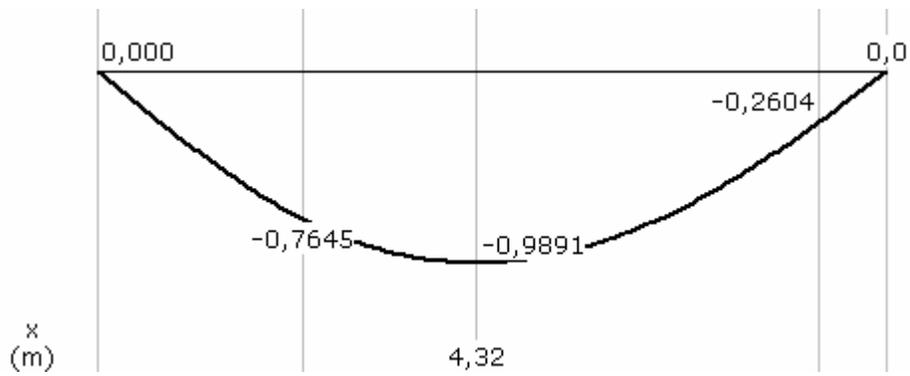
$$\delta_{\text{adm}} = \frac{L}{360} = \frac{9000 \text{ mm.}}{360} = 25 \text{ mm.}$$

Se puede observar que la deflexión máxima del chasis de nueve metros es 0,9891 mm. con esto comprobamos que el sistema es útil.

Con estas consideraciones preliminares se realiza el diseño, primero del sistema trasero y luego del sistema delantero.



Deflexión del Chasis (mm.)

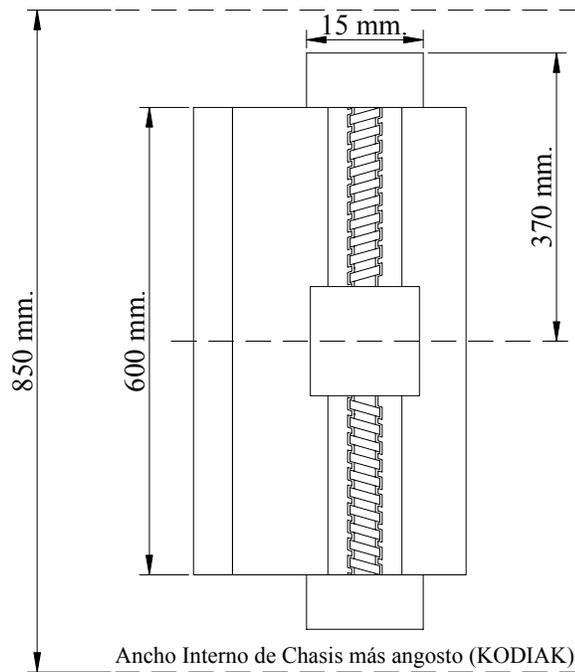


**Figura 4.4.** Modelo planteado y diagrama de deflexión del sistema.

## 4.2 Sistema de Agarre Trasero

### 4.2.1 Dimensionado Inicial del Sistema Trasero

Inicialmente se desarrolla la configuración del sistema por conveniencias geométricas, facilitando sus cálculos. Se puede observar en la Figura 4.5 las dimensiones del sistema de agarre.

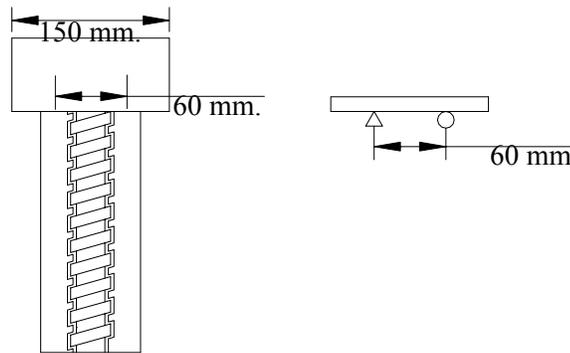


**Figura 4.5.** Configuración esquemática del sistema. Vista de planta.

### 4.2.2 Cálculo de la Viga

Para determinar el espesor de la viga (Figura 4.1) se comienza suponiendo la misma como simplemente apoyada soportando una carga distribuida, apoyándose en el tubo hueco roscado. Se toma este tubo como dos apoyos, separados 6 mm. entre sí, a una distancia de 45 mm. con respecto a los extremos como se observa en la Figura 4.6, donde se representan las primeras partes a ser diseñadas del sistema de agarre. Luego se comprobará si el tubo seleccionado cumple con la condición de

proporcionar apoyo en esos puntos. Primero se toma en cuenta el sistema en posición horizontal, por consiguiente la carga (15000 N.) se distribuye uniformemente entre 2 vigas, por lo tanto cada viga soporta 7500 N. donde la carga se distribuye en la totalidad de la viga, esto se logró con el pre-dimensionado de la viga, tomando en cuenta las características geométricas de los chasis se decide realizar las vigas de manera que no se tengan secciones en la viga que no soportan carga, es decir, su longitud asegura un contacto total con el chasis al momento de voltearlo. La longitud de la viga es de 15 cm. como se observó en la Figura 4.5, dividiendo la carga entre la longitud de la viga se tiene que  $w = 500 \text{ N/cm}$ .



**Figura 4.6.** Dibujo esquemático de la ubicación de los apoyos de la viga.

Como la condición que existe en la viga a estudiar es soportando una carga distribuida conocida, se desea generar una ecuación de deflexión relacionada únicamente con la carga del sistema. Se sabe que la ecuación de la curva elástica puede obtenerse integrando dos veces la ecuación diferencial. (Beer, 1993)

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (4.1)$$

siendo  $M(x)$  el momento flector de la viga. Se debe tener presente que cuando una viga soporta una carga distribuida  $w(x)$ , se tiene que  $dM/dx = V$  y  $dV/dx = -w$  en cualquier punto de la viga. Derivando la ecuación (4.1) con respecto a “x” y suponiendo que  $EI$  es constante

$$\frac{d^3y}{dx^3} = \frac{1}{EI} \cdot \frac{dM}{dx} = \frac{V(x)}{EI} \quad (4.2)$$

y derivando nuevamente

$$\frac{d^4y}{dx^4} = \frac{1}{EI} \cdot \frac{dV}{dx} = -\frac{w(x)}{EI} \quad (4.3)$$

Se concluye que cuando una viga prismática soporta una carga distribuida  $w(x)$  su curva elástica obedece a la ecuación diferencial lineal de cuarto orden

$$\frac{d^4y}{dx^4} = -\frac{w(x)}{EI} \quad (4.4)$$

Multiplicando ambos miembros de la ecuación (4.4) por la constante  $EI$  e integrando cuatro veces:

$$EI \frac{d^4y}{dx^4} = -w(x) \quad (4.5)$$

$$EI \frac{d^3y}{dx^3} = V(x) = -\int w(x) dx + C_1$$

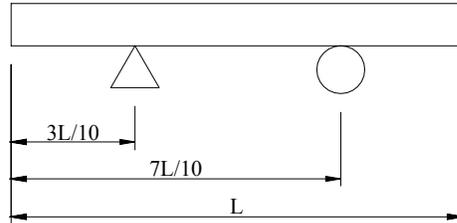
$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M(x) = -\int dx \int w(x) dx + C_1 \cdot x + C_2$$

$$EI \frac{dy}{dx} = EI \cdot \theta(x) = -\int dx \int dx \int w(x) dx + \frac{1}{2} C_1 \cdot x^2 + C_2 \cdot x + C_3$$

$$EI \cdot y(x) = -\int dx \int dx \int dx \int w(x) dx + \frac{1}{6} C_1 \cdot x^3 + \frac{1}{2} C_2 \cdot x^2 + C_3 \cdot x + C_4 \quad (4.6)$$

Las cuatro constantes de integración se determinan de las condiciones de frontera. Estas incluyen: a) las condiciones impuestas en la deflexión o pendiente de la viga por sus apoyos y b) la condición de que tanto  $V$  como  $M$  deben ser cero en el

extremo libre de una viga en voladizo o que el momento flector debe ser cero en ambos extremos de una viga simplemente apoyada.



**Figura 4.7.** Condiciones de frontera aplicadas para el diseño de la viga.

Integrando para nuestro caso, cuatro veces la ecuación (4.5), y aplicando las condiciones de borde (Figura 4.7):

$$1) \quad x = 0 \quad M(x) = EI \frac{d^2 y}{dx^2} = 0 \quad (4.7)$$

$$2) \quad x = L \quad M(x) = EI \frac{d^2 y}{dx^2} = 0 \quad (4.8)$$

$$3) \quad x = \frac{3L}{10} \quad y(x) = 0 \quad (4.9)$$

$$4) \quad x = \frac{7L}{10} \quad y(x) = 0 \quad (4.10)$$

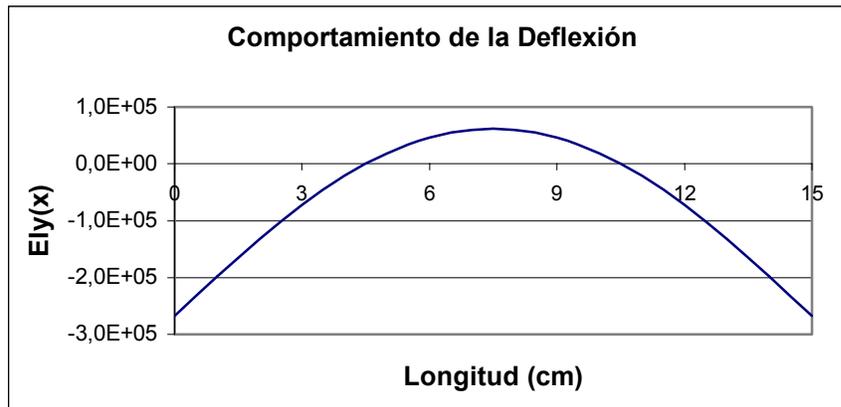
Se obtiene la siguiente ecuación para la deflexión

$$EIy(x) = -\frac{w \cdot x^4}{24} + \frac{w \cdot L \cdot x^3}{12} - \frac{w \cdot L^3 \cdot x}{24} + \frac{847 \cdot w \cdot L^4}{80000} \quad (4.11)$$

Para determinar en cuales puntos se existe la deflexión máxima, se deriva la ecuación (4.11) y se iguala a cero. Sabiendo que  $L = 15 \text{ cm.}$  y  $w = 500 \text{ N/cm.}$ , se obtiene:

- $x_1 = 0$  cm.
- $x_2 = 15$  cm.

Analizando este resultado se observa que el comportamiento de la viga sometida a esta carga es tal que se obtiene un máximo de deflexión en los extremos, como se observa en la gráfica de la función  $EIy(x)$  (ver Figura 4.8).

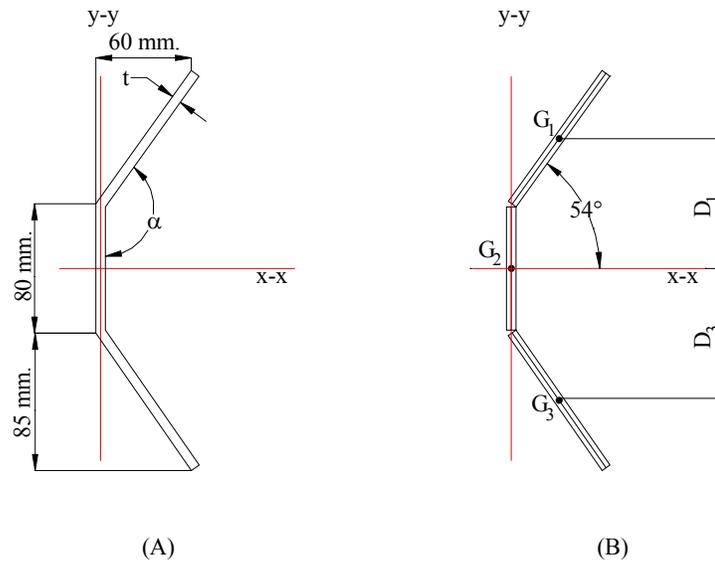


**Figura 4.8.** Gráfica del comportamiento de la deflexión en la viga del sistema trasero.

Para determinar la inercia de la sección transversal, se limita la deflexión máxima a 0,01 cm. El material de la viga es acero comercial ( $E = 20,7 \cdot 10^6$  N/cm<sup>2</sup>). Sustituyendo en la ecuación (4.11) para 0 cm. se tiene:

- $I_1 = 1,295$  cm<sup>4</sup>

Ahora se determina el valor del momento de inercia de la sección transversal (Figura 4.9A) con respecto al eje neutro (eje x-x), dependiendo del espesor “t”. El perfil de la viga utilizado se separa en secciones rectangulares (Figura 4.9B), aplicando el teorema de Steiner a estas diferentes partes que integran la sección con respecto al centro expresado como G2, se tiene:



**Figura 4.9.** (A) Perfil de la Viga, (B) Secciones para aplicación del teorema de Steiner.

$$I_{x-x} = 0,8670 \text{ cm} \cdot t^3 + 1552,8112 \text{ cm}^3 \cdot t \quad (4.12)$$

Sustituyendo  $I_1$  en la ecuación (4.12), se tiene:

- $t_1 = 8,339 \cdot 10^{-4} \text{ cm}.$

Ahora se toma en cuenta el sistema en posición vertical, por consiguiente la carga (15000 N.) se distribuye en la viga, con lo que la carga aplicada sobre la viga es de 1000 N/cm.

Sustituyendo en la ecuación (4.11)

$$L = 15 \text{ cm.} \quad w = 1000 \text{ N/cm.} \quad E = 207 \text{ GPa.}$$

$$y = -0,01 \text{ cm.} \quad x = 0 \text{ cm.}$$

Se tiene

- $I_2 = 2,732 \text{ cm}^4.$

Ahora se determina el valor del momento de inercia de la sección transversal con respecto al eje neutro en esta posición (eje y-y), dependiendo del espesor “t”. Nuevamente aplicando el teorema de Steiner a las diferentes partes que integran la sección, se tiene:

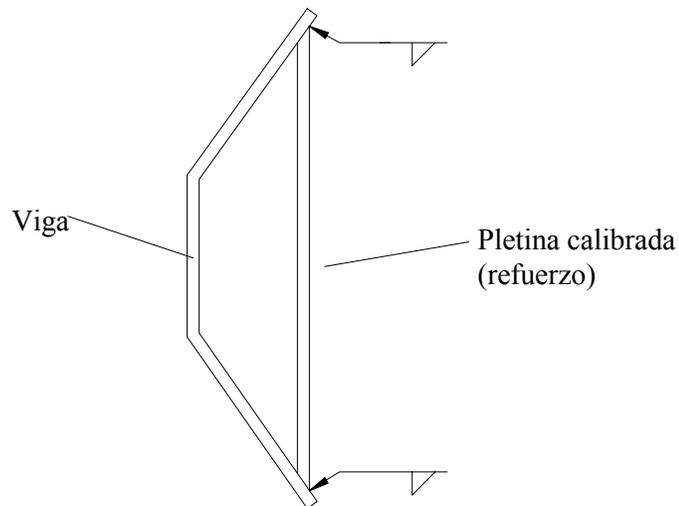
$$I_{y-y} = 35,54 \text{ cm} \cdot t^3 - 62,84 \text{ cm}^2 \cdot t^2 + 282,38 \text{ cm}^3 \cdot t \quad (4.13)$$

Sustituyendo  $I_2$  en la ecuación (4.13), se tiene:

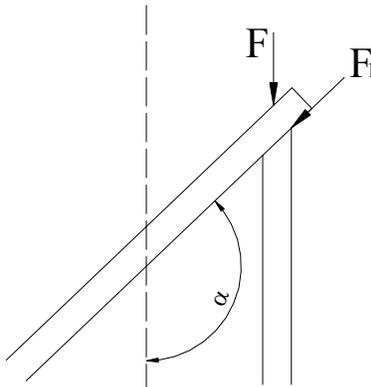
- $t_2 = 9,698 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$ .

Dado que los espesores obtenidos son muy pequeños, se selecciona el espesor mínimo comercial de una plancha de acero de 6 mm., para ser doblada de acuerdo al perfil seleccionado.

En este caso cuando se eleva un chasis tan pesado como el KODIAK o uno nuevo más pesado, se teme que pueda flexionar el ala de la viga, para esto se colocarán pletinas calibradas de 9 mm. de espesor (con un largo de 229 mm. y un ancho de 40 mm.). Para unir estas pletinas con la viga se realizará una soldadura SMAW con la finalidad de reforzar esta viga en estos casos críticos. (Figura 4.10)



**Figura 4.10.** Ubicación de cordones de soldadura de las pletinas calibradas.



**Figura 4.11.** Fuerzas a las que se somete el cordón de soldadura.

Se puede observar en la Figura 4.11 que  $F_1$  genera en la soldadura un esfuerzo cortante. La carga  $F = 7500 \text{ N.}$ ,  $\alpha = 144^\circ$ .

El área de la soldadura, es la siguiente:

$$A = h \cdot d \cdot \cos \alpha/2, \quad \text{Donde } d: \text{ Largo de la soldadura (40 mm.).}$$

$$h: \text{ Garganta de la soldadura.}$$

El esfuerzo producido por  $F$  es:

$$\tau = \frac{F_1}{A} = \frac{F \cdot \text{sen} (\alpha - 90^\circ)}{h \cdot d \cdot \cos \alpha/2} \quad (4.14)$$

**Tabla 4.1.** Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante.

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	$n^*$
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

\* Tomado del Shigley, 1990.

De la tabla 4.1 se extrae que una junta a tope o de filete tiene un esfuerzo permisible de

$$\tau_{adm} = 0,40 \cdot S_y$$

Siendo  $S_y$  la resistencia a la fluencia del electrodo utilizado.

Para un electrodo E-7016-A1,  $S_y = 393$  MPa., según la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Propiedades mínimas a la tracción del metal soldante para soldadura al arco.

NÚMERO DE ELECTRODO AWS	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPa)	RESISTENCIA DE FLUENCIA kpsi (MPa)	ELONGACIÓN (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

\* Tomado del Shigley, 1990.

Se tiene que

$$\tau_{adm} = 0,4 \cdot 393 \text{ MPa} = 157,2 \text{ MPa.}$$

De la ecuación 4.14 con  $\alpha = 144^\circ$ .

$$\tau_{adm} = \frac{F \cdot \text{sen}(54)}{-0,809 \cdot h \cdot d}$$

De aquí se despeja h obteniendo

$$h = 1,192 \text{ mm.}$$

Se utilizará un electrodo E-7016-A1 de 5 mm. de diámetro, con el cual se realizará un pase de relleno, logrando una garganta de 2,5 mm.

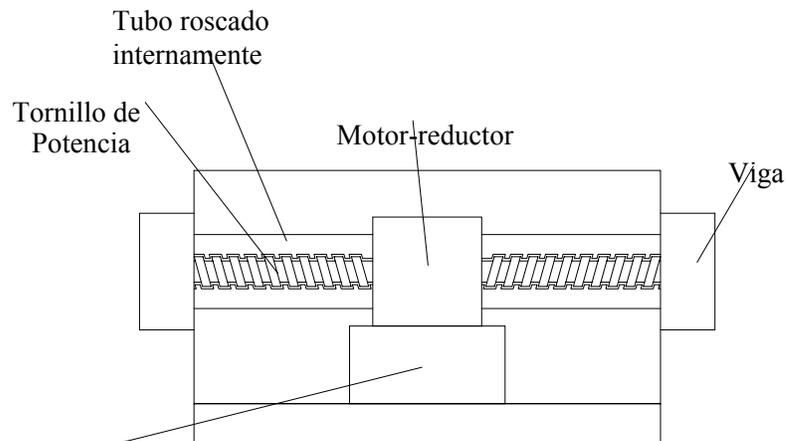
### 4.2.3 Diseño del Sistema de Transmisión y Movimiento

#### a) Sistema de Tornillo de Potencia

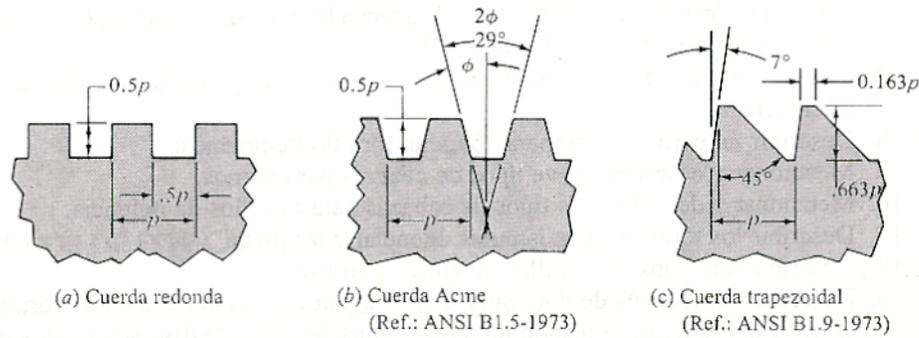
La Figura 4.13 muestra tres tipos de cuerdas de tornillos de potencia: la cuerda cuadrada, la cuerda Acme y la cuerda trapezoidal. Las cuerdas trapezoidal y rectas

son las que ofrecen una mejor eficiencia a la hora de transmitir una fuerza, pero sin embargo la cuerda Acme no es mucho menos eficiente y es fácil de maquinar, además es de mejor aplicación cuando se desea que la fuerza se transmita en ambas direcciones de giro del tornillo, como se requiere en nuestro caso por consiguiente se muestra a continuación el procedimiento recomendado para el diseño de un tornillo de potencia de rosca Acme.

Lo primero a realizar será establecer los valores de esfuerzo normal permisible y esfuerzo cortante permisible (teoría de la falla por tensión debida a esfuerzo de corte), valores que se obtienen dependiendo del material a utilizar y del factor de seguridad por criterio del diseñador, que en nuestro caso será  $n = 2$ . Se utilizará acero 1020 rolado en caliente, cuya resistencia de fluencia es de 210 MPa.



**Figura 4.12.** Partes del sistema de transmisión y movimiento trasero.



**Figura 4.13.** Formas de cuerdas de tornillos de potencia.

$$\sigma_a = \frac{S_y}{n} = \frac{210 \text{ MPa}}{2} = 105 \text{ MPa.} \quad (4.15)$$

$$\tau_a = \frac{S_y}{2n} = \frac{210 \text{ MPa}}{2 \cdot 2} = 52,5 \text{ MPa.} \quad (4.16)$$

La carga que va a soportar el sistema de 15000 N. somete al tornillo a tensión directa y un cálculo más preciso de la tensión es resultado de utilizar el área de tensión para esfuerzo de tracción que se calcula de la siguiente manera

$$A_t = \frac{F}{\sigma_a} = \frac{15000 \text{ N}}{105.000.000 \text{ N/m}^2} = 1,428 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2. [0,221 \text{ pulg}^2.]$$

A partir de la tabla 4.3, un tornillo provisto de cuerda Acme con diámetro mayor nominal de ¾ pulg.; con 6 hilos de cuerda por pulgada, proporcionará un área de esfuerzo de tracción de 0,2732 pulg<sup>2</sup>. Además se tiene un paso de 0,1667 pulg.; un diámetro menor mínimo de 0,5371 pulg.; un diámetro de paso mínimo de 0,6424 pulg. y un área de tensión por esfuerzo de corte mínimo de 1,084 pulg<sup>2</sup>; y una longitud de 23 cm.

En el caso del tornillo, cada pulgada de longitud de tuerca proporciona un área de esfuerzo de corte de 1,084 pulg<sup>2</sup>. Se conoce entonces que el área requerida es

$$A_s = \frac{F}{\tau_a} = \frac{15000 \text{ N.}}{52.500.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 2,857 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2. (0,442 \text{ pulg}^2.)$$

La longitud de la horquilla o rosca en contacto con el tornillo en el momento de estar cargado es

$$h = A_s \cdot \frac{1 \text{ pulg.}}{A_{s,\min}} \cdot \frac{2,54 \text{ cm.}}{1 \text{ pulg.}} = 0,442 \text{ pulg}^2 \cdot \frac{1 \text{ pulg}}{1,084 \text{ pulg}^2} \cdot \frac{2,54 \text{ cm.}}{1 \text{ pulg.}} = 1,037 \text{ cm.}$$

Por conveniencia, se especifica que la longitud del tubo roscado que esté en contacto con el tornillo de potencia cuando el sistema este en funcionamiento debe ser mayor a 1,037 cm.

Tabla 4.3. Roscas para tornillos Acme comerciales.

<i>Diámetro mayor nominal (pulg)</i>	<i>Hilos de cuerda por pulgada n</i>	<i>Paso, p = 1/n (pulg)</i>	<i>Diámetro menor mínimo</i>	<i>Diámetro de paso mínimo</i>	<i>Area de tensión por esfuerzo de tracción (pulg.<sup>2</sup>)</i>	<i>Area de tensión por esfuerzo de corte (pulg.<sup>2</sup>)</i>
1/4	16	0.062 5	0.161 8	0.204 3	0.026 32	0.335 5
5/16	14	0.071 4	0.214 0	0.261 4	0.044 38	0.434 4
3/8	12	0.083 3	0.263 2	0.316 1	0.065 89	0.527 6
7/16	12	0.083 3	0.325 3	0.378 3	0.097 20	0.639 6
1/2	10	0.100 0	0.359 4	0.430 6	0.122 5	0.727 8
5/8	8	0.125 0	0.457 0	0.540 8	0.195 5	0.918 0
3/4	6	0.166 7	0.537 1	0.642 4	0.273 2	1.084
7/8	6	0.166 7	0.661 5	0.766 3	0.400 3	1.313
1	5	0.200 0	0.750 9	0.872 6	0.517 5	1.493
1 1/8	5	0.200 0	0.875 3	0.996 7	0.688 1	1.722
1 1/4	5	0.200 0	0.999 8	1.121 0	0.883 1	1.952
1 3/8	4	0.250 0	1.071 9	1.218 8	1.030	2.110
1 1/2	4	0.250 0	1.196 5	1.342 9	1.266	2.341
1 3/4	4	0.250 0	1.445 6	1.591 6	1.811	2.803
2	4	0.250 0	1.694 8	1.840 2	2.454	3.262
2 1/4	3	0.333 3	1.857 2	2.045 0	2.982	3.610
2 1/2	3	0.333 3	2.106 5	2.293 9	3.802	4.075
2 3/4	3	0.333 3	2.355 8	2.542 7	4.711	4.538
3	2	0.500 0	2.432 6	2.704 4	5.181	4.757
3 1/2	2	0.500 0	2.931 4	3.202 6	7.388	5.700
4	2	0.500 0	3.430 2	3.700 8	9.985	6.640
4 1/2	2	0.500 0	3.929 1	4.199 1	12.972	7.577
5	2	0.500 0	4.428 1	4.697 3	16.351	8.511

\*Por pulgada de longitud de enlazamiento.

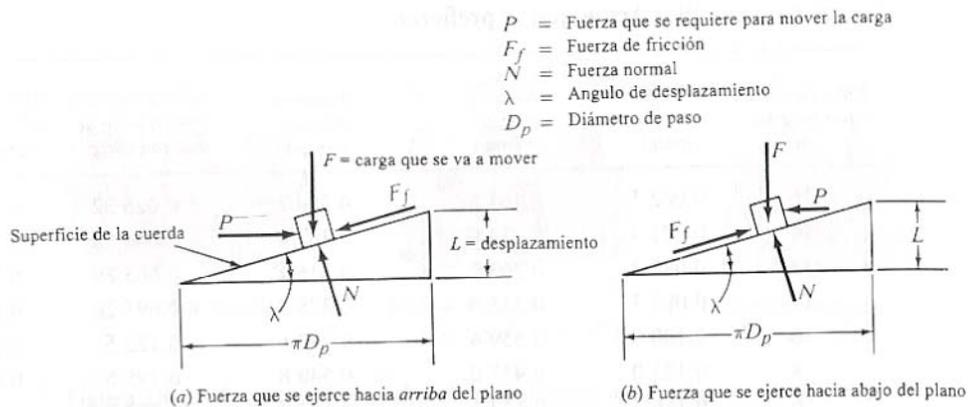
\* Tomado del Mott, 1995.

El paso,  $p$ , es la distancia desde un punto en el hilo hasta el punto correspondiente en el hilo adyacente, y  $p = 1/n$ . El desplazamiento del tornillo es igual al paso, que se puede obtener de la tabla 4.3.

$$L = p = 0,1667 \text{ pulg.} = 0,423 \text{ cm.}$$

Un factor importante es el ángulo de inclinación del plano o ángulo de desplazamiento que es el ángulo entre la tangente a la hélice de la cuerda y el plano transversal al eje del tornillo. A partir de la Figura 4.14 es posible observar que

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi \cdot D_p} \quad (4.17)$$



**Figura 4.14.** Análisis de fuerzas en la cuerda de un tornillo.

Entonces en nuestro caso se tiene según la ecuación (4.17)

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi \cdot D_p} = \tan^{-1} \frac{0,1667}{\pi \cdot 0,6424} = 4,7219^\circ$$

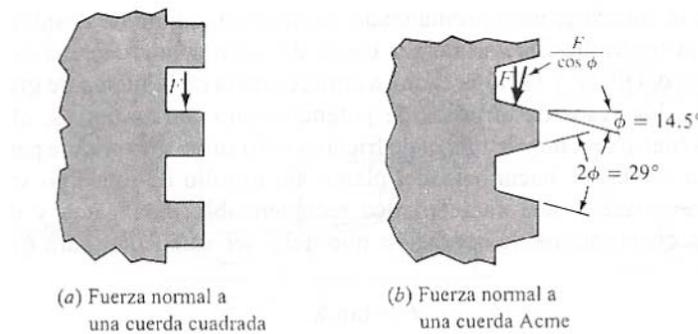
Si la pendiente de la cuerda es muy pronunciada, es decir su ángulo de desplazamiento es alto, es probable que la fuerza de fricción no sea capaz de superar la tendencia de la carga a "deslizarse" hacia abajo del plano y la carga caerá a

consecuencia de la fuerza de gravedad. Sin embargo, en casi todos los casos de tornillos de potencia con cuerdas únicas, el ángulo de desplazamiento es más bien pequeño y la fuerza de fricción es lo suficientemente grande para oponerse a la carga y evitar que se deslice hacia bajo del plano. Un tornillo de este tipo se denomina auto-asegurador o auto-cerrador, una característica recomendable para gatos y dispositivos similares. En términos cuantitativos, la condición que debe ser satisfecha para que exista el auto-cerrado es  $f > \tan \lambda$ . Para tornillos de acero bien lubricados que actúan sobre tuercas de acero, se recomienda  $f = 0,15$  como un valor conservador. Comprobando para el tornillo diseñado

$$f > \tan \lambda \Leftrightarrow 0,15 > \tan (4,7219^\circ) \Leftrightarrow 0,15 > 0,0826 \quad \mathbf{OK}$$

Por lo tanto el tornillo es autobloqueante.

A diferencia de las otras roscas existentes la rosca Acme se caracteriza por la presencia del ángulo  $\Phi$ , a partir de la Figura 4.15 se puede observar que  $2 \cdot \Phi = 29^\circ$ , y por consiguiente  $\Phi = 14,5^\circ$ , además muestra que  $F$  tendrá que ser sustituida por  $F / \cos \Phi$ . El cálculo del tornillo se hará en base a si este fuera a levantar la carga de 15000 N, aunque solo tenga que soportarla en el momento que el chasis se encuentre girado  $90^\circ$ , esto con la finalidad de diseñar el tornillo con un alto factor de seguridad y asegurar que soportará la carga estática a la que será sometido.



**Figura 4.15.** Fuerza en una cuerda ACME.

El torque necesario para levantar la carga es

$$T_u = \frac{F \cdot D_p}{2} \left[ \frac{(\cos \phi \cdot \tan \lambda + f)}{(\cos \phi - f \cdot \tan \lambda)} \right] \quad (4.18)$$

Sustituyendo ,  $F = 15000 \text{ N.}$  se tiene

$$D_p = 0,6424 \text{ in.} = 0,016 \text{ m.}$$

$$f = 0,15$$

$$\phi = 14,5^\circ$$

$$\lambda = 4,7219^\circ$$

$$T_u = 29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El torque necesario para descender la carga es

$$T_d = \frac{F \cdot D_p}{2} \left[ \frac{(f - \cos \phi \cdot \tan \lambda)}{(\cos \phi + f \cdot \tan \lambda)} \right] \quad (4.19)$$

$$T_d = 8,6 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

La eficiencia para la transmisión de una fuerza mediante un tornillo de potencia se puede expresar como la relación del torque que se requiere para mover el tornillo sin fricción con la que se necesita para moverlo donde si existe fricción. La ecuación (4.18) proporciona el torque que se necesita con fricción,  $T_u$ . Si  $f = 0$ , el torque que se necesita sin fricción,  $T'$ , es

$$T' = \frac{F \cdot D_p}{2} \cdot \frac{L}{\pi \cdot D_p} = \frac{F \cdot L}{2 \cdot \pi}$$

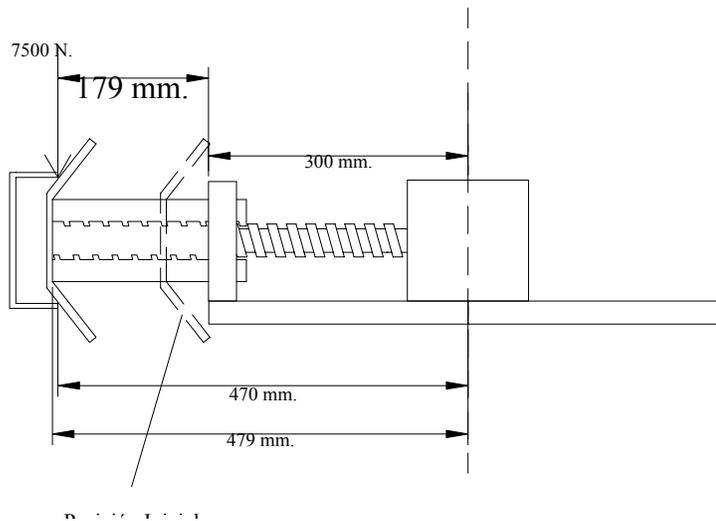
En consecuencia, la eficiencia,  $e$ , es

$$e = \frac{T'}{T_u} = \frac{F \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot T_u} \quad (4.20)$$

$$e = \frac{F \cdot L}{2\pi \cdot T_u} = \frac{15000 \text{ N} \cdot 0,0042 \text{ m}}{2 \cdot \pi \cdot 28,873 \text{ N} \cdot \text{m}} = 34,6 \%$$

La velocidad del tornillo viene dada por la distancia que queremos recorrer 10,75 cm. (Figura 4.16.), el tiempo en que queremos recorrerla (3 seg.); el paso del tornillo, donde se obtiene entonces por simple ecuación de revoluciones y cambio de unidades que

$$n_1 = \frac{10,75 \text{ cm}}{6 \text{ seg}} \cdot \frac{1 \text{ pul}}{2,54 \text{ cm}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{0,1667 \text{ pul}} \cdot \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \Rightarrow n_1 = 254 \text{ r.p.m.}$$

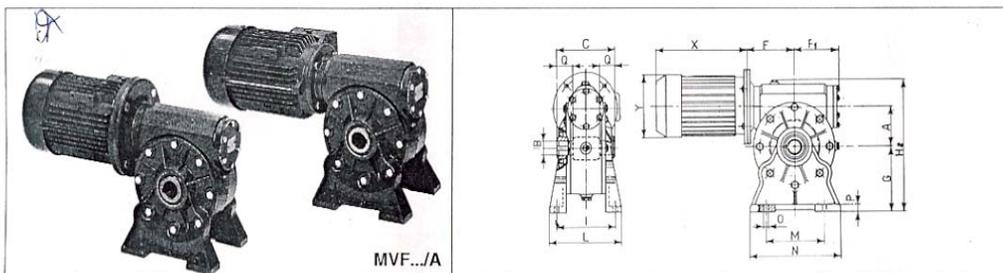


**Figura 4.16.** Desplazamiento del tubo roscado desde su posición inicial hasta el punto del chasis más ancho.

La potencia a transmitir por estos tornillos es mucho menor al a supuesta anteriormente (subir el sistema), ya que solo tiene que mover los elementos mecánicos del sistema (vigas y tubos roscados) cuyas masas son pequeñas. Para esto seleccionaremos el motor de menor potencia aplicable a las condiciones del caso:

motor trifásico de inducción con potencia de 0,18 KW.; tensión de 220 V.; corriente de 2,2 A.; frecuencia de 60 Hz.; de cuatros (4) polos, cuya velocidad de salida es de 1750 r.p.m. acoplado a un reductor con relación 7:1, obteniendo una velocidad de salida de 250 r.p.m. Este es un motor-reductor del Grupo Bonfiglioli modelo MVF 49/A (o un motor equivalente) que se observa en la Figura 4.17, con las siguientes dimensiones:

$$\begin{array}{lll} X = 190 \text{ mm.} & Y = 124 \text{ mm.} & H_2 = 162 \text{ mm.} \\ F = 70 \text{ mm.} & F_1 = 63 \text{ mm.} & N = 110 \text{ mm.} \end{array}$$



**Figura 4.17.** Motor-reductor MVF 49/A.

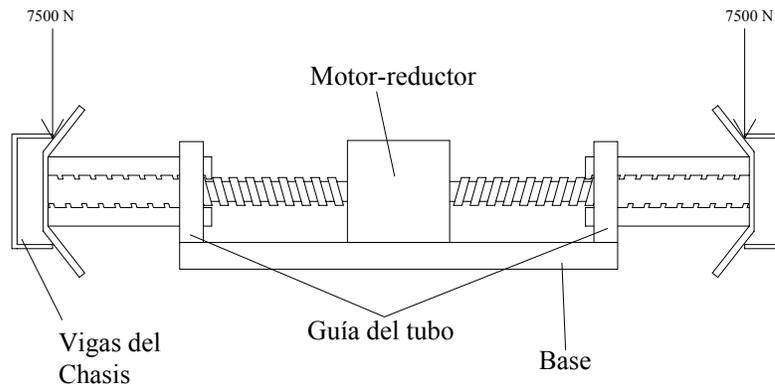
#### 4.2.4 Tubo hueco roscado internamente

Ya teniendo las dimensiones del sistema de transmisión, se puede diseñar el tubo roscado. Para el diseño de este tubo se asume la posición más desfavorable para el sistema. Se supone que el sistema se encuentra en posición horizontal, levantando el chasis más pesado, con la mayor apertura posible por el sistema, con esto se logra un momento flector bastante alto, el cual nunca será requerido en el trabajo de la máquina, pero se logra una alta seguridad.

Se sabe que el GMT-800 pesa mucho menos que el KODIAK, pero como se dijo anteriormente se tomará en cuenta el peso del KODIAK, como factor de seguridad, con el ancho del GMT-800 para que el brazo de acción sea el mayor.

El brazo máximo es 17,9 cm. como se observó en la Figura 4.16.

Ahora se debe calcular el área de la sección transversal del tubo, sabiendo que el diámetro interno no es mayor de 19,05 mm. ( $\frac{3}{4}$  pulg. diámetro nominal mayor del tornillo de potencia interno al tubo). Para esto se asume el tubo como empotrado en uno de sus extremos y el otro extremo libre, con una carga puntual de 7500 N. más el peso de la viga, lo que se aproxima a 7525 N.



**Figura 4.18.** Vista frontal del sistema de agarre cargado con el chasis más ancho (GMT-800).



**Figura 4.19.** Modelo para el estudio del tubo roscado.

En el caso de una viga empotrada en un extremo, con una carga puntual en el otro, la ecuación general para la deflexión en cualquier punto “x” es

$$y = \frac{F \cdot x^2}{6 \cdot E \cdot I} (3L - x) \quad (4.21)$$

Donde  $F$  = carga puntual

$x$  = punto en el que se desea conocer la deflexión

$L$  = longitud total de la viga

$E$  = módulo de elasticidad del material de la viga

$I$  = momento inercia de la sección transversal

La ecuación para la deflexión máxima la cual se produce en el extremo de la viga es la siguiente:

$$y_{\max} = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (4.22)$$

Para realizar el estudio, la deflexión máxima se limita a 0,01 cm., valor razonablemente pequeño como para que no exista deformación plástica.

Entonces:  $E = 207 \text{ GPa.}$

$L = 17,9 \text{ cm.}$

$F = 7525 \text{ N.}$

$y = 0,01 \text{ cm.}$

Despejando  $I$  de la ecuación (4.22) y sustituyendo los valores anteriores:

$$I = 69,498 \text{ cm}^4.$$

La inercia de una viga de sección transversal circular es

$$I = \frac{\pi}{4} (r_{\max}^4 - r_{\min}^4) \quad (4.23)$$

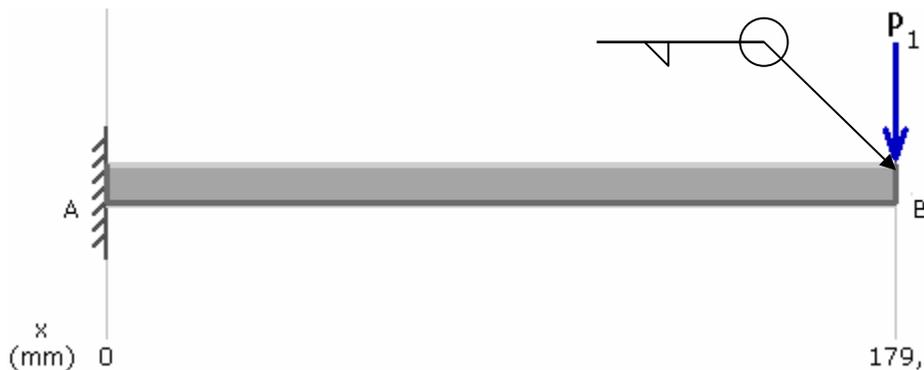
Sabiendo que el radio mínimo es 0,96 cm. [ $\frac{3}{4}$  pulg.] obtenemos entonces

$$r_{\max} = 3,075 \text{ cm.}$$

Se selecciona una barra de 63,5 mm. [ $2 \frac{1}{2}$  pulg.] de diámetro y se maquinará para obtener una rosca interna de 9,6 mm. [ $\frac{3}{4}$  pulg.], con 4,23 mm. [ $\frac{1}{6}$  pulg.] de paso diametral.

Este tubo debe ir unido a la viga que esta en contacto con el chasis, para esto se realizará una soldadura SMAW, así que se estudia la configuración del tubo unido a la barra de la siguiente forma.

Se puede observar que el tubo se encuentra empotrado en un extremo y cargado en el otro con 7525 N., produciendo un esfuerzo cortante al cordón de soldadura (Figura 4.20).



**Figura 4.20.** Carga a la que esta sometida la soldadura.

El área de la soldadura a realizar en el tubo, es la siguiente:

$$A = 1,414 \cdot \pi \cdot h \cdot r \quad (4.24)$$

Donde “r” es el radio del cordón de soldadura (radio del tubo a soldar) y “h” es la garganta de la soldadura. Esto es para una soldadura circular en todo el contorno del tubo.

El segundo momento de inercia unitario es

$$I_u = \pi \cdot r^3 \quad (4.25)$$

El segundo momento de área basado en la garganta de la junta es

$$I = 0,707 \cdot h \cdot \pi \cdot r^3 \quad (4.26)$$

De esta inercia y por medio de los esfuerzos cortantes presentes se desea conocer la garganta de la soldadura, este cordón solo se somete a la carga cortante (Figura 4.20), teniendo entonces.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.27)$$

De la tabla 4.1 se extrae que una junta a tope o de filete tiene un esfuerzo permisible de

$$\tau_{adm} = 0,40 \cdot S_y$$

Siendo  $S_y$  la resistencia a fluencia del electrodo utilizado.

Para un electrodo E-7016-A1,  $S_y = 393$  MPa., según la tabla 4.2.

Se tiene que

$$\tau_{adm} = 0,4 \cdot 393 \text{ MPa} = 157,2 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{adm} = \frac{F}{1,414 \cdot \pi \cdot h \cdot r}$$

De aquí se despeja h obteniendo

$$h = 0,4 \text{ mm.}$$

Se utilizará un electrodo E-7016-A1 de 5 mm. de diámetro, con el cual se realizará un solo pase de relleno, logrando una garganta de 2,5 mm. No se toma en cuenta la fatiga, debido a la poca carga alternativa presente en el sistema.

#### 4.2.5 Dimensionado del Eje y Selección de Rodamientos

Cuando se determinan las dimensiones de un eje, se debe estar claro sobre que cargas van a afectar más al sistema, si solo va a estar sometido a cargas estáticas, o si también estará sometido a cargas dinámicas o de fatiga. En nuestro caso el sistema gira muy pocas veces por día, con lo que se puede considerar como un sistema estático, ya que estas cargas estáticas son bastante altas.

Como procedimiento para el dimensionado del eje en el que se encuentra el motor-reductor, se comprobará el factor de seguridad utilizado, ya que sabemos que el eje debe tener como mínimo 0,96 cm. [ $\frac{3}{4}$  pul.] para maquinarse el tornillo de potencia. Para esto se realizará un estudio de carga estática con esfuerzos de torsión únicamente.

El torque para el estudio del eje, será el torque máximo que genera el motor seleccionado, el cual será 63 N·m. Se utiliza la ecuación aplicable para dimensionado de ejes solo por carga estática (Shigley, 1990)

$$d = \left[ \frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.36)$$

Despejando el factor de seguridad sabiendo que el diámetro mínimo que tendrá el eje es de 1,905 cm. y el torque es de 63 N·m y el material del eje es acero 1020 ( $S_y = 210 \text{ MPa.}$ )

$$n = 2,26$$

Ya conociendo las dimensiones del eje, se debe entonces seleccionar los rodamientos a utilizar. La carga que soportaran estos rodamientos es de 15 KN. de manera axial, ya que será en el momento que el chasis se encuentre rotado 90° con respecto a la horizontal.

Se seleccionan rodamientos de rodillos cónicos, que tienen un buen comportamiento bajo carga axial y un excelente comportamiento bajo carga combinada.

Según las restricciones de este tipo de rodamientos tenemos

$$P = F_r \quad \text{si } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (4.37)$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{si } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (4.38)$$

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (4.39)$$

$$C_o = s_o \cdot P_o \quad (4.40)$$

Donde C: Capacidad de carga dinámica

P: Carga dinámica equivalente

P<sub>o</sub>: Carga estática equivalente

C<sub>o</sub>: Capacidad de carga estática

s<sub>o</sub>: Factor de seguridad estático

F<sub>r</sub>: Carga radial real

$F_a$ : Carga axial real

Según la tabla 4.4 se obtiene  $S_0$  que para un rodamiento de rodillos cónicos con un funcionamiento de cargas de choque notables, con funcionamiento silencioso se obtiene que  $s_0 \geq 4$ .

Se sabe que la carga axial que soportará el rodamiento es la obtenida por el peso que absorbe el sistema trasero que es 15000 N., agregando el peso de la viga, los tubos roscados y el eje se completa a una carga total de 15600 N. Con las dimensiones del eje se seleccionó un rodamiento de 25 mm. de diámetro interno, y con un método de ensayo y error se calculan los parámetros para ver si cumple con los requerimientos. El rodamiento seleccionado luego del proceso iterativo es: un rodamiento 31305 con un soporte que será fabricado en un proceso de mecanizado que se explicará luego.

Tabla 4.4. Valores orientativos para el factor de seguridad estático  $s_0$ , en rodamientos

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios					Rodamientos estacionarios		
	Requerimientos relativos al funcionamiento silencioso no importante		normal	silencioso alto				
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

Para rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar  $s_0 \geq 4$

<sup>1)</sup> Cuando no se conoce la magnitud de la carga, deben usarse valores de  $s_0$  por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar a  $s_0$  valores menores

\* Tomado del Catálogo de Rodamientos SKF, 1999.

$$e = 0,83$$

$$Y = 0,72$$

$$Y_0 = 0,4$$

Con esto y sabiendo que  $\frac{F_a}{F_r} > e$ , se sustituye en la ecuación (4.38) obteniendo que

$$P = 11232 \text{ N.} < C = 38000 \text{ N.}$$

Ahora calculando  $P_o$  a partir de la ecuación (4.39) y con  $C_o = 40 \text{ KN.}$  se obtiene  $s_o$  de la ecuación (4.40).

$$P_o = 6,24 \text{ KN.}$$

$$\text{Entonces } s_o = 6,41 > 4 \quad \mathbf{OK}$$

Vida útil de diseño

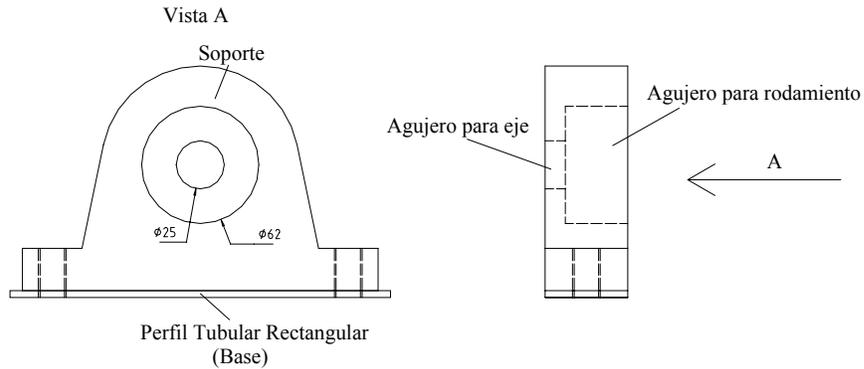
$$L_d = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 \tag{4.41}$$

Donde  $p$  es 3 cuando hablamos de un rodamiento de bolas y  $10/3$  para los rodamientos de rodillo, con esto tenemos

$$L_d = 58 \cdot 10^6 \text{ ciclos}$$

Estimando que el sistema gira a 250 r.p.m. durante 6 segundos cada vez que el sistema se abre y 6 más para cerrar, eso es un total de 50 ciclos por chasis. En la línea se voltean aproximadamente 30 chasis diariamente, entonces se tiene un total por día de 1500 ciclos. Según la vida útil del diseño este rodamiento tiene una vida útil en días de 38000 días.

Este rodamiento requiere un soporte que no es comercial, debe maquinarse, el cual tendrá la configuración que se observa en la Figura 4.21.



**Figura 4.21.** Soporte del rodamiento 31305.

Este rodamiento se encuentra sometido únicamente a carga axial, por consiguiente se configura bajo consideraciones geométricas, solo se calcula el espesor del soporte donde se apoya el rodamiento cuando el sistema se encuentra girando el chasis y este a 90° con respecto a la horizontal. Esto simplemente se calcula por medio de la teoría de esfuerzo cortante máximo, al que estará sometido el soporte en el área paralela a la fuerza.

El esfuerzo admisible con un factor de seguridad  $n = 2$ , se tiene

$$\tau = \frac{S_y}{2 \cdot n} = 52,5 \text{ MPa} \quad (4.42)$$

El esfuerzo esta sometido a una carga sobre un área que se expresan a continuación

$$V = 15,6 \text{ KN}$$

$$A = \pi \cdot d_{\max} \cdot t \quad (4.43)$$

Donde  $d_{\max}$  : diámetro externo del rodamiento (62 mm.)

t: espesor del soporte

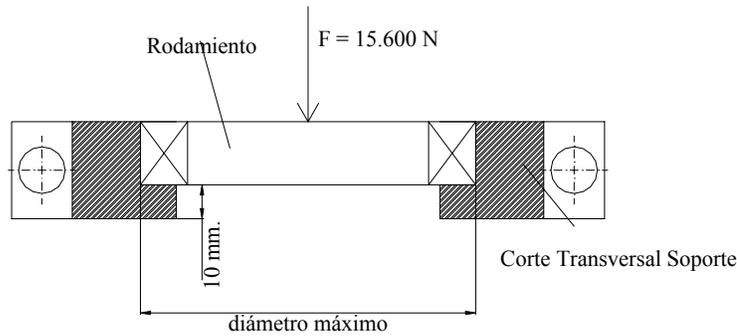
Si despejamos el espesor del soporte se tiene

$$\tau_{adm} = \frac{V}{A} \quad (4.44)$$

$$t_{min} = \frac{V}{\pi \cdot d_{max} \cdot \tau_{adm}}$$

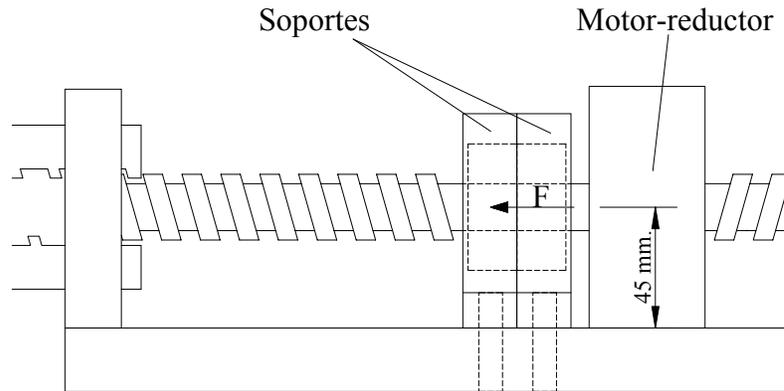
$$t_{min} = 1,52 \text{ mm.}$$

El soporte tiene entonces un espesor de 10 mm. de espesor como se observa en la Figura 4.22



**Figura 4.22.** Esquema lateral del soporte del rodamiento 31305.

Este soporte tiene una de sus dimensiones restringidas, como lo es la separación del eje con la base, como se observa en la Figura 4.23



**Figura 4.23.** Separación permisible del eje del tornillo con la base del soporte del rodamiento 31305.

Se deben calcular los pernos que sujetan el soporte a la viga. Estos deben ser diseñados por esfuerzos de corte presentes en ellos, ya que estando el sistema girando el chasis (posición a 90°) la carga recae sobre los pernos de fijación del soporte. Ya que son dos pernos que se utilizan para dicha función, la carga F (Figura 4.23) se divide entre dos y tenemos entonces que deben soportar 7800 N.

Para el diseño de estos pernos se utiliza la teoría de esfuerzo cortante máximo, con un factor de seguridad  $n = 3$ , y la carga cortante máxima en una sección circular como se tiene a continuación

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2 \cdot n} = 35 \text{ MPa} \quad (4.46)$$

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A}$$

Donde V: fuerza cortante en la sección (7800 N).

A: Área transversal de la sección.

Se desea conocer el área de la sección transversal, y luego despejar el radio. Como se dijo anteriormente, cuando suponemos en el estudio de un elemento roscado que este es liso, el diámetro obtenido se estima sea el diámetro medio del elemento roscado por lo tanto tenemos

$$A = \frac{4 \cdot 7800 \text{ N}}{3 \cdot 35 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2} = 2,97 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 297,14 \text{ mm}^2.$$

El área de una sección circular es

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

Despejando “d”

$$d = 19,45 \text{ mm.}$$

Se selecciona un perno M 20x2,5 con 70 mm. de largo.

Para mantener la junta unida, se debe calcular el torque de apriete, y este es

$$T = k \cdot F_i \cdot d \tag{4.47}$$

Para conexiones reutilizables se tiene que

$$F_i = 0,75 \cdot F_p \tag{4.47a}$$

$F_p$  es la carga límite y se obtiene por la ecuación

$$F_p = A_t \cdot S_p \tag{4.48}$$

Donde  $S_p$ : resistencia límite (tabla 4.5)

$A_t$ : Área de esfuerzo de tensión (Tabla 4.6)

Tabla 4.5. Especificaciones Mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión o prisioneros de acero.

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

\* Tomado del Shigley, 1990.

Utilizando un perno M20x2,5 y de 70 mm. de largo por conveniencias geométricas. Se tiene entonces

$$A_t = 245 \text{ mm}^2.$$

$$S_p = 225 \text{ MPa}.$$

Entonces

$$F_p = 55125 \text{ N}.$$

Tabla 4.6. Características de roscas métricas de paso fino y de paso basto (Todas las dimensiones están en milímetros).

DIÁMETRO MAYOR NOMINAL $d$	SERIE DE PASO BASTO			SERIE DE PASO FINO		
	PASO $p$	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR	PASO $p$	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR
		$A_t$	$A_r$		$A_t$	$A_r$
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

\* Tomado del Shigley, 1990.

Con esto se calcula

$$F_i = 41343,75 \text{ N.}$$

En la ecuación del torque “k” es el coeficiente de torsión, que para el perno utilizado  $k \approx 0,2$ , finalmente tenemos el torque de apriete

$$T = 165 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ahora la carga necesaria para separar la unión “P” es

$$P = \frac{F_i}{(1-C) \cdot n} \quad (4.49)$$

Donde la constante de unión “C”

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (4.50)$$

y la rigidez efectiva estimada del perno es

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} \quad (4.51)$$

Tenemos que

$A_d$ : es el área de la sección transversal de diámetro mayor del perno

$$A_d = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 314,159 \text{ mm}^2.$$

La longitud de la porción roscada de agarre se obtiene de

$$L_T \begin{cases} 2D + 6 & L \leq 125 & D \leq 48 \\ 2D + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2D + 25 & L > 200 \end{cases} \quad (4.52)$$

Sustituyendo  $L = 70 \text{ mm.}$  y  $D = 20 \text{ mm.}$  en la ecuación (4.52), se tiene

$$L_t = 46 \text{ mm.}$$

La porción no roscada de la sección es

$$L_d = l_d = 24 \text{ mm.}$$

Por el espesor de la junta se tiene que la porción roscada dentro de la misma es

$$l_t = 22 \text{ mm.}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.51), se tiene

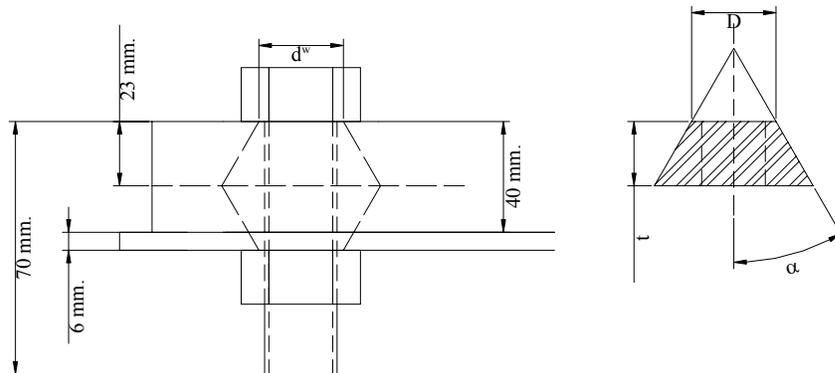
$$k_b = 0,38 \text{ MN/mm.}$$

Finalmente la rigidez de los elementos de la unión es

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (4.53)$$

Para el calculo de cualquiera de estas constantes de elasticidad se tiene que

$$k_i = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan \alpha}{\ln \frac{(2 \cdot t \cdot \tan \alpha + D - d) \cdot (D + d)}{(2 \cdot t \cdot \tan \alpha + D + d) \cdot (D - d)}} \quad (4.53a)$$



**Figura 4.24.** Esquema para el cálculo de  $k_m$ .

De la Figura 4.24 se obtienen las diferentes dimensiones del cono para cada uno de los espesores, sabiendo que  $\alpha = 30^\circ$  y  $d_w = 1,5 \cdot d$ . Sustituyendo en (4.56a) y luego cada uno sumado su inverso (ecuación 4.56) se obtiene

$$k_m = 5,477 \text{ MN/mm.}$$

Sustituyendo  $k_b$  y  $k_m$  en la ecuación (4.50)

$$C = 0,1852$$

Suponiendo que estos pernos soportan la carga del chasis al estar volteándose, y dividiendo esta entre dos tenemos que  $P = 7800 \text{ N}$ , se puede hallar el factor de seguridad de la junta. Por lo tanto, con  $C$ ,  $P$  y  $F_i$  en la ecuación (4.49) se obtiene

$$n = 6,5$$

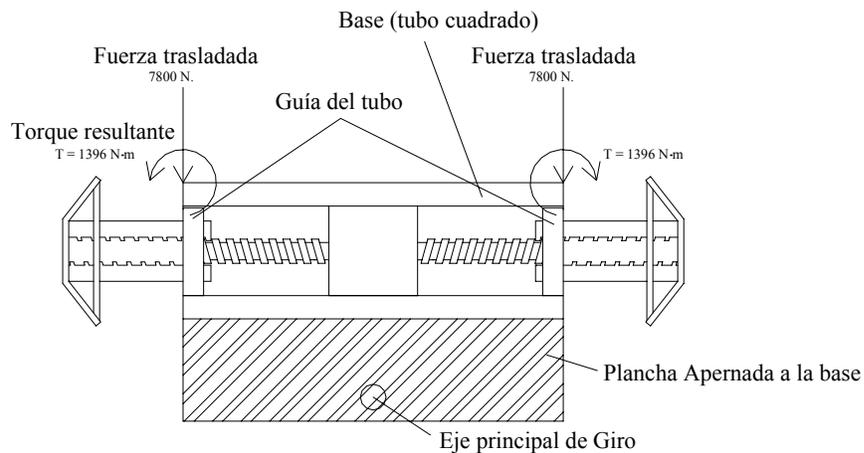
Con esto se garantiza la unión entre las dos caras del soporte, y podemos asegurar que la carga que soporta no separará los elementos.

#### 4.2.6 Base del sistema

Como base del sistema se desea colocar un tubo estructural de sección rectangular que contenga todo el sistema antes diseñado como se ve en la Figura 4.25. Este tubo de sección cuadrada debe ser lo suficientemente amplio internamente para contener el sistema de movimiento de tornillo de potencia y el motor eléctrico requerido, esto debido a razones estéticas y de resguardo del sistema de transmisión y movimiento. Para esto se requiere fabricar un tubo rectangular con un perfil de 360x250x6 mm. y 600 mm. de largo, extraído de una lámina de calidad ASTM A-36, ya que esta rige las láminas, planchas, etc., utilizadas en estructuras en general. A esta viga se le realiza un estudio con respecto a la deflexión producida cuando este sometido a las cargas, por medio del software MD\_SOLIDS. Este tubo cuadrado

tiene acoplada una plancha que contiene el eje principal de giro del sistema (Figura 4.25), esto debido a la excentricidad del giro como se observará posteriormente.

Para esto se modela el sistema como una viga simplemente apoyada en los extremos cargada como se muestra en la Figura 4.25 con una carga trasladada de la viga al tubo (7500 N.), más el peso del tubo roscado y todo el sistema interno, se toma 7800 N, con su momento flector respectivo que es igual a la fuerza aplicada en la viga por el brazo de 17,9 cm. como se observa en la Figura 4.16 ( $M_1 = 1396 \text{ N} \cdot \text{m}.$ )



**Figura 4.25.** Esquema del tubo rectangular que contiene todo el sistema de apertura de los tubos roscados.

Para realizar el estudio de la deflexión utilizaremos el siguiente modelo y se aplica en el software MD\_SOLIDS, solo estudiando la mitad como empotrada en un extremo y libre en el otro.

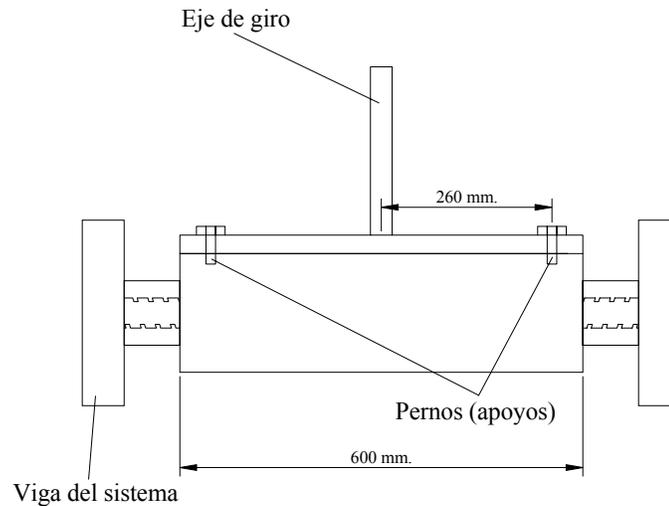


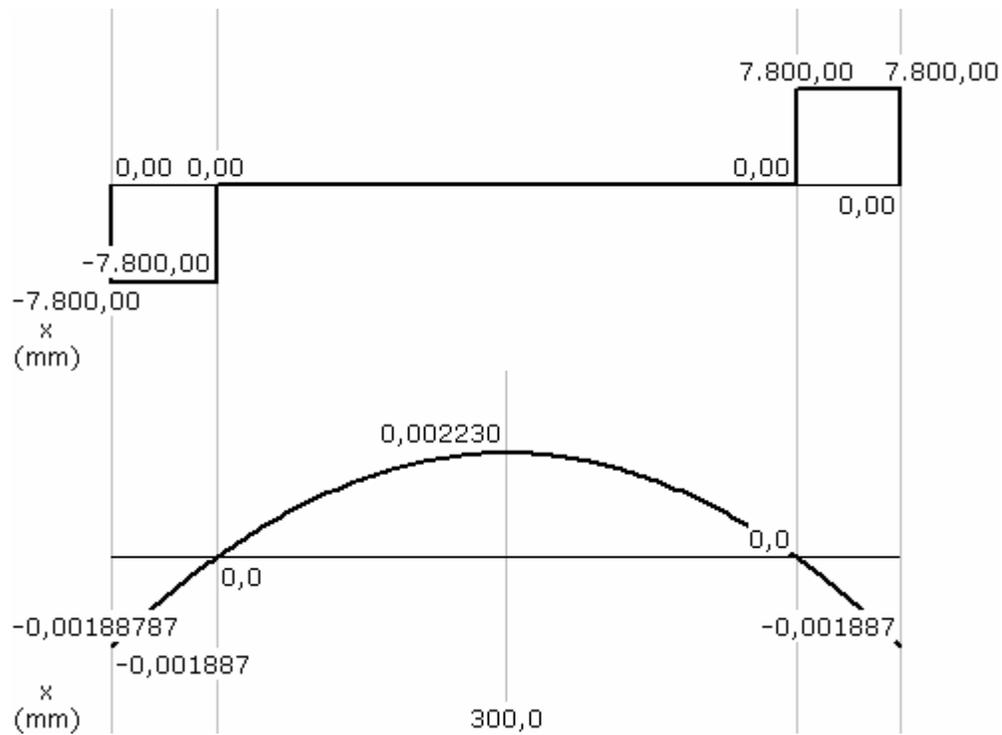
Figura 4.26. Diagrama para aplicar el modelo supuesto (vista superior).



Figura 4.27. Modelo propuesto para el diseño de la base.

Con esto podemos observar que la deflexión producida en la base es despreciable en comparación a sus dimensiones (Figura 4.28). Se debe destacar que el peso del sistema interno no se ha tomado en cuenta, ya que la carga que este genera es despreciable comparada con la carga producida por el chasis.

Este tubo estructural cuadrado requiere de unas guías para los tubos roscados, estas guías son planchas de acero con un agujero y una concha de bronce para el deslizamiento, instaladas por unión en apriete. Primero estudiaremos el comportamiento de la placa por aplastamiento y luego la instalación por apriete de la bocina de bronce en el agujero.

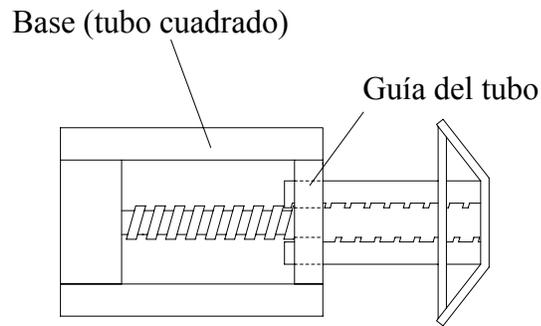


**Figura 4.28.** Fuerza Cortante (N) y Deflexión (mm.) del tubo estructural de sección rectangular.

La plancha debe ser de 13 mm. de espesor (característica comercial) de acero estructural según norma ASTM 36-A, para ensamblajes estructurales. El espesor es establecido ya que se necesita unir esta guía con el perfil de la base, y estos pernos son designación M6x50 (solo por conveniencia geométrica ya que estos no estarán sometidos a grandes cargas).

Esta plancha esta sometida a un aplastamiento por consiguiente se debe verificar el esfuerzo con un esfuerzo admisible para un factor de seguridad  $n = 4$ , que es

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{S_y}{n} = 52,5 \text{ MPa}$$



**Figura 4.29.** Esquema de la guía del tubo roscado.

La carga en el sistema es la reacción en la guía,  $F = 7800 \text{ N.}$ , y el área proyectada será el diámetro del agujero o diámetro externo de la bocina a colocar (70 mm.) por el espesor de la placa  $t = 13 \text{ mm.}$ , por consiguiente el esfuerzo por aplastamiento es

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A_p} = \frac{7800 \text{ N.}}{13 \text{ mm.} \cdot 63,5 \text{ mm.}} = 9,44 \text{ MPa.} \quad (4.54)$$

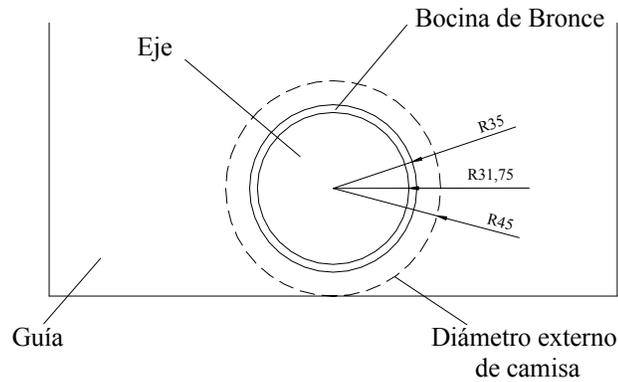
$$\sigma_{ap} \leq \sigma_{adm} \quad \mathbf{OK.}$$

Dentro de este agujero se coloca una bocina con diámetro externo de 76 mm. y diámetro interno de 63,5 mm. ahora estudiaremos la colocación por apriete de estos dos elementos.

Para un ajuste tipo FN3 (se utiliza para piezas pesadas de acero), según la tabla 4.7 se puede observar que para una unión diametral de 76 mm. [2,99 pulg.] como se observa en la Figura 4.30 los límites de tolerancia del orificio en la pieza exterior es + 0,0012 pulg. (+ 0,03048 mm.) y - 0. Aplicando estos límites al tamaño básico se obtienen los límites de dimensión para el orificio en la guía

$$70,03048 \text{ mm.}$$

$$70,00000 \text{ mm.}$$



**Figura 4.30.** Esquema de estudio del apriete entre la bocina y la guía del tubo roscado.

Para el inserto de bronce, los límites de tolerancia son + 0,0037 pulg. (0,09398 mm.) y + 0,0030 pulg. (0,07620 mm.), así que los límites de tamaño son

70,09398 mm.

70,07620 mm.

Los límites de interferencia son 0,0018 pulg. (0,04572 mm.) y 0,0037 pulg. (0,09398 mm.).

La presión máxima viene dada por la interferencia máxima, que en este caso es 0,09398 mm.

$$p = \frac{\delta}{2 \cdot b \left[ \frac{1}{E_o} \cdot \left( \frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + \nu_o \right) + \frac{1}{E_i} \cdot \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \nu_i \right) \right]} \quad (4.55)$$

Donde

p: Presión en la superficie que embona.

$\delta$ : Interferencia diametral total. (0,09398 mm.)

$E_o$  : Módulo de elasticidad de la pieza exterior (207 GPa.)

$E_i$  : Módulo de elasticidad de la pieza interior (100 GPa.)

$\nu_o$  : Razón de Poisson para la pieza exterior. (0,27)

$\nu_i$  : Razón de Poisson para la pieza interior. (0,27)

$a = 31,75$  mm.

$b = 35$  mm.

$c = 45$  mm.

Sustituyendo tenemos

$p = 11,07$  MPa.

Tabla 4.7. Ajustes de fuerza y por encogimiento (FN).

Rango de tamaño nominal (")	Clase FN1			Clase FN2			Clase FN3			Clase FN4			Clase FN5		
	Límites de interferencia	Límites estándar		Límites de interferencia	Límites estándar		Límites de interferencia	Límites estándar		Límites de interferencia	Límites estándar		Límites de interferencia	Límites estándar	
		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
0-0.12	0.05 0.5	+0.25 -0	+0.5 +0.3	0.2 0.85	+0.4 -0	+0.85 +0.6				0.3 0.95	+0.4 -0	+0.95 +0.7	0.3 1.3	+0.6 -0	+1.3 +0.9
0.12-0.24	0.1 0.6	+0.3 -0	+0.6 +0.4	0.2 1.0	+0.5 -0	+1.0 +0.7				0.4 1.2	+0.5 -0	+1.2 +0.9	0.5 1.7	+0.7 -0	+1.7 +1.2
0.24-0.40	0.1 0.75	+0.4 -0	+0.75 +0.5	0.4 1.4	+0.6 -0	+1.4 +1.0				0.6 1.6	+0.6 -0	+1.6 +1.2	0.5 2.0	+0.9 -0	+2.0 +1.4
0.40-0.56	0.1 0.8	+0.4 -0	+0.8 +0.5	0.5 1.6	+0.7 -0	+1.6 +1.2				0.7 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.4	0.6 2.3	+1.0 -0	+2.3 +1.6
0.56-0.71	0.2 0.9	+0.4 -0	+0.9 +0.6	0.5 1.6	+0.7 -0	+1.6 +1.2				0.7 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.4	0.8 2.5	+1.0 -0	+2.5 +1.8
0.71-0.95	0.2 1.1	+0.5 -0	+1.1 +0.7	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4				0.8 2.1	+0.8 -0	+2.1 +1.6	1.0 3.0	+1.2 -0	+3.0 +2.2
0.95-1.19	0.3 1.2	+0.5 -0	+1.2 +0.8	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4	0.8 2.1	+0.8 -0	+2.1 +1.6	1.0 2.3	+0.8 -0	+2.3 +1.8	1.3 3.3	+1.2 -0	+3.3 +2.5
1.19-1.58	0.3 1.3	+0.6 -0	+1.3 +0.9	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8	1.0 2.6	+1.0 -0	+2.6 +2.0	1.5 3.1	+1.0 -0	+3.1 +2.5	1.4 4.0	+1.6 -0	+4.0 +3.0
1.58-1.97	0.4 1.4	+0.6 -0	+1.4 +1.0	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8	1.2 2.8	+1.0 -0	+2.8 +2.2	1.8 3.4	+1.0 -0	+3.4 +2.8	2.4 5.0	+1.6 -0	+5.0 +4.0
1.97-2.56	0.6 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.3	0.8 2.7	+1.2 -0	+2.7 +2.0	1.3 3.2	+1.2 -0	+3.2 +2.5	2.3 4.2	+1.2 -0	+4.2 +3.5	3.2 6.2	+1.8 -0	+6.2 +5.0
2.56-3.15	0.7 1.9	+0.7 -0	+1.9 +1.4	1.0 2.9	+1.2 -0	+2.9 +2.2	1.8 3.7	+1.2 -0	+3.7 +3.0	2.8 4.7	+1.2 -0	+4.7 +4.0	4.2 7.2	+1.8 -0	+7.2 +6.0
3.15-3.94	0.9 2.4	+0.9 -0	+2.4 +1.8	1.4 3.7	+1.4 -0	+3.7 +2.8	2.1 4.4	+1.4 -0	+4.4 +3.5	3.6 5.9	+1.4 -0	+5.9 +5.0	4.8 8.4	+2.2 -0	+8.4 +7.0
3.94-4.73	1.1 2.6	+0.9 -0	+2.6 +2.0	1.6 3.9	+1.4 -0	+3.9 +3.0	2.6 4.9	+1.4 -0	+4.9 +4.0	4.6 6.9	+1.4 -0	+6.9 +6.0	5.8 9.4	+2.2 -0	+9.4 +8.0
4.73-5.52	1.2 2.9	+1.0 -0	+2.9 +2.2	1.9 4.5	+1.6 -0	+4.5 +3.5	3.4 6.0	+1.6 -0	+6.0 +5.0	5.4 8.0	+1.6 -0	+8.0 +7.0	7.5 11.6	+2.5 -0	+11.6 +10.0
5.52-6.30	1.5 3.2	+1.0 -0	+3.2 +2.5	2.4 5.0	+1.6 -0	+5.0 +4.0	3.4 6.0	+1.6 -0	+6.0 +5.0	5.4 8.0	+1.6 -0	+8.0 +7.0	9.5 13.6	+2.5 -0	+13.6 +12.0

\* Tomado del Mott, 1995.

El esfuerzo admisible para el acero, con un factor de seguridad  $n = 3$ , es

$$\sigma_{\text{adm acero}} = \frac{S_y}{n} = 70 \text{ MPa}$$

Con el mismo factor de seguridad, para el bronce se tiene

$$\sigma_{\text{adm bronce}} = \frac{S_y}{n} = \frac{393 \text{ MPa}}{3} = 131 \text{ MPa}$$

El esfuerzo por tracción en la guía es

$$\sigma_o = p \cdot \left( \frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} \right) = 45,01 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{adm acero}} \quad (4.56)$$

El esfuerzo por compresión en la bocina es

$$\sigma_i = -p \cdot \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right) = 114,05 \text{ MPa.} \leq \sigma_{\text{adm bronce}} \quad (4.57)$$

El incremento en el diámetro de la guía es

$$\delta_o = \frac{2 \cdot b \cdot p}{E_o} \left( \frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + \nu_o \right) = 0,01618 \text{ mm.} \quad (4.59)$$

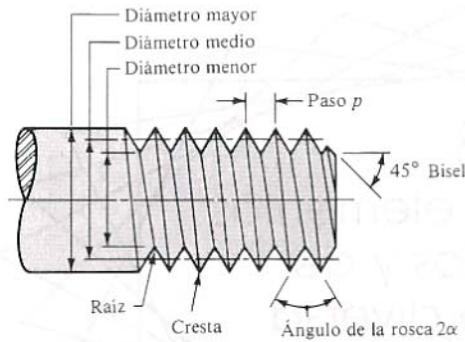
La disminución en el diámetro de la bocina es

$$\delta_i = -\frac{2 \cdot b \cdot p}{E_i} \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \nu_i \right) = 0,0788 \text{ mm.} \quad (4.60)$$

Se tiene que

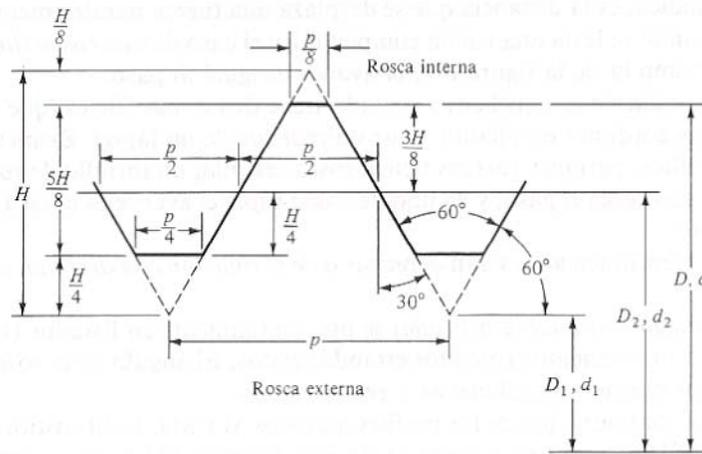
$$\delta_o + \delta_i = 0,09398 \text{ mm.} = \delta \quad \text{OK.}$$

Ahora se debe estudiar el comportamiento de los pernos a utilizar para acoplar esta base con la plancha para el giro expresada en la Figura 4.25. Para esto se realiza el estudio de cargas constantes en pernos debido a cargas excéntricas.



**Figura 4.31.** Nomenclatura para una rosca de Tornillo.

La terminología empleada para los tornillos de sujeción es muy similar a la empleada para los tornillos de potencia antes diseñados (Figura 4.30), por consiguiente tomaremos los mismos elementos con la misma nomenclatura antes empleados.



**Figura 4.32.** Perfil básico de filete para roscas métricas MJ y M.

Todas las roscas nombradas a continuación para su posterior estudio son derechas (de formación a la derecha). Para este tipo de tornillos existen otros tipos de roscas diferentes a las empleadas en el tornillo de potencia las cuales se explican a continuación.

La rosca estándar Nacional Americana (Unificada) es la más utilizada en los Estados Unidos y Gran Bretaña en elementos sujetadores roscados. Se caracteriza por tener crestas de los hilos redondeadas o aplanadas y el ángulo de la rosca es de 60°. Existen las roscas M y MJ, donde la M sustituye al de pulgadas y el perfil ISO 68 con rosca simétrica de 60°, y el MJ es un perfil con un entalle redondeado en la raíz de una rosca tipo externo, y un diámetro menor más grande en las roscas interna y externa. A continuación se presentan dos tablas útiles a la hora de diseñar y seleccionar piezas roscadas, donde el tamaño de la rosca se especifica por el paso “p” y por el número de hilos por pulgada “N”.

Tabla 4.8. Características de roscas unificadas UNC y UNF.

DIÁMETRO MAYOR NOMINAL $d$	SERIE DE PASO BASTO			SERIE DE PASO FINO		
	PASO $p$	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR	PASO $p$	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR
		$A_t$	$A_r$		$A_t$	$A_r$
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

\* Tomado del Shigley, 1990.

Se ha demostrado en distintos estudios de barras roscadas que su comportamiento es similar al de una barra sin roscar de diámetro igual al diámetro medio de la rosca, teniendo la misma resistencia a la tensión.

De las roscas unificadas se tiene de uso común dos clasificaciones que son: UN y UNR. La diferencia radica en que la serie UNR tiene más alta resistencia a la fatiga debido a la reducción en los factores de concentración de esfuerzos.

Para la designación de las roscas tipo unificado se deben especificar enunciando el diámetro mayor nominal, el número de hilos por pulgadas y la designación de la serie, por ejemplo: ¼ pulg. – 18 UNRF. Por otra parte para designar las roscas métricas se deben especificar expresando el diámetro y el paso en milímetros, en ese orden, por ejemplo: M12 x 1.75.

Las uniones con pernos y las uniones remachadas sometidas al corte se estudian de igual manera en diseño y análisis.

En la Figura 4.33(a) se muestra una unión con un solo remache cargada al corte y en 4.33(b) se indica una falla por flexión del remache o de los elementos remachados. El momento flector es aproximadamente

$$M = \frac{F \cdot t}{2} \tag{4.61}$$

Donde: F: fuerza cortante

t: grueso total de las piezas sujetadas

despreciando la concentración de esfuerzos, el esfuerzo por flexión en las piezas unidas o en el remache es

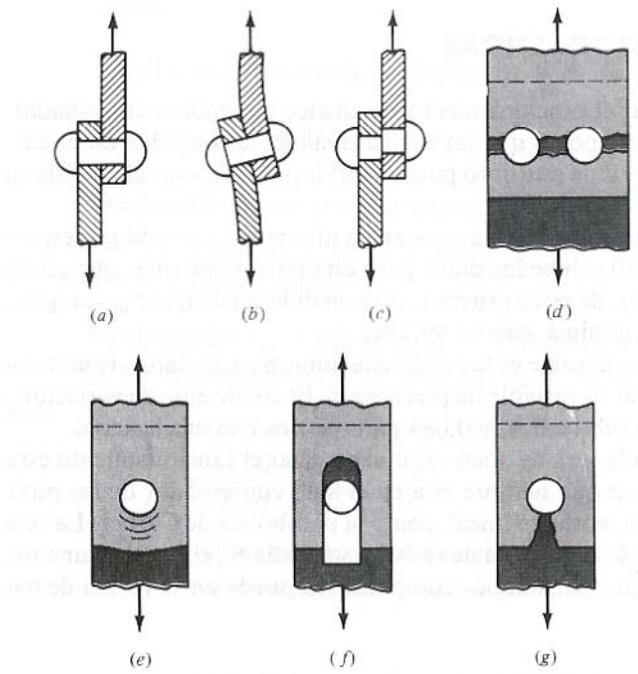
$$\sigma = \frac{M}{I/c} \tag{4.62}$$

donde  $I/c$  es el módulo de sección correspondiente al elemento sujetado más débil o para el remache o los remaches dependiendo de qué esfuerzo se esté evaluando.

En la Figura 4.33(c) se indica la falla del remache por cortante puro. El esfuerzo en el remache es

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.63)$$

donde  $A$  es el área transversal de todos los remaches del grupo.



**Figura 4.33.** Modos de falla para carga cortante en una unión o junta atornillada o remachada

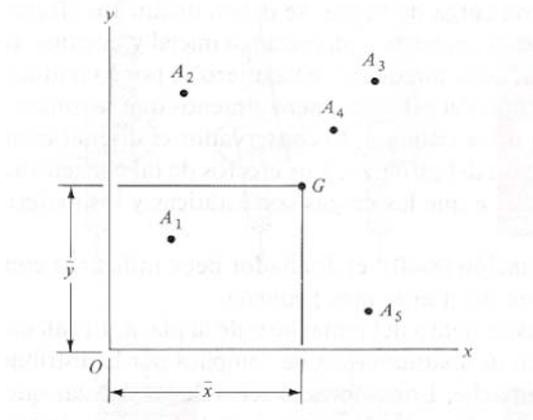
La Figura 4.33(e) presenta una falla por aplastamiento del remache o de la placa. El cálculo de este esfuerzo que generalmente se llama esfuerzo de aplastamiento, se complica por la distribución de la carga sobre la superficie cilíndrica del remache. Los valores exactos de las fuerzas que actúan sobre el remache se desconocen, y se acostumbra establecer entonces la hipótesis de que las

componentes de estas fuerzas están distribuidas de manera uniforme sobre el área de contacto proyectada del remache. Esto da, para el esfuerzo, la expresión

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4.64)$$

donde el área proyectada para un solo remache es  $A = t \cdot d$ . Aquí “t” es el espesor de la placa más delgada y d es el diámetro del remache o del perno.

En la Figura 4.34 sean  $A_1$  a  $A_5$  las áreas transversales respectivas de un grupo de cinco pernos. Estas piezas no tienen que ser necesariamente del mismo diámetro. Para determinar las fuerzas cortantes que actúan sobre cada perno, es necesario saber la localización del centroide del grupo. Por estática se sabe que el centroide G se localiza por coordenadas, donde  $X_i$  y  $Y_i$  son las distancias respectivas de los centros de los pernos. En muchos casos las coordenadas centroidales pueden determinarse por simetría.



**Figura 4.34.** Ubicación genérica de varios tornillos o remaches.

$$\bar{x} = \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 + A_3 \cdot x_3 + A_4 \cdot x_4 + A_5 \cdot x_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5} = \frac{\sum_1^n A_i \cdot x_i}{\sum_1^n A_i} \quad (4.65)$$

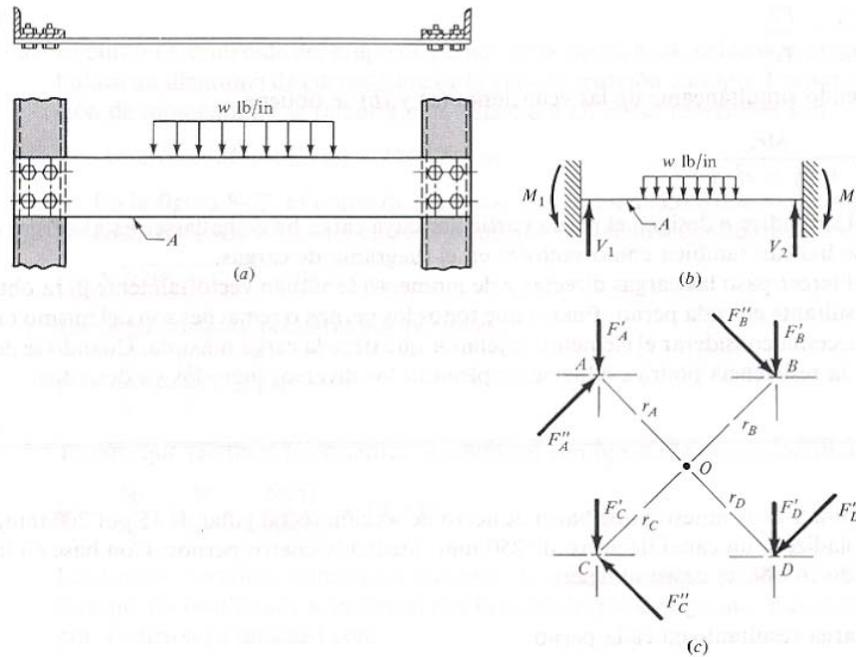
$$\bar{y} = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3 + A_4 \cdot y_4 + A_5 \cdot y_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5} = \frac{\sum_1^n A_i \cdot y_i}{\sum_1^n A_i} \quad (4.66)$$

En la Figura 4.35 se tiene un ejemplo de carga excéntrica de sujetadores. Se representa ahí una parte de la armazón de una máquina en la que hay una viga A sometida a la acción de una carga flexionante. En este caso, la viga se fija en sus extremos a miembros verticales por medio de pernos. En el esquema de la Figura 4.35(b) puede apreciarse que se trata de una viga estáticamente indeterminada, con ambos extremos empotrados y con reacciones de momento M y de fuerza cortante V en los extremos.

Para facilitar la comprensión, los centros de los pernos de la unión en un extremo de la viga se representan a mayor escala en la Figura 4.35(c). El punto O es el centroide del grupo, y en este ejemplo se supondrá que todos los pernos son del mismo diámetro. La carga total tomada por cada uno se calculará en tres pasos. En el primero la fuerza cortante V se dividirá en partes iguales entre los pernos, de modo que a cada uno corresponda

$$F' = \frac{V}{n} \quad (4.67)$$

donde “n” es el número de pernos en el grupo y la fuerza F’ se denomina carga directa o carga cortante primaria.



**Figura 4.35.** Ejemplo genérico de viga atornillada a ambos extremos.

Se observa que una distribución equitativa de la carga directa a los pernos supone un elemento absolutamente rígido. A veces la disposición de los pernos o la forma y tamaño de los elementos, justifica el empleo de otra hipótesis acerca de la división de la carga. Las cargas directas  $F'$  se muestran como vectores en el diagrama de cargas (Fig. 4.34(c)).

La carga de momento o carga cortante secundaria, es la carga adicional que hay sobre cada perno debida al momento  $M$ . Si  $r_A, r_B, r_C$ , etc., son las distancias radiales desde el centroide hasta el centro de cada perno, entonces el momento y las cargas de momento se relacionan como sigue:

$$M = F''_A \cdot r_A + F''_B \cdot r_B + F''_C \cdot r_C \dots \quad (4.68)$$

donde  $F''$  es la carga de momento. La fuerza que recibe cada perno depende de su distancia al centroide, es decir, el perno mas alejado del centro de gravedad recibe la

carga mayor, en tanto que el más próximo absorbe la menor. Por consiguiente, puede escribirse

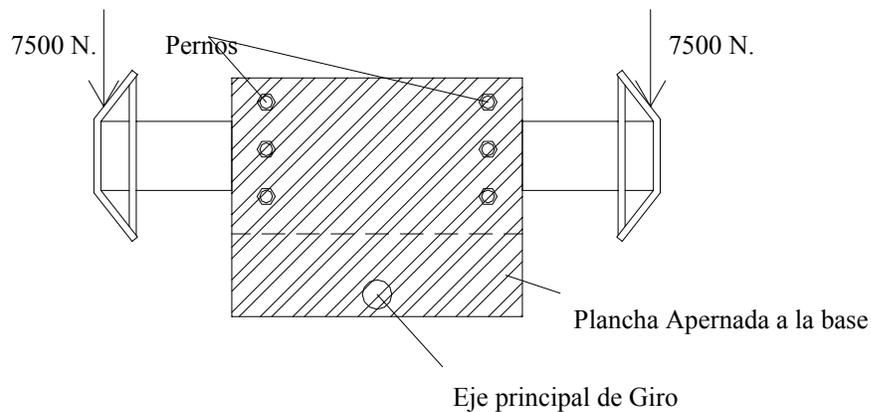
$$\frac{F''_A}{r_A} = \frac{F''_B}{r_B} = \frac{F''_C}{r_C} \quad (4.69)$$

Resolviendo simultáneamente (4.68) y (4.69) se obtiene

$$F''_n = \frac{M \cdot r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 \dots} \quad (4.70)$$

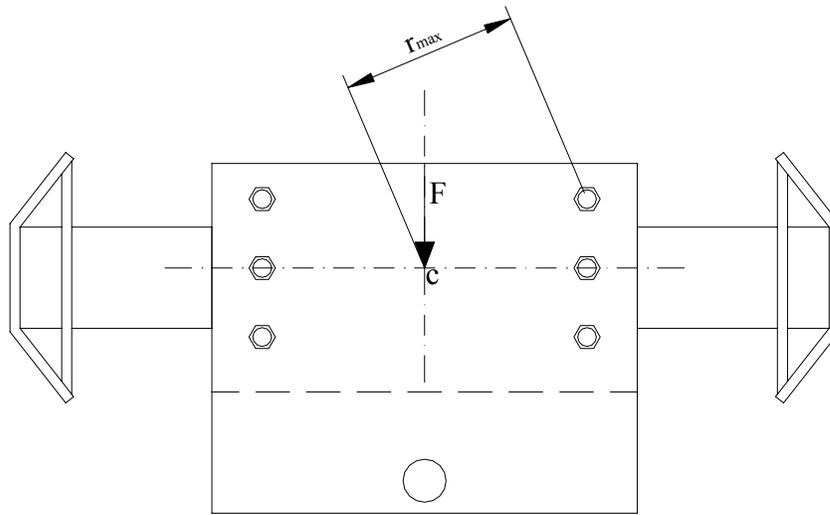
donde el subíndice “n” designa el perno particular cuya carga ha de hallarse.

En nuestro caso se tiene una distribución que se puede observar en la Figura 4.36.



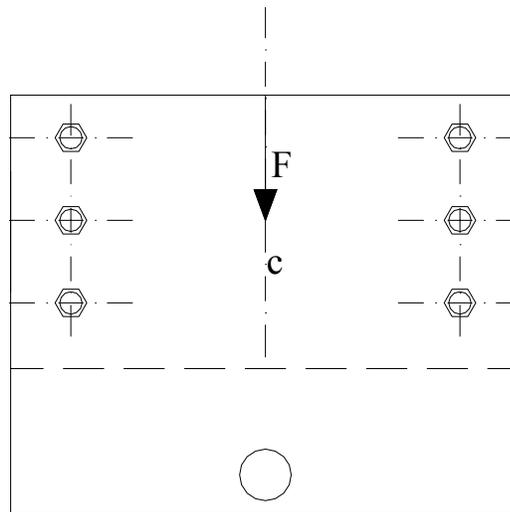
**Figura 4.36.** Distribución de Pernos en la Plancha.

Se puede observar que la configuración de pernos esta sometida a una carga conformada por el peso de las partes del sistema más la carga observada en la Figura 4.36, obteniendo una carga total de 15600 N.



**Figura 4.37.** Vista trasera de la Plancha apernada.

Se obtiene entonces un sistema de seis (6) pernos que absorben la fuerza cortante.



**Figura 4.38.** Ejemplo Ubicación de los pernos en la plancha con las cargas a las que se encuentran sometidos.

Se tiene entonces

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{15,6 \text{ KN}}{6} = 2,6 \text{ KN.}$$

Ya que no existe ningún momento torsor, las fuerzas secundarias no existen.

Ahora se aplica la teoría de esfuerzo cortante máximo y un factor de seguridad  $n = 4$ , tenemos

$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{S_y}{2 \cdot n} = 26,25 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{F}{A}$$

Despejando el área de la sección transversal se puede seleccionar un tornillo métrico comercial

$$A = \frac{F}{\tau_{\max}} = \frac{2600 \text{ N}}{26,25 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2} = 9,904 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 = 99,047 \text{ mm}^2$$

De la 4.8 de paso basto tenemos que un tornillo de 14 mm. de diámetro tiene un área al diámetro menor de  $115 \text{ mm}^2$ . cumple con este requisito, siendo entonces este el tornillo a utilizar para unir la plancha con el tubo estructural cuadrado.

El espesor mínimo de la plancha a utilizar esta regido por el esfuerzo de aplastamiento máximo, con la cual tenemos

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot d} = \frac{2600 \text{ N.}}{t \cdot 0,020 \text{ m.}} \tag{4.72}$$

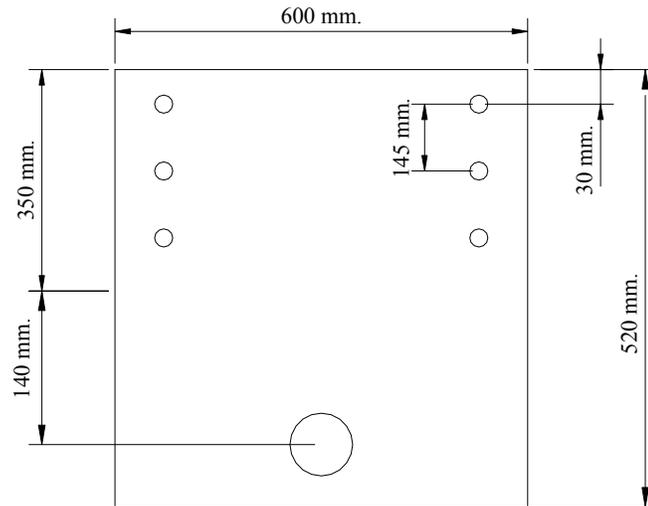
Teniendo un esfuerzo máximo utilizando un factor de seguridad  $n = 4$ , se tiene

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{S_y}{n} = 52,5 \text{ MPa}$$

Despejando entonces “t” de (4.72)

$$t = \frac{2600 \text{ N.}}{52,5 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \cdot 0,020 \text{ m.}} = 2,47 \cdot 10^{-3} \text{ m.} = 2,47 \text{ mm.}$$

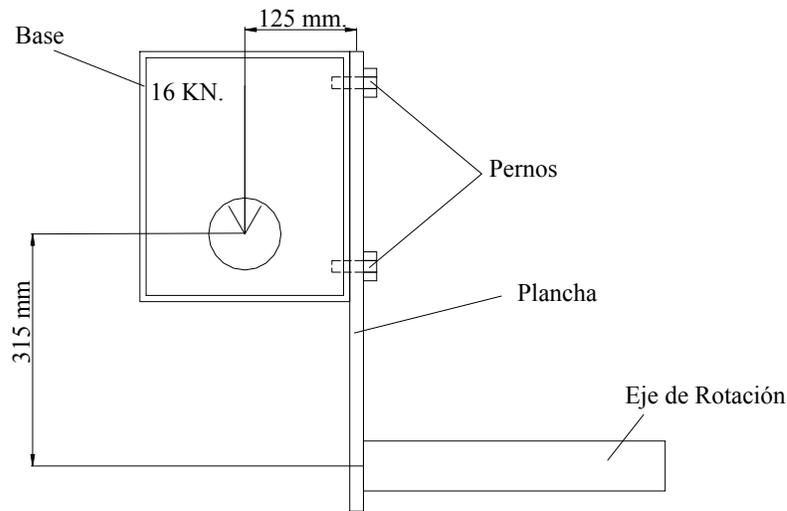
Las dimensiones establecidas para la plancha se muestran en la Figura 4.39.



**Figura 4.39.** Dimensiones Establecidas para la Plancha.

El espesor recomendado hasta el momento se puede asumir por falla por aplastamiento, en 5 mm., pero debemos comprobar que esta no falle por el resto de los esfuerzos a la que esta sometida esta plancha.

Se supone entonces esta plancha como una viga empotrada en el eje de giro principal, y se calcula para el momento flector que se genera por la carga excéntrica como se observa en la Figura 4.40.



**Figura 4.40.** Vista Lateral del Sistema, con la base rectangular, la plancha y el eje de giro.

Se limita entonces su deflexión a 0,01 cm, y aplicando la ecuación para una barra empotrada, y con otro extremo libre, sometida a un momento flector en el extremo tenemos

$$y_{\max} = \frac{M \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (4.73)$$

Donde M: momento flector en el extremo generado por la carga excéntrica (Figura 4.40)  $M = 2000 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

L: largo de la viga (490 mm.)

E: módulo de elasticidad (207 GPa.)

$y_{\max}$ : deflexión máxima (0,01 cm.)

Despejando entonces la inercia, teniendo como resultado

$$I = 1160 \text{ cm}^4.$$

Se sabe que la inercia de una sección rectangular es

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (4.74)$$

En nuestro caso es necesario conocer “h”, entonces despejando de la ecuación (4.74) sustituyendo  $I = 1160 \text{ cm}^4$ . y  $b = 600 \text{ mm}$ . (ver Figura 4.39), obteniendo

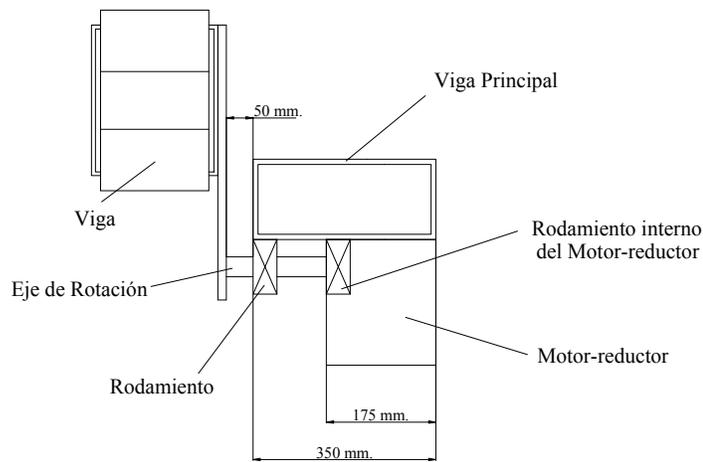
$$h = 2,85 \text{ cm} = 28,52 \text{ mm}.$$

Para esto se utiliza una plancha de acero al carbono de calidad estructural (ASTM A-36), esta calidad cubre perfiles, láminas y barras de acero al carbono para ser soldadas, remachadas o atornilladas para propósitos estructurales en general. El espesor comercial de esta plancha es de 38 mm.

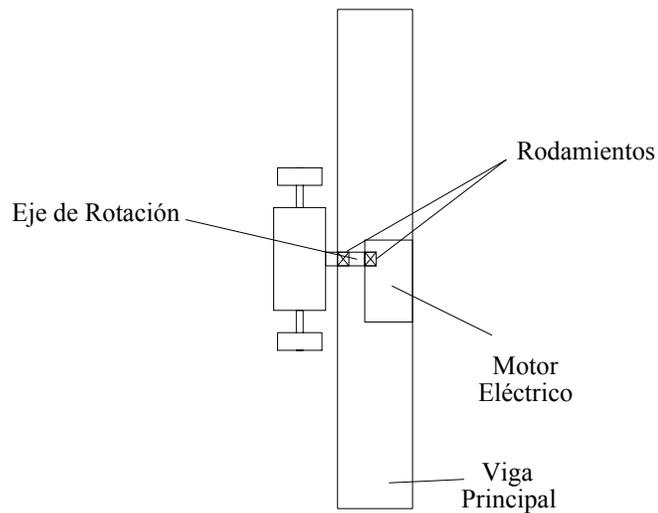
#### **4.2.7 Dispositivo de giro para el sistema de agarre y selección de sus rodamientos**

El chasis debe ser volteado luego de estar acoplado al sistema de agarre, y levantado por el sistema de elevación. Para esto se diseña un eje para realice el movimiento giratorio como se observa en la Figura 4.41 y 4.42.

La base principal del sistema es un tubo estructural rectangular de sección 350x170x9 (sección comercial en mm.). Para una disminución de la deflexión del eje, se configura la sección que se encuentra en voladizo (ver Figura 4.41), en 50 mm., una distancia corta para la disminución del momento flector, y lo suficiente larga como para separar el sistema de agarre de la viga principal del sistema.



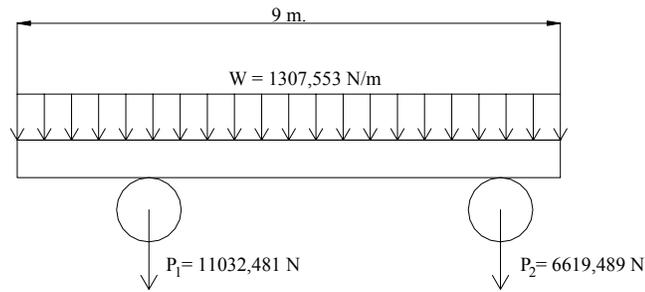
**Figura 4.41.** Vista lateral del sistema de agarre.



**Figura 4.42.** Vista de Planta del sistema de agarre.

El chasis tiene acoplado los ejes delanteros y traseros. Al girar, el chasis y sus ejes ejercen momento sobre el eje de giro. Se observa en la Figura 4.43 el chasis en posición horizontal.

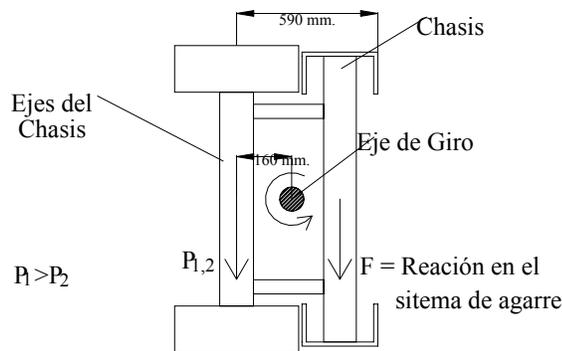
Ahora cuando la máquina gira el chasis, lo gira por el eje expresado en la Figura 4.44, el eje de giro es colocado a 16 cm. de los ejes del chasis debido a razones geométricas y conveniencias de cargas, como por ejemplo un momento en ese eje de giro equilibrado para los chasis existentes en la línea de producción..



**Figura 4.43.** Vista lateral esquemática del chasis en posición horizontal.

El momento torsor se obtiene a partir de la diferencia entre los pesos de los ejes y el peso del chasis (ver Figura 4.43), trasladados al eje de giro como se observa en la Figura 4.44. Con esos datos se tiene que

$$T = 17.651,970 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m} - 1307,553 \text{ N} \cdot 0,315 \text{ m} = 882,598 \text{ N} \cdot \text{m}$$



**Figura 4.44.** Vista del chasis a 90° por la parte trasera.

La fuerza que se ejerce F es la reacción en el sistema de agarre (15000 N.) más el peso del sistema de agarre en su totalidad tenemos una carga total de 16 KN., además esta fuerza genera un momento flector en el extremo del eje de 1600 N·m. (Producto de la fuerza de 16 KN. y el brazo de 100 mm.) Entonces se generan los diagramas de fuerza cortante y momento flector por medio del programa MD\_SOLIDS, y por dimensionado de ejes se tiene

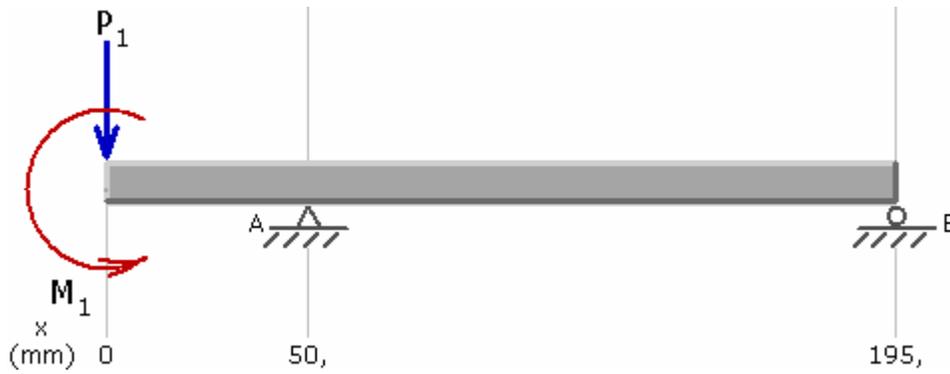
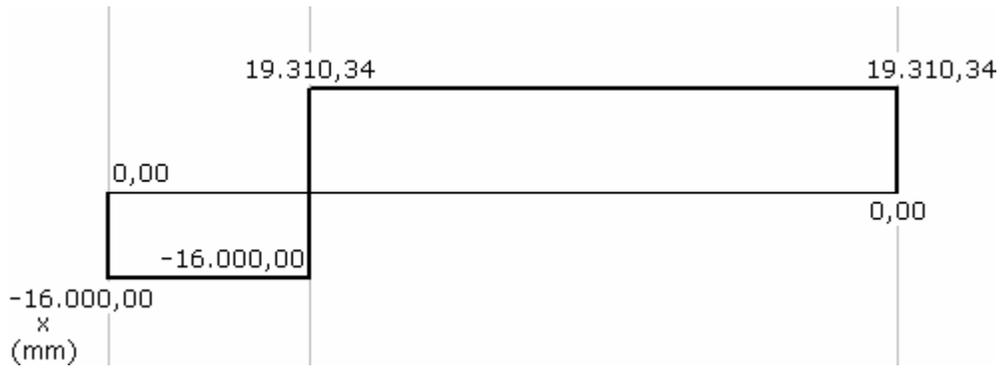


Figura 4.45. Modelo propuesto para estudio del eje de giro.

Fuerza cortante (N)



Momento Flector (N.m.)

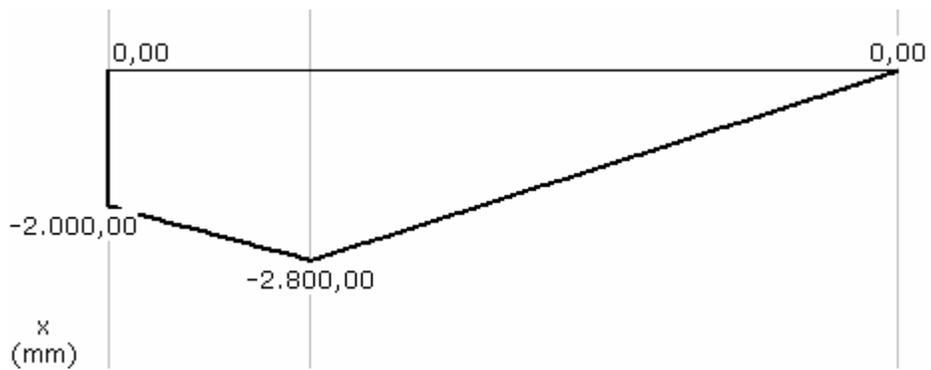


Figura 4.46. Fuerza Cortante y Momento Flector presentes en el eje de giro.

Por medio de la de la ecuación (4.36) y un factor de seguridad de 3 se tiene

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 1,5}{\pi \cdot S_y} \cdot \left[ (2400 \text{ N} \cdot \text{m})^2 + (882,598 \text{ N} \cdot \text{m})^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 7,19 \text{ cm.}$$

Utilizaremos para este eje una barra de acero comercial 1020 o acero estructural de 76,2 mm. [3 pulg.] y se maquina hasta obtener un eje de 75 mm. para especificar sus rodamientos.

Conociendo estas dimensiones ahora se pueden seleccionar los rodamientos utilizados (Figura 4.41). En este caso los cojinetes a seleccionar, a diferencia del cojinete axial, solo soportan carga radial para el cual se sigue un procedimiento similar.

Se utiliza un rodamiento de rodillos cónicos. La carga dinámica equivalente para estos rodamientos se determina de la siguiente manera

Como  $F_a/F_r \leq e$ , utilizamos la ecuación (4.37)

$$P = F_r$$

La carga radial  $F_r$  es la reacción en los apoyos del eje de giro con mayor valor, para seleccionar ambos rodamientos, entonces la carga equivalente  $P$  es

$$P = F_r = 32,5 \text{ KN.}$$

Se tiene que el diámetro del eje en la que se encuentra el rodamiento será de 75 mm. por consiguiente se selecciona un rodamiento 32915 con las siguientes características principales

$$C = 70,4 \text{ KN.}$$

$$C_o = 116 \text{ KN.}$$

La carga estática equivalente se determina a partir de la ecuación (4.39)

En nuestro caso no existe carga axial, por lo tanto tenemos

$$P_o = F_r = 16,25 \text{ KN.}$$

Determinando  $s_o$ , con el uso de la ecuación (4.40)

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = 7,03$$

El manual del fabricante recomienda un factor de seguridad estático para rodamientos de bolas, con altos requerimientos relativos al funcionamiento silencioso y cuyo tipo de funcionamiento es carga de choque notable  $s_o \geq 2$ , por lo tanto el rodamiento cumple con los requerimientos (tabla 4.4).

La vida útil de diseño se tiene de la ecuación (4.41) (rodamiento de rodillos,  $p = 10/3$ ).

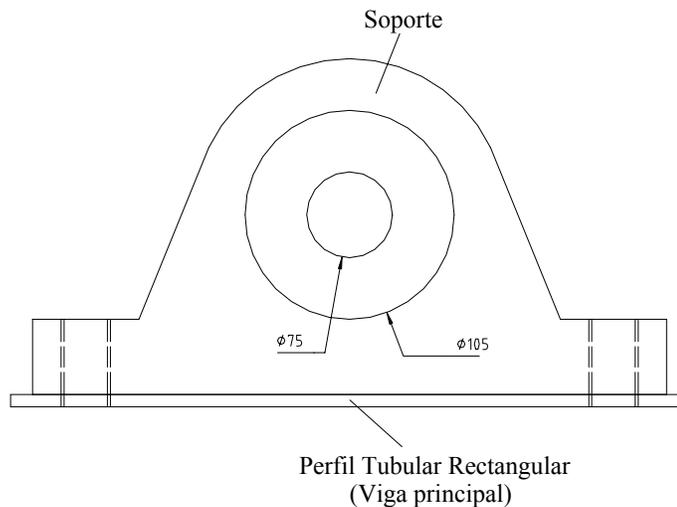
$$L_d = 22 \cdot 10^6 \text{ ciclos}$$

Estimando que el sistema gira a 1 revolución por chasis. En la línea se voltean aproximadamente 30 chasis diariamente, entonces se tiene un total por día de 30 ciclos. Según la vida útil del diseño este rodamiento tiene una vida útil en días de 730000 días aproximadamente.

El rodamiento interno del motor es un 30215, que cumple con las condiciones en este caso.

Este rodamiento requiere al igual que el rodamiento del eje de transmisión un soporte, el soporte será similar al diseñado anteriormente, pero con distintas dimensiones internas, ya que este rodamiento es mayor en sus diámetros (Figura 4.47).

Para los pernos utilizados, se toma en cuenta la reacción en el rodamiento como carga principal en los elementos roscados, siguiendo un procedimiento similar al realizado en el soporte anterior, y con una carga que es la mitad de la reacción en ese soporte, obteniendo  $P = 8,25 \text{ KN}$ , se procede a calcular el factor de seguridad implicado en el sistema seleccionando un perno en un proceso iterativo, hasta encontrar un perno con  $n > 3$ .



**Figura 4.47.** Soporte del rodamiento 32012X.

Sustituyendo las ecuaciones (4.47a) y (4.48) en la ecuación (4.49) se obtiene

$$n = \frac{0,75 \cdot A_t \cdot S_p}{(1 - C) \cdot P}$$

Luego del proceso iterativo aplicado se obtiene un perno M16x2 de 70 mm. de largo, con las siguientes características (tablas 4.6 y 4.7).

$$A_t = 157 \text{ mm}^2.$$

$$S_p = 225 \text{ MPa}.$$

$$L = 70 \text{ mm}.$$

$$L_t = 38 \text{ mm.}$$

$$L_d = 22 \text{ mm.}$$

$$A_d = 201 \text{ mm}^2.$$

$$E = 207 \text{ GPa.}$$

Con las mismas condiciones que en el caso anterior, variando solo el espesor de la placa en donde se coloca el soporte que en este caso es de 9 mm., sustituyendo en (4.51), (4.53a) y (4.53)

$$k_b = 0,797 \text{ MN/mm.}$$

$$k_m = 3,41 \text{ MN/mm.}$$

Obteniendo “C” de la ecuación (4.50)

$$C = 0,189$$

Finalmente con C, P,  $A_t$ ,  $S_p$  se obtiene

$$n = 3,96.$$

El torque necesario para el apriete de estos pernos es, por (4.47)

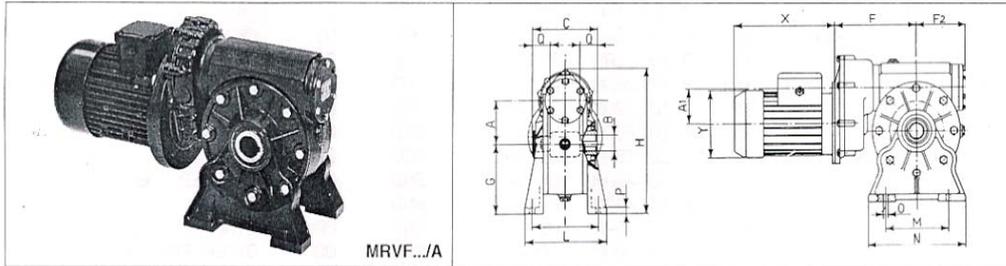
$$T = 85 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

Ya se tienen las características suficientes para poder seleccionar el motor a utilizar en esta sección del sistema. Se conoce que el torque a transmitir es  $T = 890 \text{ N} \cdot \text{m}$ , con lo que se selecciona un motor de 1,1 KW con el que se obtiene 1190 N·m a 5,83 r.p.m., velocidad necesaria para girar el chasis en 5 seg., tiempo razonable para este proceso.

Para esto se selecciona el motor de menor potencia aplicable a las condiciones del caso: motor trifásico de inducción con potencia de 1,1 KW.; tensión de 220 V.; corriente de 5 A.; frecuencia de 60 Hz.; de cuatros (4) polos, cuya velocidad de salida es de 1750 r.p.m. acoplado a un reductor con relación 300:1, obteniendo una velocidad de salida de 250 r.p.m. Se recomienda el uso de un motor-reductor del Grupo Bonfiglioli modelo MRVF 150/A (o un motor equivalente) que se observa en la Figura 4.48, con las siguientes dimensiones:

$$X = 252 \text{ mm.} \quad Y = 176 \text{ mm.} \quad H_2 = 400 \text{ mm.}$$

$$F = 270 \text{ mm.} \quad F_1 = 179 \text{ mm.} \quad N = 330 \text{ mm.}$$



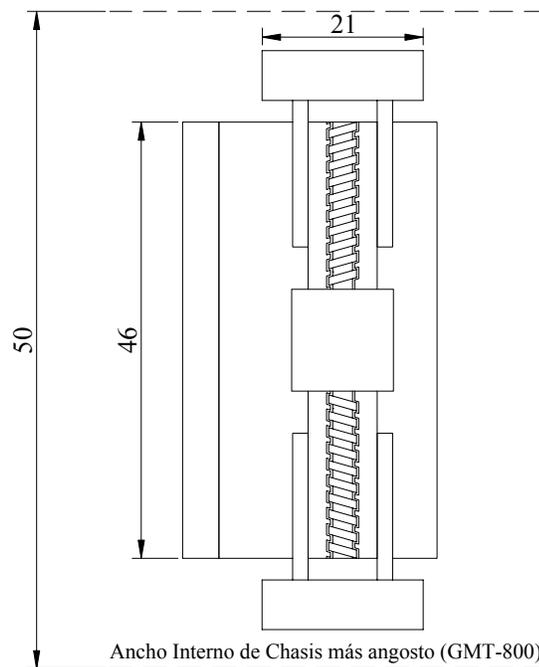
**Figura 4.48.** Motor MRVF 150/A.

### 4.3 Sistema Delantero

Para el sistema delantero se calculan las partes cuyas dimensiones, por características de los chasis, varían entre la parte trasera y la delantera. Los elementos que no son calculados en esta sección del Capítulo IV, se asumen iguales a los calculados en el sistema trasero, ya que las cargas son las mismas, lo único que varía en el sistema son las dimensiones, las cuales son definidas a continuación.

#### 4.3.1 Dimensionado Inicial del Sistema Delantero

Se puede observar en la Figura 4.49 las dimensiones ahora del sistema de agarre delantero.



**Figura 4.49.** Configuración esquemática del sistema (cm.).

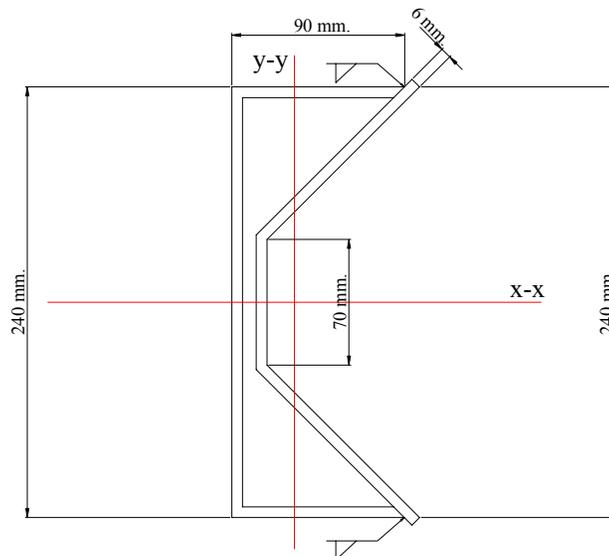
Se puede observar un cambio considerable en el diseño, esto es porque el sistema delantero es problemático con las dimensiones, si se realiza un diseño para que el sistema entre en el chasis más angosto, el brazo no es lo suficientemente largo

como para alcanzar el chasis más ancho, y si se diseña para el chasis más ancho, el sistema no es lo suficientemente angosto para entrar en el chasis más angosto, para esto se decide diseñar un brazo telescópico, con esto se tiene una configuración para los chasis que son angostos y otra para los chasis anchos.

Con estas dimensiones preestablecidas se puede comenzar con el cálculo del sistema de agarre delantero comenzado desde la parte en contacto con el chasis.

### 4.3.2 Cálculo de la Viga

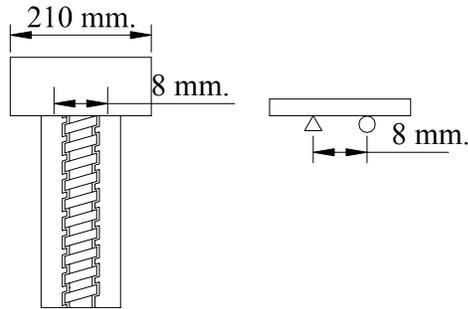
En este caso a diferencia del sistema trasero, por conveniencia geométrica y utilizando el mismo espesor obtenido en el sistema trasero se configurará la viga como se observa en la Figura 4.50.



**Figura 4.50.** Perfil de la Viga #2 (mm).

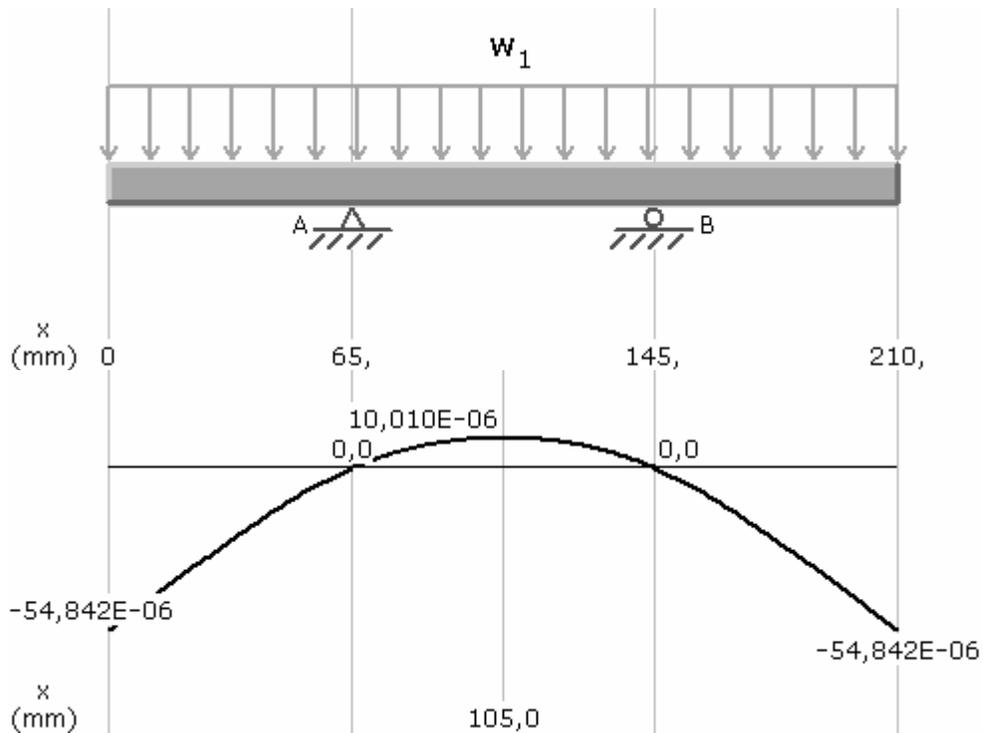
La carga, como se estableció al principio del capítulo en posición vertical (15000 N.) establece el caso crítico al que estará sometida la viga, entonces se estudia la deflexión de esta viga por medio del programa MD\_SOLIDS. Se tiene dos apoyos separados 8 cm. (que se comprueba luego con el tubo roscado a utilizar) como se muestra en la Figura 4.51, por lo tanto dividiendo la carga entre la longitud de la

viga se tiene que  $w = 714,285 \text{ N/cm}$ . con la carga distribuida en la totalidad de la viga.



**Figura 4.51.** Dibujo esquemático de las partes giratorias del sistema de agarre delantero.

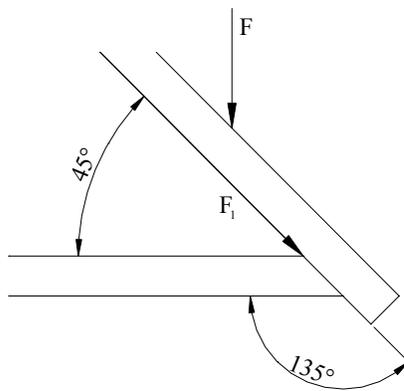
Observando entonces el modelo planteado y su diagrama de deflexión (mm.) se tiene



**Figura 4.52.** Deflexión en la viga del sistema delantero (mm.).

Se observa en la Figura 4.52 que la deflexión máxima en esta viga es bastante pequeña, por lo tanto se comprueba la aplicación de este perfil en esta sección del sistema.

Para esto se debe seleccionar el electrodo para la soldadura a utilizar con la finalidad de unir este perfil C con la plancha de 6 mm. de espesor de acero, para esto se deben estudiar las cargas a las que esta sometido el cordón de soldadura, como se muestran a continuación.



**Figura 4.53.** Fuerzas a las que se somete el cordón de soldadura.

Se puede observar que  $F_1$  genera en la soldadura un esfuerzo cortante. La carga  $F = 7500 \text{ N}$ .

El área de la soldadura, es la siguiente:

$$A = \cos(135^\circ/2) \cdot h \cdot d, \quad \text{Donde} \quad \begin{array}{l} d: \text{Largo de la soldadura (210 mm.).} \\ h: \text{Garganta de la soldadura.} \end{array}$$

El esfuerzo producido por  $F$  es:

$$\tau = \frac{F_1}{A} = \frac{F \cdot \cos 45^\circ}{0,382 \cdot h \cdot d} \quad (4.76)$$

De la tabla 4.1 se extrae que una junta a tope o de filete tiene un esfuerzo permisible de

$$\tau_{adm} = 0,40 \cdot S_y \quad (4.77)$$

Siendo  $S_y$  la resistencia a fluencia del electrodo utilizado.

Para un electrodo E-7016-A1,  $S_y = 393$  MPa., según la tabla 4.2.

Se tiene que

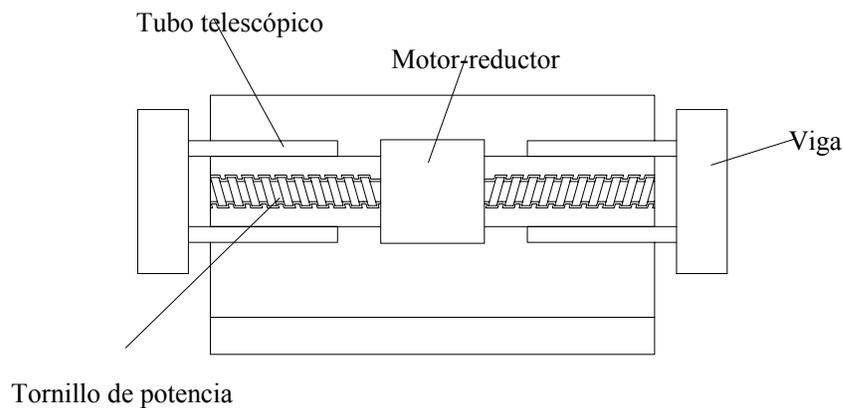
$$\tau_{adm} = 0,4 \cdot 393 \text{ MPa} = 157,2 \text{ MPa.}$$

De la ecuación (4.76).

$$h = 0,419 \text{ mm.}$$

Se utiliza un electrodo E-7016-A1 de 5 mm. de diámetro, con el cual se realiza un solo pase de relleno, logrando una garganta de 3,53 mm.

### 4.3.3 Diseño del Sistema de Transmisión y Movimiento



**Figura 4.54.** Partes del Sistema de Transmisión y Movimiento delantero.

a) Sistema de Tornillo de Potencia

Siguiendo el procedimiento utilizado en el sistema trasero se tiene

$$\sigma_a = \frac{S_y}{n} = \frac{210 \text{ MPa}}{2} = 105 \text{ MPa.} \quad (4.78)$$

$$\tau_a = \frac{S_y}{2n} = \frac{210 \text{ GPa}}{2 \cdot 2} = 52,5 \text{ GPa.} \quad (4.79)$$

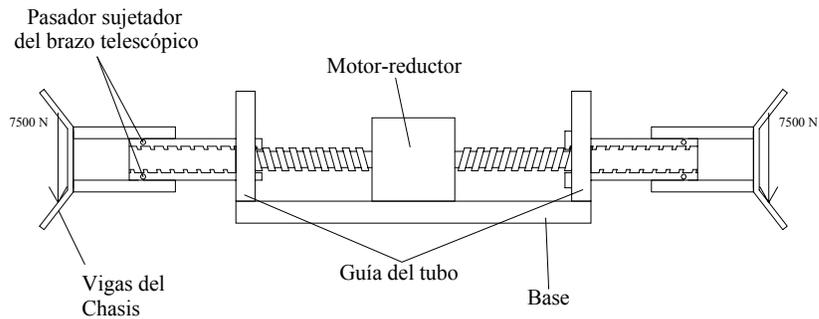
$$A_t = \frac{F}{\sigma_a} = \frac{15000 \text{ N}}{105 \text{ MPa}} = 1,429 \text{ cm}^2 \cdot [0,221 \text{ pulg}^2 \cdot] \quad (4.80)$$

A partir de la tabla 4.3, se selecciona un tornillo similar al utilizado en el sistema trasero, cuya longitud es 12 cm.

El motor a utilizar tiene las mismas características que en el sistema trasero.

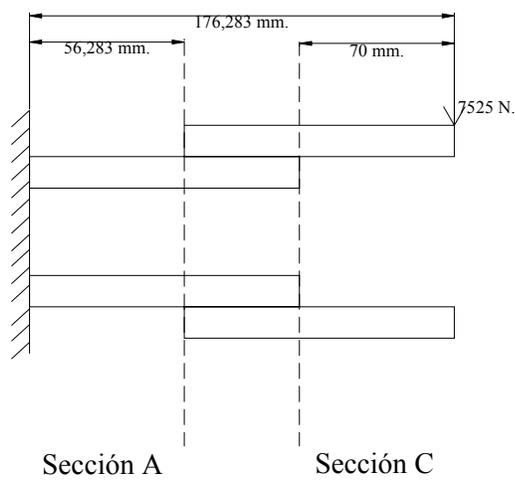
#### 4.3.4 Tubo hueco telescópico roscado internamente

Este tubo telescópico está constituido por el mismo tubo roscado internamente que en el sistema trasero, y un tubo externo con diámetro externo de 10,16 cm. y diámetro interior igual al diámetro exterior del tubo interno. Se le colocan unos pasadores para una posición y la otra, para fijar el brazo telescópico dependiendo del chasis que se va a voltear.



**Figura 4.55.** Vista frontal del sistema de agarre cargado por el chasis más ancho (Kodiak).

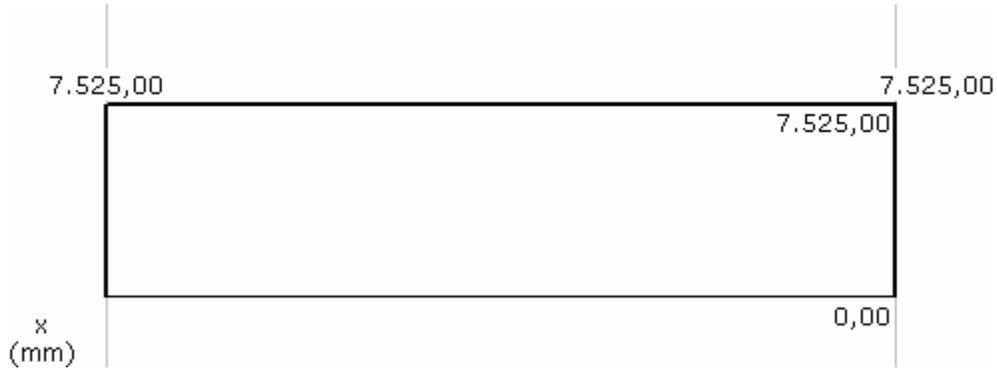
Se modela el tubo telescópico roscado empotrado en un extremo, cargado en el otro con la carga de 7525 N. que absorbe al cargar el chasis más pesado, junto con el peso de la viga. Se observa en la Figura 4.56 que esta es una viga que se debe dividir en tres secciones y por características geométricas su longitud es de 176,283 mm., ya que sus inercias son diferentes, para esto se aplica el método de área de momento para estudiar la deformación en dicho elemento.



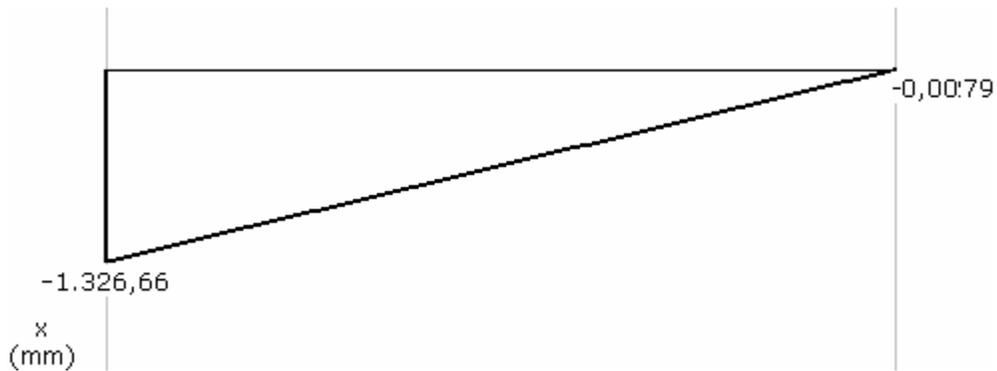
**Figura 4.56.** Modelo para el estudio del Tubo Telescópico.

Las diferentes inercias no influyen en los diagramas de fuerza cortante y momento flector, así que obteniendo estos diagramas se tiene

Fuerza Cortante (N.).



Momento Flector (N · m.).



**Figura 4.57.** Fuerza Cortante y Momento Flector del Tubo Telescópico.

La multiplicación de la inercia en cada una de las secciones por el módulo de elasticidad del material es

$$(E \cdot I)_A = 163.871 \text{ N} \cdot \text{m}^2.$$

$$(E \cdot I)_B = 1.081.379 \text{ N} \cdot \text{m}^2.$$

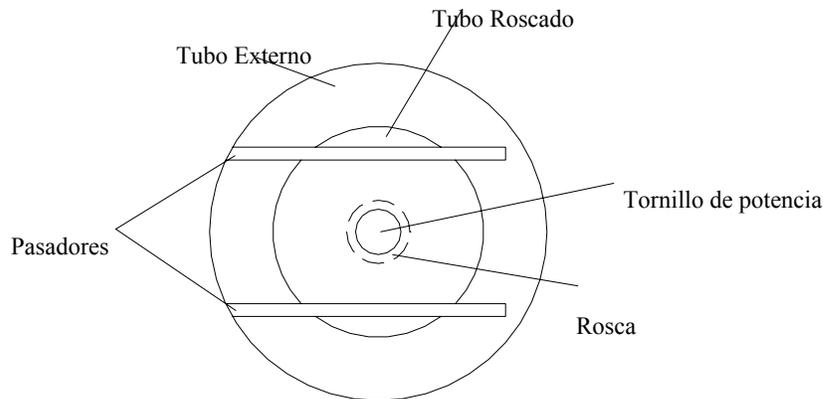
$$(E \cdot I)_A = 917.507 \text{ N} \cdot \text{m}^2.$$

Aplicando el método de área de momento, donde gráficamente se obtiene  $\frac{M}{E \cdot I}$  y luego se obtiene la deflexión en la viga en el extremo se tiene

$$y_{\text{libre}} = 6,19 \cdot 10^{-3} \text{ cm.}$$

Con esto se garantiza que los tubos de manera telescópica soportan la carga, teniendo una deflexión mínima.

Para el cálculo de los pasadores que soportan la carga del chasis cuando este se encuentre rotado 90°, los ubicaremos de manera lateral en los tubos para que estos no se desprendan del sistema cuando este gire. (Figura 4.58)



**Figura 4.58.** Ubicación de los pasadores del Tubo Telescópico.

Cada uno de los pasadores al encontrarse el sistema a 90° absorbe la mitad de la carga a la que se somete, y esta carga se estudia en la sección entre los dos tubos

$$\tau_{\text{max}} = \frac{4 \cdot F}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot 7525 \text{ N}}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2}$$

(4.81)

Se quiere conocer el diámetro de los pasadores para soportar el peso del chasis, basándose en la teoría de esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{S_y}{2 \cdot 2} = 52,5 \text{ MPa.}$$

(4.82)

Sustituyendo en la ecuación de 4.82 la ecuación 4.81 y despejando el diámetro se tiene

$$d = 15,6 \text{ mm.}$$

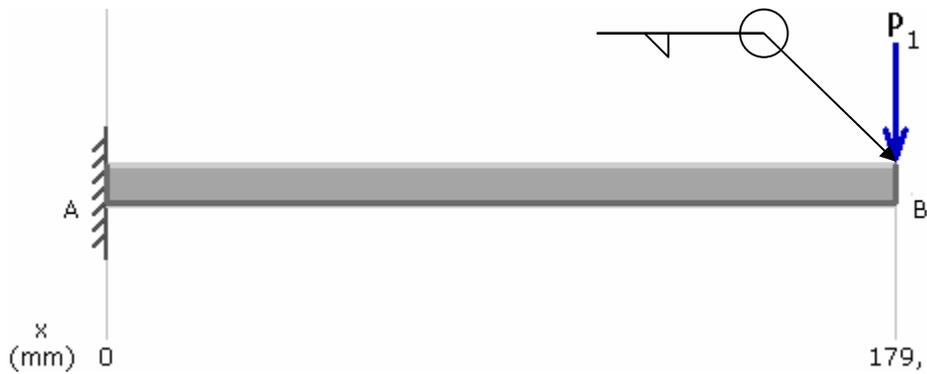
Para completar esta cifra y funcione como factor de seguridad mayor se colocan dos pasadores de 16 mm. de diámetro cada uno. La longitud es 10 cm., ya que es necesario que sean ciegos, para que no exista la posibilidad que estos salgan por el otro lado.

Este tubo telescópico al igual que en el sistema trasero, debe ir unido a la viga que esta en contacto con el chasis, para esto se realiza una soldadura SMAW, así que se estudia la configuración del tubo unido a la barra de la siguiente forma.

Se puede observar en la Figura 4.59 que el tubo se encuentra empotrado en un extremo y cargado en un extremo con 7525 N., produciendo un esfuerzo cortante al cordón de soldadura.

El área de la soldadura a realizar en el tubo, es la siguiente:

$$A = 1,414 \cdot \pi \cdot h \cdot r \tag{4.83}$$



**Figura 4.59.** Carga a la que estará sometida la soldadura.

El segundo momento de inercia unitario es

$$I_u = \pi \cdot r^3 \quad (4.84)$$

El segundo momento de área basado en la garganta de la junta es

$$I = 0,707 \cdot h \cdot \pi \cdot r^3 \quad (4.85)$$

De esta inercia y por medio de los esfuerzos presentes se desea conocer la garganta de la soldadura, para esto es necesario conocer los esfuerzos.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.86)$$

De la tabla 4.1 se extrae que una junta a tope o de filete tiene un esfuerzo permisible (para un electrodo E-7016-A1, \$S\_y = 393\$ MPa., según la tabla 4.2.) de

$$\tau_{adm} = 0,40 \cdot S_y = 157,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = \frac{F}{1,414 \cdot \pi \cdot h \cdot r}$$

$$h = 0,2 \text{ mm.}$$

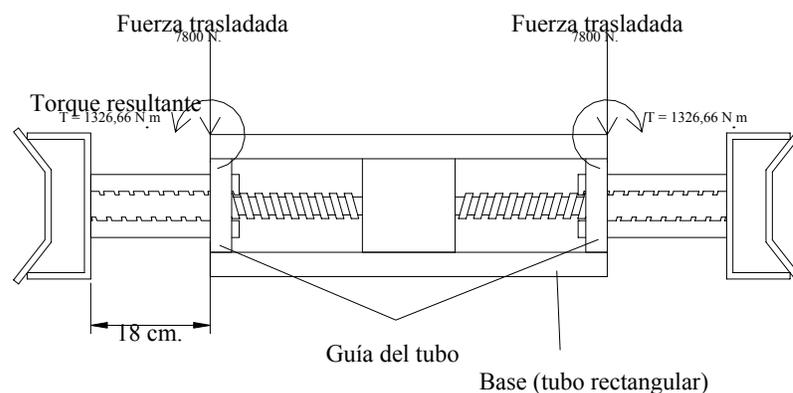
Se utiliza un electrodo E-7016-A1 de 5 mm. de diámetro, con el cual se realizará un solo pase de relleno, logrando una garganta de 3,535 mm.

#### 4.3.5 Dimensionado del Eje y Selección de Rodamientos

Para el sistema delantero el eje esta sometido a las mismas condiciones del sistema trasero, ya que se utiliza el mismo motor ( $T = 63 \text{ N} \cdot \text{m}$ ) y el diámetro es igual, ya que el tornillo de potencia es el mismo, por consiguiente se utiliza el mismo eje, con distintas dimensiones a lo largo, esto se puede observar en los planos (Anexo A) .

#### 4.3.6 Base del sistema

La base del sistema delantero es similar al del sistema trasero para la cual se realiza el mismo estudio. Se modela de la misma manera, como una viga empotrada en el centro con una carga trasladada de la viga al tubo (7500 N.), más el peso del tubo roscado y todo el sistema interno, se tomará (7800 N), con su momento flector respectivo como se observa en la Figura 4.60 que es igual a la fuerza aplicada en la viga por el brazo de 18 cm. ( $M_1 = 1326,66 \text{ N} \cdot \text{m}$ .)



**Figura 4.60.** Esquema del tubo rectangular que contiene todo el sistema.

Para realizar el estudio de la deflexión se utiliza el siguiente modelo y lo utilizando el programa MD\_SOLIDS, se obtiene

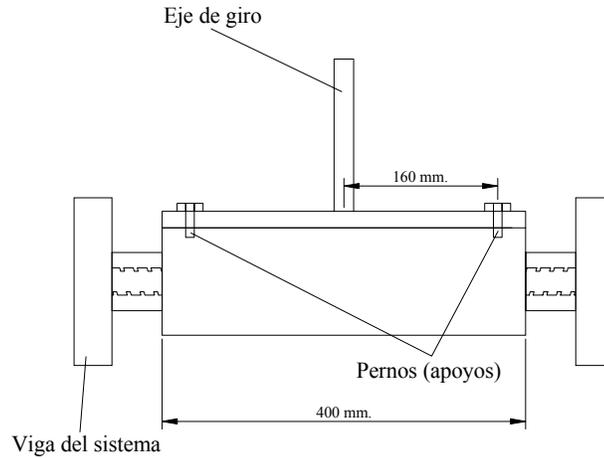


Figura 4.61. Diagrama para aplicar el modelo supuesto (vista superior).



Figura 4.62. Modelo propuesto para el diseño de la base.

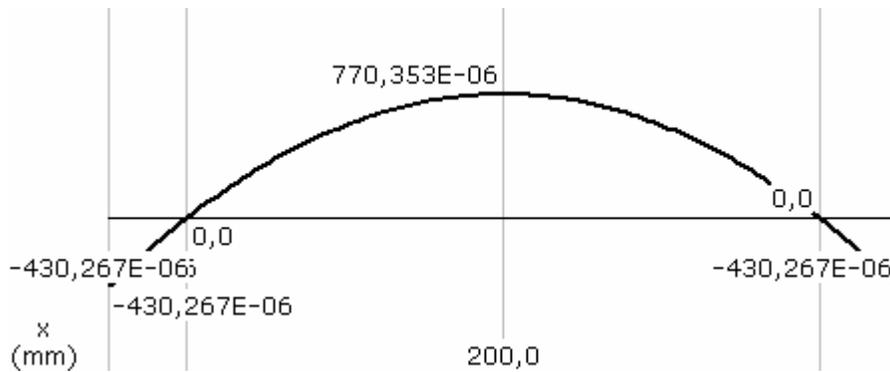
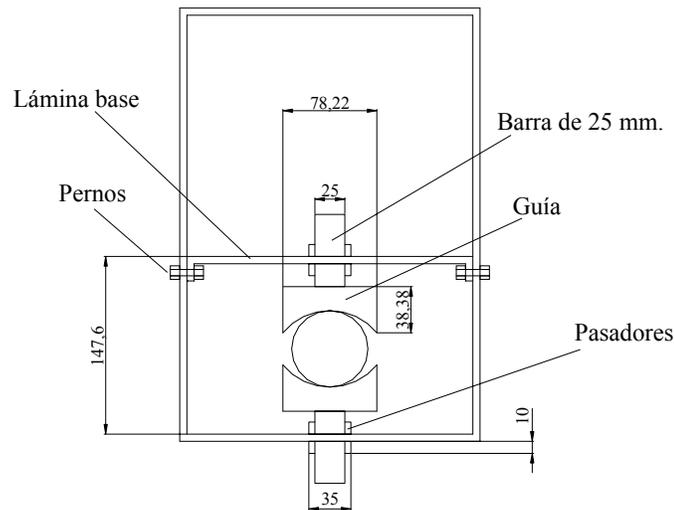


Figura 4.63. Deflexión del tubo estructural de sección cuadrada (mm.).

Con esto se puede observar que la deflexión producida en la base es despreciable en comparación a sus dimensiones.

Este tubo estructural rectangular requiere de unas guías al igual que el sistema trasero, pero en este caso el sistema cambia de dimensiones, por lo tanto se ha diseñado un dispositivo para cambiar el diámetro de la guía y así pueda funcionar con el sistema telescópico del brazo, se puede observar en la Figura 4.64 este dispositivo.



**Figura 4.64.** Dispositivo para cambiar el diámetro de la guía.

Para que exista una compatibilidad en los equipos adquiridos, se hacen analogías en las cargas y se seleccionan sistemas similares.

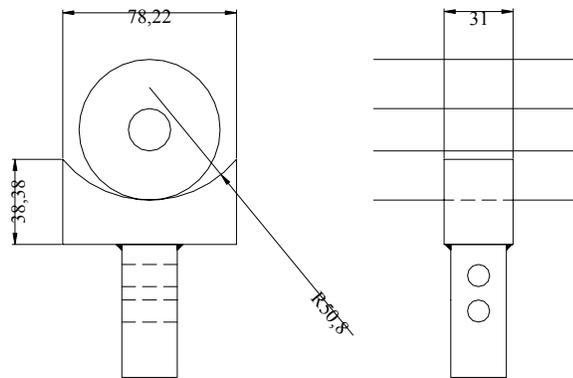
La carga que absorben los pasadores, es igual a la de los pasadores del tubo telescópico, por consiguiente se utilizan unos pasadores similares, de mismo diámetro, de diferente longitud, como se observa en la Figura 4.64.

La lámina base que se utiliza es de 10 mm. de espesor, con una profundidad de 80 mm., y se dobla para apernarla a la base como se observa en la Figura 4.64, para el estudio de esta lámina, se supone que se encuentra empotrada en ambos extremos, para así poder estudiar la deflexión máxima en el centro donde se encuentra la carga

puntual producida por la barra de 25 mm. Esta deflexión obtenida por el programa VIGAG V1.0. es

$$y_{\max} = 0,79 \text{ mm.}$$

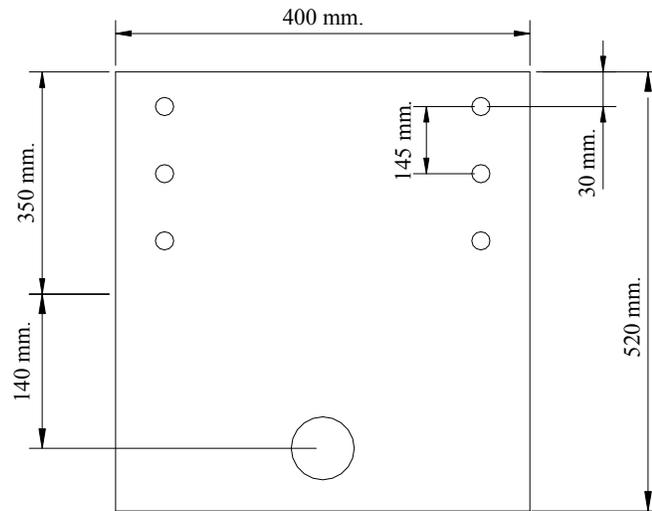
Las guías se fabrican con planchas de 38 mm. de espesor, para poder unirse con la barra de 25 mm. (Figura 4.65), no se calcula el aplastamiento en estas barras, ya que en el sistema trasero se comprobó que para la misma carga, basta con una plancha de 13 mm. Esta guía está unida a la barra de 25 mm., por medio de una soldadura SMAW, con un electrodo similar al utilizado en casos anteriores con un solo pase de relleno, esto porque esta soldadura no se encuentra sometida a ningún tipo de carga, solo se utiliza para unir la barra de 25 mm. con la guía. Todas las dimensiones restantes se pueden encontrar en los planos.



**Figura 4.65.** Esquema de las guías del Tubo Telescópico.

Los pernos a utilizar son los mismos utilizados para la plancha acoplada a la base, ya que estos se encuentran en condiciones mucho más favorables.

Las dimensiones establecidas para la plancha se muestran en la Figura 4.66.



**Figura 4.66.** Dimensiones Establecidas para la Plancha.

De manera análoga al estudio de la plancha para el sistema trasero, se limita entonces su deflexión a 0,01 cm., y aplicando la ecuación para una barra empotrada, y con otro extremo libre, sometida a un momento flector en el extremo se tiene

$$y_{\max} = \frac{M \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (4.73)$$

Donde M: momento flector en el extremo generado por la carga excéntrica (Figura 4.40)  $M = 2000 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

L: largo de la viga (490 mm.)

E: módulo de elasticidad (207 GPa.)

$y_{\max}$ : deflexión máxima (0,01 cm.)

Se despeja la inercia, teniendo como resultado

$$I = 1160 \text{ cm}^4.$$

La inercia de una sección rectangular es

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \tag{4.74}$$

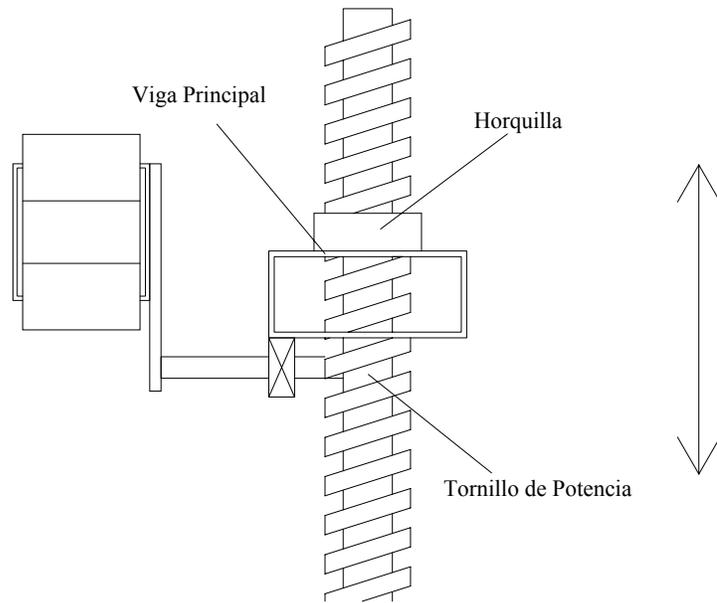
Ahora en este caso  $b = 400 \text{ mm}$ . (ver Figura 4.66), se obtiene

$$h = 3,26 \text{ cm.} = 32,64 \text{ mm.}$$

Para esto se utiliza una plancha de acero al carbono de calidad estructural (ASTM A-36). El espesor comercial de esta plancha es de 38 mm.

#### 4.4 Sistema de Elevación y Estructura

El sistema de elevación y estructura está compuesto de una viga principal en la que van sujetos el eje de giro principal y el motor. Para realizar la función de elevación se diseñan dos tornillos de potencia con un motor eléctrico para subir el sistema como se muestra en la Figura 4.67.



**Figura 4.67.** Dibujo esquemático del sistema de elevación (vista lateral).

##### 4.4.1 Viga Principal del Sistema

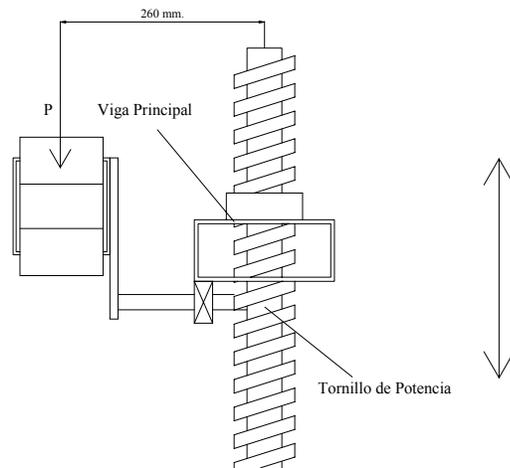
Anteriormente se mencionó que la viga principal es un tubo estructural de sección rectangular de perfil 350x170x9 (mm.) con 3 m. de longitud. Se aplica el círculo de Mohr a esta sección para estudiar si los esfuerzos principales superan los esfuerzos admisibles según la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo y la Teoría de von Mises:

$$\sigma' \leq \frac{S_y}{n} = \frac{210 \text{ Mpa}}{4} = 52,5 \text{ Mpa} \quad (\text{Esfuerzo de von Mises}$$

Permisible)

$$\tau_a \leq \frac{S_y}{2 \cdot n} = \frac{210 \text{ MPa}}{2 \cdot 4} = 26,25 \text{ MPa} \quad (\text{Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo})$$

Esta viga va a estar sometida a la carga puntual de 16 KN., y se le agrega a este valor el peso propio del tubo rectangular, el peso del motor MRVF 150/A y el peso de todos los equipos utilizados para el sistema de agarre, obteniendo un total de 20 KN. Se traslada como se observa en la Figura 4.68 la carga de 17 KN., obteniendo en la viga principal un momento torsor 5,2 KN·m .



**Figura 4.68.** Dibujo esquemático del sistema de agarre en la viga principal.

El esfuerzo por flexión es calculado con el momento flector máximo, para esto se modela el sistema como una viga simplemente apoyada, ya que así se obtiene un momento flector mayor que como si estuviera empotrada en ambos lados (ver Figura 4.69), obteniendo los siguientes resultados

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I} \tag{4.87}$$

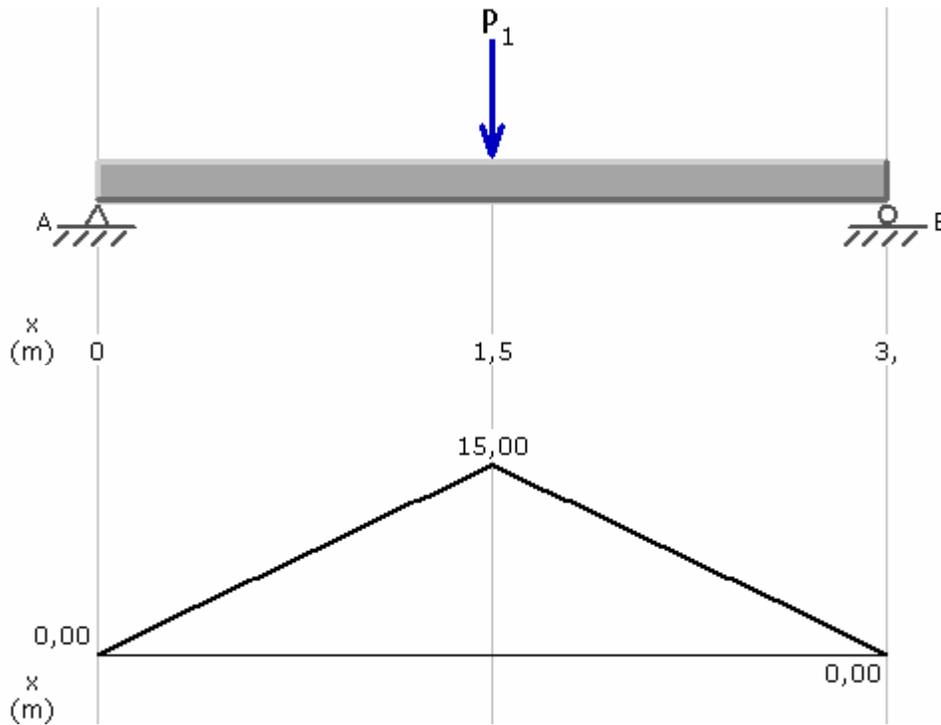
Donde  $M_f$  = Momento Flector (15 KN·m.)

$c$  = distancia del eje neutro a al fibra externa (85 mm.)

$I$  = Momento de inercia ( $4,37 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ .)

De la ecuación (4.87) obtenemos

$$\sigma_f = 29,17 \text{ MPa.}$$



**Figura 4.69.** Modelo de la viga y Diagrama de momento flector.

Por otro lado se tiene que para esfuerzos de torsión en elementos de pared delgada tenemos que

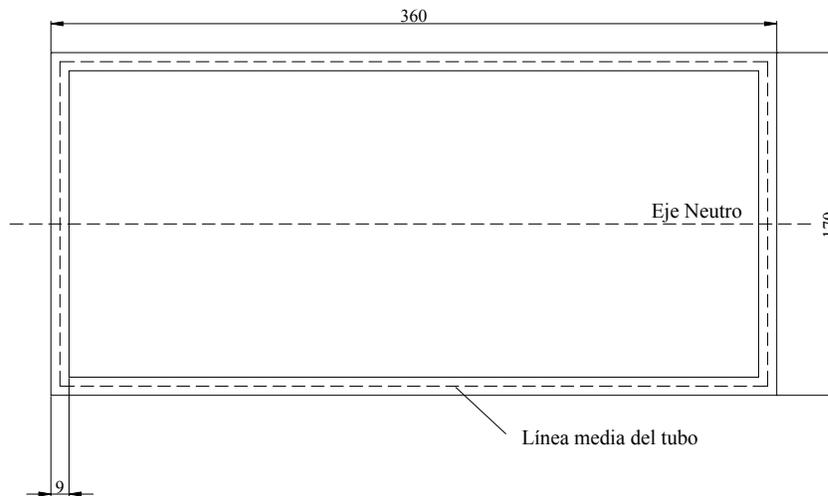
$$\tau = \frac{M_t}{2 \cdot A \cdot t} \quad (4.88)$$

Donde  $M_t =$  Momento torsor (5,2 KN•m.)

$A =$  Área encerrada por la línea media del tubo (50.464 mm<sup>2</sup>.) Figura 4.70.

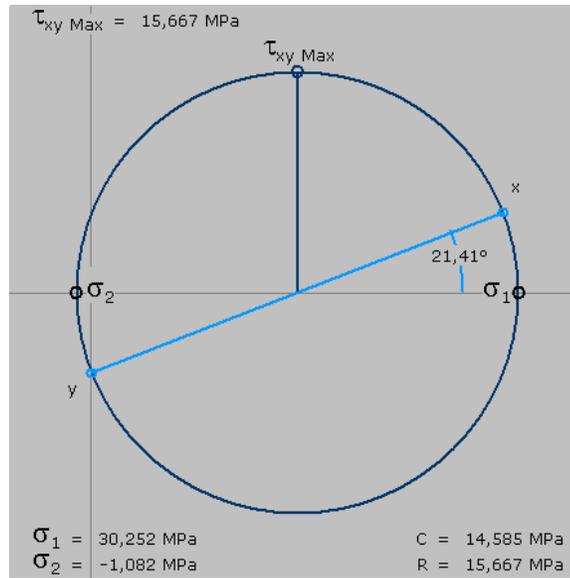
$t =$  Espesor del tubo (9 mm.)

$\tau = 5,72$  MPa.



**Figura 4.70.** Sección transversal estudiada (mm.).

Aplicando el círculo de Mohr para los esfuerzos combinados se tiene



**Figura 4.71.** Círculo de Mohr para la viga principal del sistema.

De la Figura 4.71 se puede observar que

$$\tau_{\max} = 15,67 \text{ MPa.} < 26,25 \text{ MPa.} \quad \mathbf{OK}$$

Se debe calcular el esfuerzo de von Mises  $\sigma'$ , en el caso de flexión y torsión combinados (donde  $\sigma_1$  y  $\tau_{\max}$  se extraen de la Figura 4.71), obteniendo lo siguiente

$$\sigma' = \left( \sigma_1^2 + 3 \cdot \tau_{xy \max}^2 \right)^{1/2} = 40,64 \text{ MPa.} < 52,5 \text{ MPa.} \quad \mathbf{OK}$$

Se puede observar que los esfuerzos principales y el esfuerzo de von Mises no superan los esfuerzos admisibles establecidos anteriormente con lo que se corrobora el uso de este tubo rectangular.

#### 4.4.2 Tornillos de Potencia

Se realiza inicialmente un estudio por pandeo por carga asimétrica en los tornillos (Figura 4.68), ya que estos son bastante esbeltos y delgados, pudiéndose producir una deflexión indeseada por pandeo en estos tornillos. Para realizar este estudio los cálculos están basados en un método de ensayo y error, buscando la menor deflexión posible entre los diferentes tamaños de los tornillos, finalizando el proceso con un tornillo de 5 pulg. (12,7 cm.) de diámetro nominal, y 4,4281 pulg. (11,25 cm.) de diámetro mínimo (ver tabla 4.3). La longitud de estos tornillos es de 1,5 m., permitiendo así la rotación de 180° al chasis con mayor ancho externo (KODIAK). Por consiguiente la deflexión máxima por pandeo debido a una carga asimétrica en el tornillo es

$$y_{\max} = e \left[ \sec \left( \frac{L_e}{2 \cdot r} \sqrt{\frac{P}{E \cdot A}} \right) - 1 \right]^{[Mott]} \quad (4.89)$$

Donde  $e$ : excentricidad de la carga (0,26 m.) (Figura 4.68)

$L_e$ : Longitud equivalente (por ser una columna empotrada en su extremo inferior  $L_e = 0,7L = 1,05$  m.)

$r$ : radio de giro ( $r = D_{\min}/4 = 2,812$  cm.)

P: carga excéntrica (10 KN.)

E: Módulo de Elasticidad del Acero (207 GPa.)

A: Área de sección maciza del tornillo (0,010 m<sup>2</sup>)

Se obtiene una deflexión máxima

$$y_{\max} = 0,218 \text{ mm.}$$

Es importante agregar que este sistema de elevación se divide en dos, uno que eleva el chasis por la parte posterior y el otro por la parte frontal. Estos dos sistemas trabajan en paralelo y en el momento en que el chasis es elevado todo el sistema se comporta como un puente, en donde los sistemas de elevación son los verticales y el chasis es el horizontal. Por esto la deflexión tomada de 0,24 mm. se asume en el caso que el sistema de elevación se encuentra sin el chasis y sin el sistema de elevación opuesto.

La carga que soporta el sistema de 20 KN. se reparte en 10 KN. por cada tornillo, somete al mismo a tensión directa y un cálculo más preciso de la tensión es resultado de utilizar el área de tensión para esfuerzo de tracción que se calcula de la siguiente manera

$$A_t = \frac{F}{\sigma_a} = \frac{10.000 \text{ N}}{105.000.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 9,523 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ (0,148 pulg}^2 \text{.)}$$

A partir de la tabla 4.3, un tornillo provisto de cuerda Acme con diámetro mayor nominal de 3/4 pulg. cumple con este requisito, pero como se mencionó el tornillo será de 5 pulg. de diámetro nominal; con 2 hilos de cuerda por pulgada, proporciona un área de esfuerzo de tracción de 16,351 pulg<sup>2</sup>. Además se tiene un paso

0,5 pulg.; un diámetro menor mínimo de 4,4281 pulg.; un diámetro de paso mínimo de 4,6973 pulg.; un área de tensión por esfuerzo de corte mínimo de 8,511 pulg<sup>2</sup>.

En el caso del tornillo, cada pulgada de longitud de tuerca proporciona un área de esfuerzo de corte de 8,511 pulg<sup>2</sup>. Se conoce entonces que el área requerida es

$$A_s = \frac{F}{\tau_a} = \frac{10.000 \text{ N.}}{52.500.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 1,904 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot (0,295 \text{ pulg}^2 \cdot)$$

La longitud de la horquilla o rosca en contacto con el tornillo en el momento de estar cargado es

$$h = A_s \cdot \frac{1 \text{ pulg.}}{A_{s,\min}} \cdot \frac{2,54 \text{ cm.}}{1 \text{ pulg.}} = 0,295 \text{ pulg}^2 \cdot \frac{1 \text{ pulg.}}{8,511 \text{ pulg}^2} \cdot \frac{2,54 \text{ cm.}}{1 \text{ pulg.}} = 0,088 \text{ cm.}$$

Por conveniencia, se especifica que la longitud del tubo roscado que esté en contacto con el tornillo de potencia cuando el sistema este en funcionamiento es de 38 mm.

Se conoce que

$$L = p = 0,5 \text{ pulg.} = 12,7 \text{ mm.}$$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi \cdot D_p}$$

Entonces en este caso se tiene

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi \cdot D_p} = \tan^{-1} \frac{0,5}{\pi \cdot 4,6973} = 1,941^\circ$$

$$f > \tan \lambda \Leftrightarrow 0,15 > \tan (1,941^\circ) \Leftrightarrow 0,15 > 0,034$$

Por lo tanto el tornillo es autobloqueante.

El torque necesario para levantar según la ecuación (4.18) y sustituyendo

$$F = 10.000 \text{ N.}$$

$$D_p = 4,6973 \text{ pulg.} = 0,119 \text{ m.}$$

$$f = 0,15$$

$$\phi = 14,5^\circ$$

$$\lambda = 1,941^\circ$$

Se tiene

$$T_u = 112,943 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

El torque necesario para descender según la ecuación (4.19) es

$$T_d = 71,647 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

En consecuencia, la eficiencia, (ecuación (4.20))

$$e = \frac{10.000 \text{ N} \cdot 0,013 \text{ m}}{2 \cdot \pi \cdot 112,943 \text{ N} \cdot \text{m}} = 18,3 \%$$

Las velocidad del tornillo viene dada por la distancia que queremos recorrer 1,15 m (necesaria para voltear el chasis) el tiempo en que queremos recorrerla (20 seg.); el paso del tornillo (0,5 pul.) obteniendo entonces por simple ecuación de revoluciones y cambio de unidades se tiene

$$n_1 = \frac{115 \text{ cm}}{20 \text{ seg}} \cdot \frac{1 \text{ in}}{2,54 \text{ cm}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{0,5 \text{ in}} \cdot \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \Rightarrow n_1 = 271,635 \text{ rpm.}$$

Su utiliza un motor de cuatro polos de manera tal que este gira a 1750 r.p.m. para un 3% de deslizamiento, con un reductor de relación 7:1 y así el sistema asciende en aproximadamente 21,7 seg.

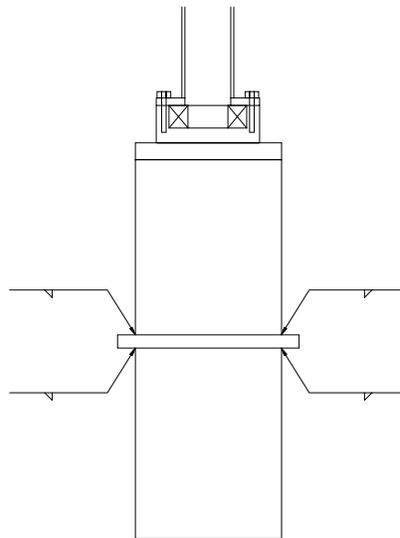
Así la potencia requerida para levantar el sistema es

$$P = \frac{T \cdot n}{63.000} = \frac{1000 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \cdot 250 \text{ r.p.m.}}{63.000} = 3,968 \text{ HP.} = 2,959 \text{ KW.}$$

En este caso se selecciona un motor con las siguientes características: motor trifásico de inducción con potencia de 4 KW.; tensión de 220 V.; corriente de 17 A.; frecuencia de 60 Hz.; de cuatros (4) polos, cuya velocidad de salida es de 1750 r.p.m. acoplado a un reductor con relación 7:1, obteniendo una velocidad de salida de 250 r.p.m. Se recomienda el uso de un motor-reductor del Grupo Bonfiglioli (o equivalente) modelo A102\_5.5 S3 M3LC4, cuyas características se anexan.

Ya teniendo esto, con el fin de sincronizar el movimiento ascendente del sistema de elevación, es necesario colocar un motor a cada tornillo de potencia y sincronizar el sistema por medio del sistema de control, ya que una transmisión por cadenas o correa no son válidos para este caso.

La horquilla se encuentra externa a la viga principal, es una placa cuadrada de 230 mm. con el espesor antes mencionado de 38 mm. La misma está soldada a la viga por dos aristas paralelas, para esto se calcula el cordón de soldadura que une estas dos partes.



**Figura 4.72.** Ubicación de la soldadura en la base de los tornillos.

El área de la garganta de la soldadura

$$A = 1,414 \cdot h \cdot b \quad \text{Donde } b \text{ es la arista de la placa cuadrada (230 mm.)}$$

Este cordón se encuentra sometido a una combinación de esfuerzos, tensión producida por el peso del sistema y los 15 KN. de carga, y torsión producida por el torque de subida del tornillo.

$$\tau_1 = \frac{F}{A} = \frac{10 \text{ KN.}}{1,414 \cdot h \cdot 230 \text{ mm.}} \quad (\text{Esfuerzo por tensión})$$

$$\tau_2 = \frac{M_t \cdot r}{J} = \frac{113 \text{ N} \cdot \text{m.} \cdot \left( \sqrt{(115 \text{ mm.})^2 + (115 \text{ mm.})^2} \right)}{0,707 \cdot h \cdot \frac{4 \cdot (230 \text{ mm})^3}{6}} \quad (\text{Esfuerzo por torsión})$$

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (4.90)$$

Donde  $M_t$ : Momento torsor producido por el torque para subir el sistema

$r$ : Distancia existente entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada.

$J$ : Segundo momento polar de área de la soldadura.

$F$ : Fuerza generada al subir la carga.

$A$ : Área de la soldadura

De la tabla 4.1 se extrae

$$\tau_{\text{adm}} = 0,40 \cdot S_y$$

Siendo  $S_y$  la resistencia a fluencia del electrodo utilizado.

Para un electrodo E-7016-A1,  $S_y = 393 \text{ MPa.}$ , según la tabla 4.2.

Se tiene que

$$\tau_{adm} = 0,4 \cdot 393 \text{ MPa} = 157,2 \text{ MPa.}$$

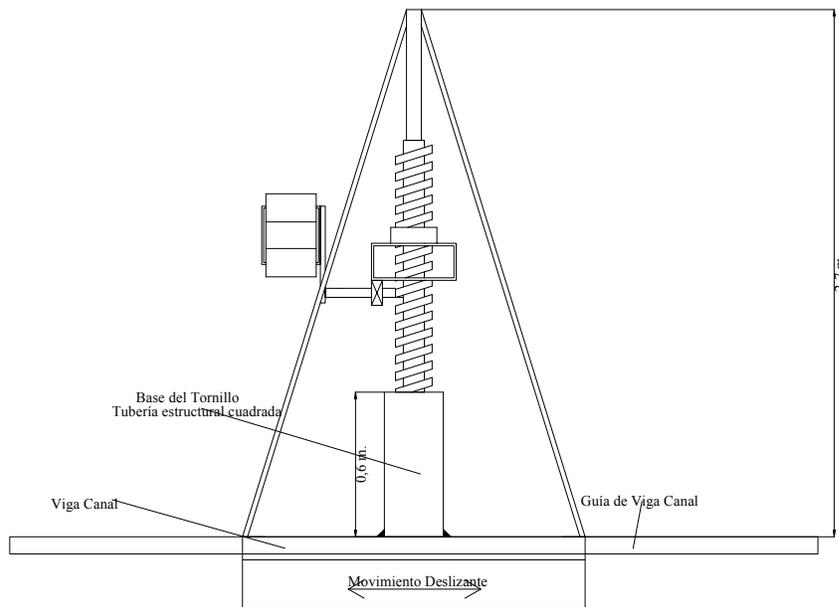
Sustituyendo  $\tau_1$ ,  $\tau_2$  y  $\tau_{adm}$  en la ecuación (4.90) y despejando h, se tiene

$$h = 0,20 \text{ mm.}$$

Se utiliza un electrodo E-7016-A1 de 5 mm. de diámetro, con el cual se realiza un solo pase de relleno, logrando una garganta de 3,5 mm.

#### 4.4.3 Base del sistema de elevación

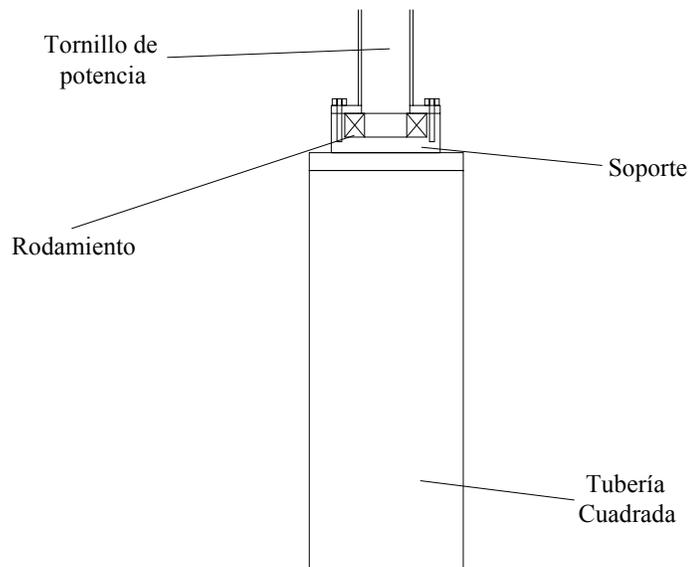
La base del sistema requiere que sea móvil, para esto se selecciona un dispositivo deslizante (Figura 4.73), con la finalidad de otorgarle movimiento lineal al sistema, para así poder acoplar el sistema a cualquier chasis, sin importar su largo. Como se puede observar en la Figura 4.73 se tiene una tubería estructural cuadrada acoplada al tornillo, y soldada a la viga C que desliza sobre la guía.



**Figura 4.73.** Esquema lateral del sistema de elevación.

Esta tubería se diseña por aplastamiento, ya que esta sometida a una alta carga de compresión, pero antes se explica el acople entre el tornillo de potencia y dicho tubo.

El tornillo de potencia es maquinado de manera tal de obtener un diámetro máximo con la rosca (Tabla 4.3) de 127 mm. [5 pulg.] y un diámetro menor mínimo de 112,473 mm. [4,4281 pulg.], con este diámetro macizo menor se debe acoplar a un rodamiento axial, así que se maquina el extremo del tornillo de potencia con la finalidad de obtener un diámetro de 75 mm., para colocar un rodamiento axial en esa sección. Este rodamiento axial reposa en un soporte diseñado para tal fin, y este soporte se encuentra en una plancha soldada a la tubería cuadrada en el extremo entonces el conjunto queda configurado como se observa en la Figura 4.74.



**Figura 4.74.** Ubicación del soporte del rodamiento.

El rodamiento es de rodillos cónicos. Sabemos que la carga axial que soporta el rodamiento es la obtenida por el peso que absorbe cada tornillo de potencia que es 10.000 N. Con las dimensiones del eje se selecciona un rodamiento de 75 mm. de diámetro interno, y con un método de ensayo y error se calculan los parámetros a ver

si cumple con los requerimientos. El rodamiento seleccionado luego del proceso iterativo es: un rodamiento 32915.

$$e = 0,33, Y = 1,8, Y_0 = 1, C_0 = 116 \text{ KN.}, C = 70,4 \text{ KN.}$$

Como  $\frac{F_a}{F_r} > e$ , se sustituyen los valores en las ecuaciones (4.38) y (4.39) se

tiene

$$P = 18 \text{ KN.} < C = 70,4 \text{ KN.}$$

$$P_0 = 10 \text{ KN.}$$

$$s_0 \geq 4 \text{ (Tabla 4.4).}$$

Sustituyendo los valores de  $P_0$  y  $C_0$  en la ecuación (4.40) se tiene

$$s_0 = 11,6 > 4 \quad \mathbf{OK}$$

Cumple con los requerimientos

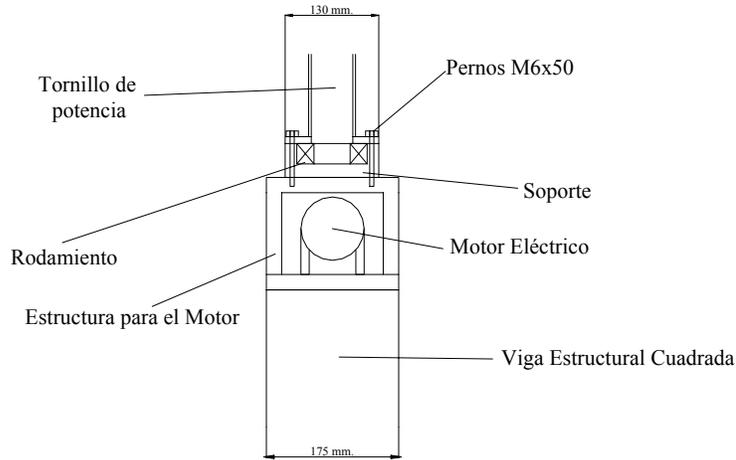
La vida útil de diseño se obtiene de la ecuación (4.41)

$$L_d = 94,2 \cdot 10^6 \text{ ciclos}$$

Estimando que el sistema gira a 250 r.p.m. durante 20 segundos cada vez que el sistema sube y 20 más para bajar, eso es un total de 170 ciclos por chasis. En la línea se voltean aproximadamente 30 chasis diariamente, entonces teniendo un total por día de 5.100 ciclos. Según la vida útil del diseño este rodamiento tiene una vida útil en días de 18.500 días.

Con este resultado, y con el diámetro externo del rodamiento ( $D = 105 \text{ mm.}$ ) se puede dimensionar la base, y se realiza de la siguiente manera.

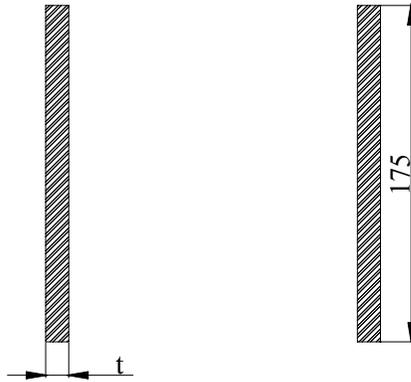
El soporte del rodamiento es de 130 mm. de diámetro, el cual será maquinado hasta obtener las dimensiones deseadas, con una cara superior apernada por unos tornillos M6x60 paso grueso, estos tornillos no estarán bajo ninguna carga, y se realizarán de 50 mm. de largo para poder unir el soporte del rodamiento con la plancha doblada donde se encuentra el motor eléctrico (Figura 4.75).



**Figura 4.75.** Ubicación del motor de elevación.

Con estas dimensiones se calcula el espesor de la plancha que cubre al motor, se comprueba por dos vías distintas: 1) se calcula por aplastamiento el espesor de la plancha, 2) se comprueba dicho espesor tomando la plancha como una viga empotrada en ambos lados, con una carga puntual en el centro (10 KN.), con una sección transversal de  $175 \times t$ , donde “t” es el espesor de la placa obtenido por aplastamiento.

La placa vista desde arriba, sin la plancha donde recae el soporte del rodamiento se observa en la Figura 4.76.



**Figura 4.76.** Estructura para el motor (vista de planta mm.).

El área por aplastamiento, es el área de la sección que se observó en la Figura 4.76, teniendo entonces un área

$$A_p = 2 \cdot 175 \cdot t \quad (4.91)$$

El esfuerzo por aplastamiento es

$$\sigma = \frac{F}{A_p} \quad (4.92)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} = \frac{210 \text{ MPa}}{4} = 52,5 \text{ MPa}$$

Despejando entonces  $A_p$  se tiene

$$A_p = \frac{10.000 \text{ N.}}{52,5 \text{ MPa.}} = 1,90 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2. = 190,47 \text{ mm}^2. \quad (4.93)$$

Calculando entonces el espesor por la ecuación (4.91)

$$t = 0,544 \text{ mm.}$$

Este espesor obtenido es bastante delgado, así que se toma como caso crítico la plancha superior, tomando en cuenta el espesor de placa “t” y limitando la deflexión a 0,01 cm.

La ecuación de deflexión máxima para una viga empotrada en ambos lados es

$$y_{\max} = \frac{W \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I} \quad (4.93)$$

De la ecuación (4.93) se obtiene la inercia ( $W = 10 \text{ KN.}$ ,  $E = 207 \text{ GPa.}$ ,  $L = 175 \text{ mm.}$ ,  $y_{\max} = 0,01 \text{ cm.}$ ).

$$I = 13484 \text{ mm}^4.$$

La inercia de la sección transversal de la viga es (conociendo que el perfil es 175xt)

$$I = \frac{175 \cdot t^3}{12}$$

$$t = 9,74 \text{ mm.}$$

Se selecciona una plancha de acero estructural comercial de 10 mm. de espesor.

Observando este estudio, por aplastamiento el sistema no falla con ningún espesor comercial, así que para la viga estructural cuadrada utilizada para la base se selecciona bajo condiciones geométricas, así que tenemos una viga estructural cuadrada comercial de perfil 175x175x5,5, la cual sirve de base general del sistema.

La plancha de 10 mm. de espesor va soldada a la viga estructural cuadrada con una junta a filete, para la cual se estudia bajo un esfuerzo medio basado en el esfuerzo cortante que la junta absorbe. Este esfuerzo es

$$\tau = \frac{M \cdot c}{I}$$

Donde M: Momento flector producido en los tornillos de potencia.  
(5,2 KN · m.)

c: Distancia existente entre el eje neutro del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada. (87,5 mm.).

I: Segundo momento de área de la junta.

$$\tau_{adm} = 157,2 \text{ MPa} = \frac{5200 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 87,5 \text{ mm.}}{0,707 \cdot h \cdot \frac{(175 \text{ mm.})^3}{6}}$$

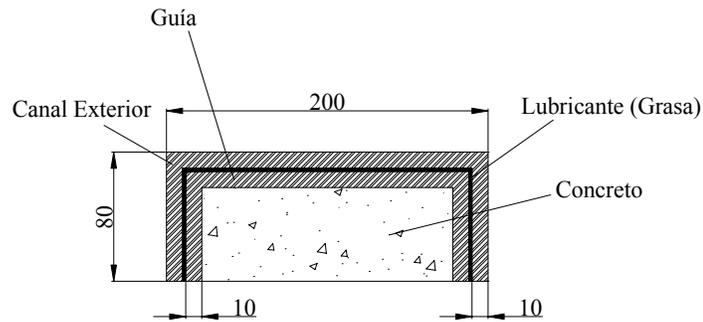
Despejando se obtiene

$$h = 4,58 \text{ mm.}$$

Se utiliza un electrodo E-7016-A1 de 5 mm. de diámetro, con el cual se realizan tres pases de relleno, logrando una garganta de 7 mm.

La tubería estructural cuadrada se encuentra bajo las mismas condiciones de carga que la plancha antes estudiada, por esto se realiza una soldadura similar a la realizada en la plancha.

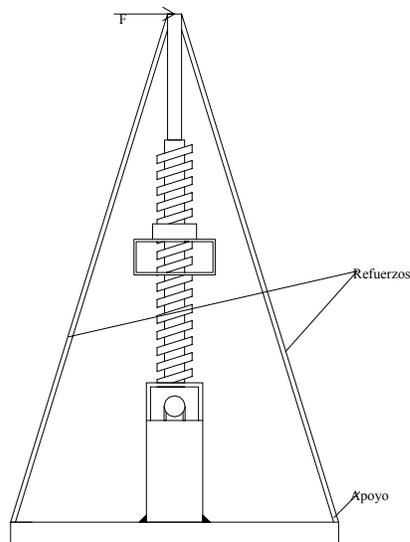
La viga canal que se utiliza para deslizar todo el sistema se configura solo por razones geométricas, ya que esta no se encuentra soportando ninguna carga ni comportándose como una viga, así que basándose en el tamaño de la viga estructural cuadrada, se dobla una lámina de 10 mm. de espesor (Ver Figura 4.77)



**Figura 4.77.** Viga canal. Base del sistema de elevación.

Esta viga tiene una longitud de 2 m., para darle estabilidad al sistema y poder así colocar unos parales de refuerzo. Este sistema debe estar protegido del polvo y elementos que puedan entrar y dañar el sistema, para esto se requiere de la utilización de un protector (guardapolvo) de goma que permita el movimiento del sistema y a su vez proteja la canal.

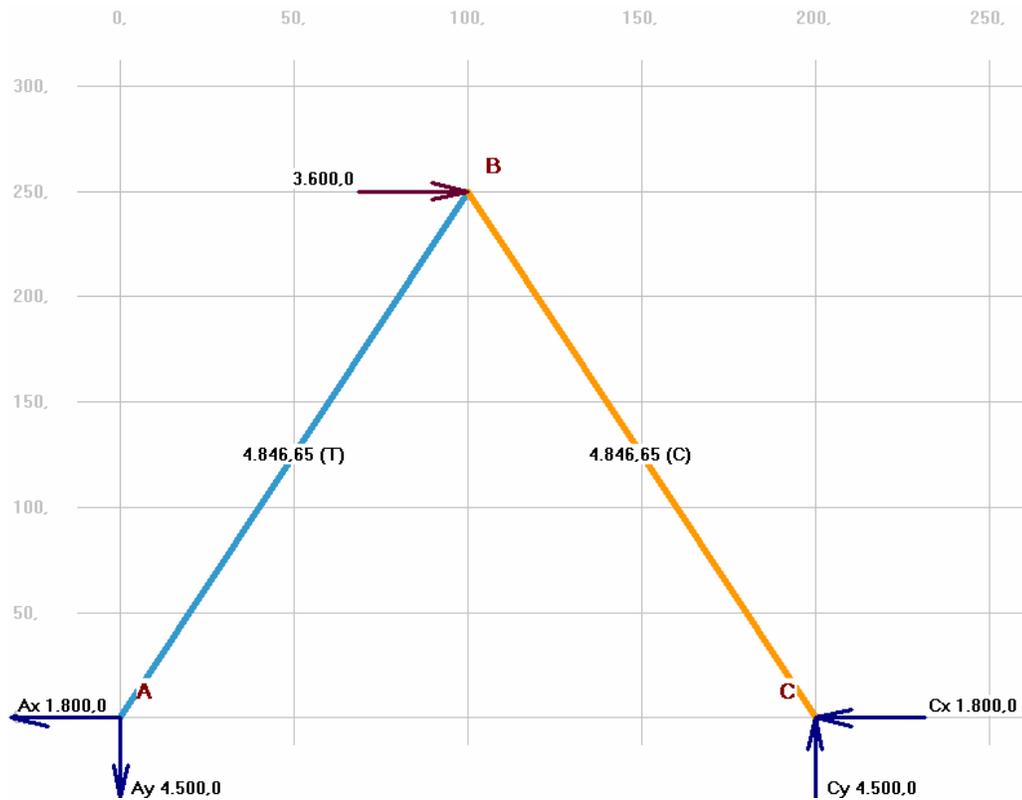
Por último se calculan y se comprueban las cargas a las que están sometidos estos refuerzos que se observan en la Figura 4.78.



**Figura 4.78.** Vista lateral de los parales de refuerzo.

Estos refuerzos están constituidos por dos barras de acero de 1 ½ pulg. de diámetro, simplemente apoyadas en ambos extremos por lo tanto no absorben momento. El cálculo se basa en el caso en que el sistema reciba una carga brusca en algún momento, para esto se toma una carga brusca como es golpe de otro chasis que venga en la línea de producción.

Se conoce que un chasis pesa 3000 Kg., peso expuesto al comienzo de este capítulo, y ya que la carga es instantánea, se le asigna una aceleración de  $1,2 \text{ m/s}^2$ . Con esto obtenemos una fuerza resultante de 3600 N., que se muestra en el modelo y estudio del sistema (Figura 4.79)



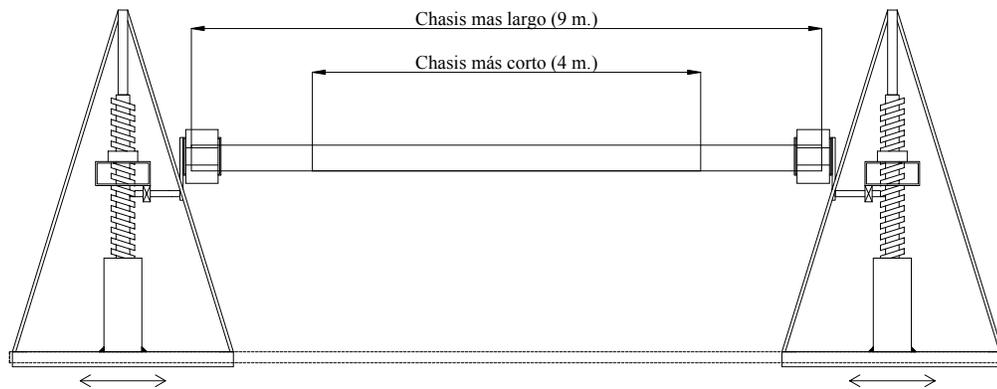
**Figura 4.79.** Modelo y cargas en los refuerzos del sistema de elevación.

Se pueden observar las reacciones en los apoyos, y las cargas de tensión y compresión a las que son sometidas ambas barras. La carga por tensión no se toma en cuenta para el estudio, ya que se asume lo suficientemente pequeña como para

generar altos esfuerzos en la barra, por consiguiente el estudio está enfocado a el pandeo de columna. La barra que se encuentra a compresión, es tomada como una columna con apoyos simples a sus extremos, sometidas a una carga axial. Por medio del programa MD\_SOLIDS, se obtiene que la carga crítica para una columna de esta altura y con esa sección transversal, tiene una carga crítica para pandeo de 28.000 N, con lo que aseguramos que el sistema no falla.

#### 4.4.4 Mecanismo de Movimiento

El mecanismo empleado para el movimiento es neumático, se requiere de un sistema de émbolo neumático, telescópico, para un desplazamiento total de 4 m. para cada sistema, y así poder acoplar el mecanismo a cualquier chasis, sin importar el largo, como se observa en la Figura 4.80.



**Figura 4.80.** Desplazamiento del mecanismo de movimiento. (vista de elevación).

El sistema se ubica en la viga cuadrada, de manera tal de desplazarlo empujando la base. Para seleccionar el sistema neumático, es necesario conocer la fuerza requerida para que el sistema deslice. Esa fuerza necesaria debe ser mayor que la fuerza de fricción en el sistema, y se haya por medio de

$$F > F_r = \mu \cdot N$$

Donde N es la fuerza normal a la superficie, que depende de la masa a mover, la masa es solo la de cada máquina, porque cuando el sistema esta cargando el chasis, este debe estar detenido. El factor de fricción a utilizar es de 0,2, ya que se supone bien lubricado en todo momento. La masa total del sistema es 1200 Kg., y la fuerza normal es entonces 11.775 N. La fuerza a vencer entonces es

$$F_r = 2355 \text{ N.}$$

Se selecciona un cilindro neumático que genere una carga de 2500 N., para vencer la fricción, y poner en movimiento el sistema. Este cilindro tiene un recorrido de 4 m.

#### 4.5 Mantenimiento del Sistema

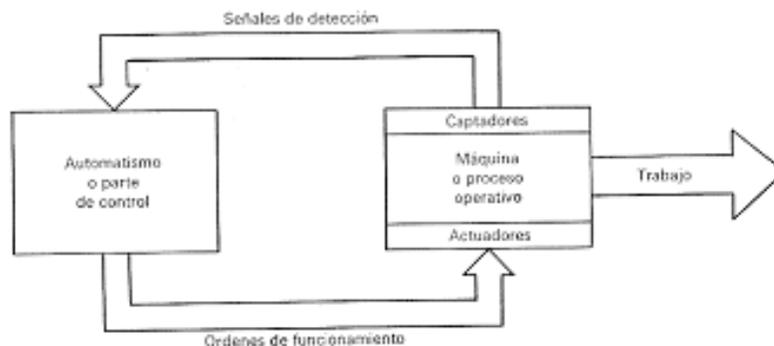
El plan de mantenimiento especifica para cada uno de los equipos utilizados, su mantenimiento respectivo, para esto se establecen frecuencias y tipos de mantenimiento según el fabricante de cada uno de los mismos, teniendo como especificación de mantenimiento la siguiente tabla

Tabla 4.9. Mantenimiento del Sistema.

<b>Equipo</b>	<b>Frecuencia</b>	<b>Tipo de Mantenimiento</b>	<b>Con que</b>
Motor-reductor de 0,18 KW	Primer Cambio 500 hrs.	Cambio de Aceite	Aceite API 320
	Cambio cada 2000 hrs.		
Motor-reductor de 1,10 KW	Primer Cambio 500 hrs.	Cambio de Aceite	Aceite API 320
	Cambio cada 2000 hrs.		
Motor-reductor de 3,00 KW	Primer Cambio 500 hrs.	Cambio de Aceite	Aceite API 320
	Cambio cada 2000 hrs.		
Tornillo de potencia 3/4 pulg.	Inspección visual cada 15 días.	Engrase, en caso de ser necesario	Grasa Grafitada
Tornillo de potencia 5 pulg.	Inspección visual cada 15 días.	Engrase, en caso de ser necesario	Grasa Grafitada
Rodamiento 31305	Cada 1500 hrs.	Engrase	Grasa LGMT 3
Rodamiento 32012X	Cada 1500 hrs.	Engrase	Grasa LGMT 3
Rodamiento 32915	Cada 1000 hrs.	Engrase	Grasa LGMT 3

## 5.1 Principio de un sistema automático

Todo sistema automático por simple que este sea se basa en el concepto de bucle o lazo, tal y como se representa en la Figura 5.1.



**Figura 5.1.** Bucle o lazo en un sistema automático.

### 5.1.1 Fases de estudio en la elaboración de un automatismo

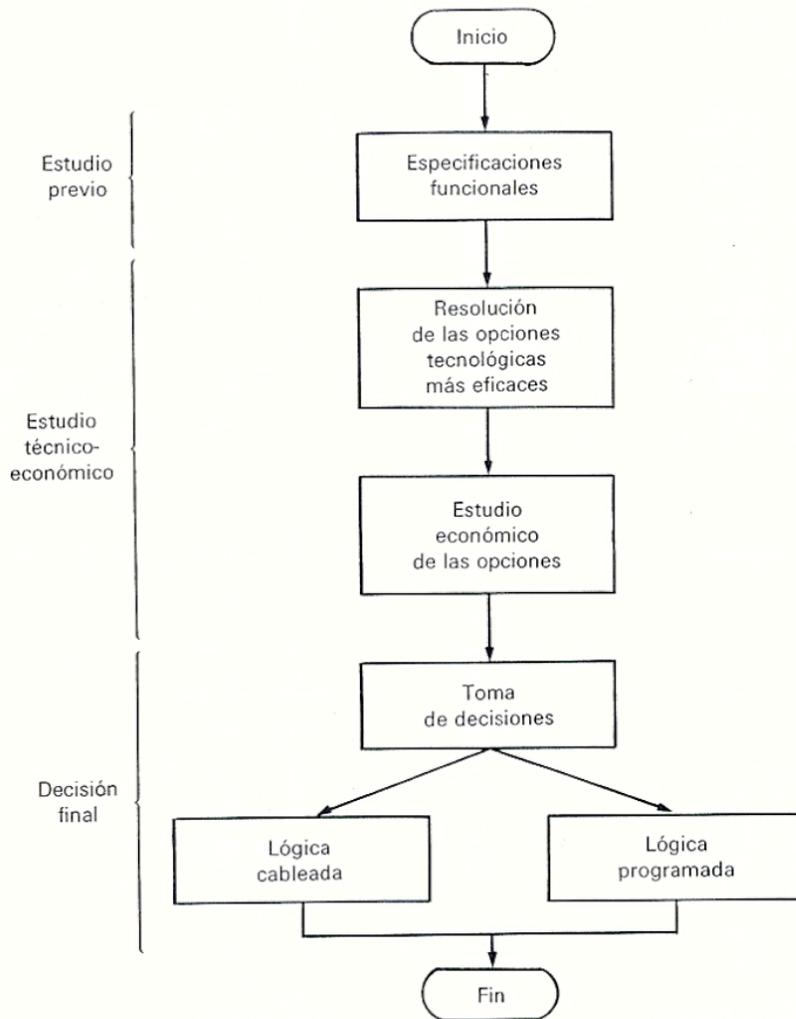
Para el desarrollo y elaboración correcta de un automatismo, por el técnico o equipo encargado de ello, es necesario conocer previamente los datos siguientes:

- Las especificaciones técnicas del sistema o proceso a automatizar y su correcta interpretación.
- La parte económica asignada para no caer en el error de elaborar una buena opción desde el punto de vista técnico, pero inviable económicamente.
- Los materiales, aparatos, etc., existentes en el mercado que se van a utilizar para diseñar el automatismo. En este apartado es importante conocer también:
  - Calidad de la información técnica de los equipos.
  - Disponibilidad y rapidez en cuanto a recambios y asistencia técnica.

El organigrama de la Figura 5.2 representa el procedimiento general o fases mas utilizado para el estudio de los automatismos.

A continuación se va a estudiar cada uno de los apartados descritos:

- a) **Estudio previo:** Es importante antes de acometer cualquier estudio medianamente serio de un automatismo el conocer con el mayor detalle posible las características, el funcionamiento, las distintas funciones, etc., de la maquina o proceso a automatizar; esto lo obtenemos de las especificaciones funcionales, esta es la base mínima a partir de la cual podremos iniciar el siguiente paso, es decir, estudiar cuales son los elementos mas idóneos para la construcción del automatismo.
- b) **Estudio técnico-económico:** Es la parte técnica de especificaciones del automatismo: relación de materiales, aparatos, su adaptación al sistema y al entorno en el que se haya inscrito, etc. También aquí se ha de valorar la parte operativa del comportamiento del automatismo en todos sus aspectos, como mantenimiento, fiabilidad, etcétera. Es obvio que la valoración económica, que será función directa de las prestaciones del mismo, ha de quedar incluida en esta parte del estudio.
- c) **Decisión final:** En el apartado anterior se han debido estudiar las dos posibilidades u opciones tecnológicas generales posibles: lógica cableada y lógica programada. Con esta información y previa elaboración de los parámetros que se consideren necesarios tener en cuenta, se procede al análisis del problema.



**Figura 5.2.** Organigrama general para el estudio y elaboración de automatismos

Los parámetros que se deben valorar para una decisión correcta pueden ser muchos y variados, algunos de los cuales serán específicos en función del problema concreto que se va a resolver, pero otros serán comunes, tales como los siguientes:

- Ventajas e inconvenientes que se le asignan a cada opción en relación a su fiabilidad, vida media y mantenimiento.
- Posibilidades de ampliación y de aprovechamiento de lo existente en cada caso.

- Posibilidades económicas y rentabilidad de la inversión realizada en cada opción.
- Ahorro desde el punto de vista de necesidades para su manejo y mantenimiento.

Una vez realizado este análisis solo queda adoptar la solución final elegida.

### 5.1.2 Opciones tecnológicas

La tabla 5.1 nos muestra las opciones tecnológicas posibles derivadas de las dos generales: lógica cableada y lógica programada.

Tabla 5.1. Opciones Tecnológicas Generales<sup>[6]</sup>.

Tipo	Familia Tecnológica	Subfamilias Específicas	
Lógica Cableada	Eléctrica	Relés Electroneumáticos	
		Electroneumática	
		Electrohidráulica	
	Electrónica	Electrónica Estática	
Lógica Programable	Electrónica	Sistemas Informáticos	Microprocesadores
			Miniordenadores
		Microsistemas (universales específicos)	
		Autómatas Programables	

## 5.2 Autómatas Programables

### 5.2.1 Definición

Se entiende por Controlador Lógico Programable (PLC), o Autómata Programable, a toda maquina electrónica, diseñada para controlar en tiempo real y en media industrial procesos secuenciales. Su manejo y programación puede ser realizada por personal eléctrico a electrónico sin conocimientos informáticos. Realiza funciones lógicas: series, paralelos, temporizaciones, contajes y otras más potentes como cálculos, regulaciones, etc.

También se le puede definir como una “caja negra” en la que existen unos terminales de entrada a los que se conectaran pulsadores, finales de carrera, fotocélulas, detectores, etc.; unos terminales de salida a los que se conectaran bobinas de contactores, electroválvulas, lámparas..., de tal forma que la actuación de estos últimos esta en función de las señales de entrada que estén activadas en cada momento, según el programa almacenado.

Esto quiere decir que los elementos tradicionales como reles auxiliares, reles de enclavamiento, temporizadores, contadores..., son internos. La tarea del usuario se reduce a realizar el “programa”, que no es más que la relación entre las señales de entrada que se tienen que cumplir para activar cada salida.

### **5.2.2 Antecedentes e historia**

El desafío constante que toda industria tiene planteado para ser competitiva ha sido el motor impulsor del desarrollo de nuevas tecnologías para conseguir una mayor productividad.

Debido a que ciertas etapas en los procesos de fabricación se realizan en ambientes nocivos para la salud, con gases tóxicos, ruidos, temperaturas extremadamente altas o bajas, etcétera, unido a consideraciones de productividad, llevo a pensar en la posibilidad de dejar ciertas tareas tediosas, repetitivas y peligrosas a un ente al que no pudieran afectarle las condiciones ambientales adversas: habla nacido la maquina y con ella la automatización.

Surgieron empresas dedicadas al desarrollo de los elementos que hicieran posible tal automatización; debido a que las máquinas eran diferentes y diferentes las maniobras a realizar, se hizo necesario crear unos elementos estándar que, mediante la combinación de los mismos, el usuario pudiera realizar la secuencia de movimientos deseada para solucionar su problema de aplicación particular.

Reles, temporizadores, contadores..., fueron y son los elementos con que se cuenta para realizar el control de cualquier maquina. Debido a la constante mejora de la calidad de estos elementos y a la demanda del mercado, que exigía mayor y mejor calidad en la producción, se fue incrementando el número de etapas en los procesos de fabricación controlados de forma automática.

Comenzaron a aparecer problemas: los armarios de maniobra o cajas en donde se coloca el conjunto de reles, temporizadores, etc., constitutivos de un control, se hacían cada vez más y más grandes, la probabilidad de avería era enorme, su localización, larga y complicada, el stock que el usuario se veía obligado a soportar era numeroso, y el costo del mismo se incrementaba cada vez mas.

El desarrollo tecnológico que trajeron los semiconductores primero y los circuitos integrados después intentaron resolver el problema sustituyendo las funciones realizadas mediante reles por funciones realizadas con puertas lógicas.

Con estos nuevos elementos se gano en fiabilidad y se redujo el problema del espacio, pero no así la detección de averías ni el problema del mantenimiento de un stock. De todas maneras, subsistía un problema: la falta de flexibilidad de los sistemas.

Debido a las constantes modificaciones que las industrias se veían obligadas a realizar en sus instalaciones para la mejora de la productividad, los armarios de maniobra tenían que ser cambiados, con la consiguiente perdida de tiempo y el aumento del costo que ello producía.

En 1968, Ford y General Motors impusieron a sus proveedores de automatismos unas especificaciones para la realización de un sistema de control electrónico para maquinas transfer. Este equipo debia ser fácilmente programable, sin recurrir a los computadores industriales ya en servicio en la industria.

A medio camino entre estos microcomputadores y la lógica cableada aparecen los primeros modelos de Autómatas, también llamados controladores lógicos programables (PLC). Limitados originalmente a los tratamientos de lógica secuencial, los Autómatas se desarrollaron rápidamente, y actualmente extienden sus aplicaciones al conjunto de sistemas de control de procesos y de maquinas.

### **5.2.3 Campos de aplicación**

El PLC por sus especiales características de diseño tiene un campo de aplicación muy extenso. La constante evolución del hardware y software amplía continuamente este campo para poder satisfacer las necesidades que se detectan en el espectro de sus posibilidades reales.

Su utilización se da fundamental mente en aquellas instalaciones en donde es necesario realizar procesos de maniobra, control, señalización, etc., por tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industrial de cualquier tipo al de transformaciones industriales, control de instalaciones, etc.

Sus reducidas dimensiones, la extremada facilidad de su montaje, la posibilidad de almacenar los programas para su posterior y rápida utilización, la modificación o alteración de los mismos, etc., hace que su eficacia se aprecie fundamentalmente en procesos en que se producen necesidades tales como:

- Espacio reducido.
- Procesos de producción periódicamente cambiantes.
- Procesos secuenciales.
- Maquinaria de procesos variables.
- Instalaciones de procesos complejos y amplios.

- Chequeo de programación centralizada de las partes del proceso.

Ejemplos de aplicaciones generales podrían ser los siguientes:

a) Maniobra de máquinas

- Maquinaria industrial del mueble y madera.
- Maquinaria en procesos de grava, arena y cemento.
- Maquinaria en la industria del plástico.
- Maquinas-herramientas complejas.
- Maquinaria en procesos textiles y de confección.
- Maquinaria de ensamblaje.
- Maquinas transfer.

b) Maniobra de instalaciones

- Instalaciones de aire acondicionado, calefacción, etc.
- Instalaciones de seguridad.
- Instalaciones de frío industrial.
- Instalaciones de almacenamiento y trasvase de cereales.
- Instalaciones de plantas embotelladoras.
- Instalaciones en la industria de automatización.
- Instalaciones de tratamientos térmicos.
- Instalaciones de plantas depuradoras de residuos.

- Instalaciones de cerámica.
- c) Señalización y control
- Chequeo de programas.
  - Señalización del estado de procesos.

#### **5.2.4 Ventajas e inconvenientes del PLC**

No todos los Automatas ofrecen las mismas ventajas sobre la lógica cableada, ello es debido, principalmente, a la variedad de modelos existentes en el mercado y a las innovaciones técnicas que surgen constantemente. Tales consideraciones nos obligan a referirnos a las ventajas que proporciona un Automata de tipo medio.

##### **5.2.4.1 Ventajas del PLC**

Las condiciones favorables que presenta un PLC son las siguientes:

- 1) Menor tiempo empleado en la elaboración de proyectos debido a que:
  - No es necesario dibujar el esquema de contactos.
  - No es necesario simplificar las ecuaciones lógicas, ya que, por lo general, la capacidad de almacenamiento del módulo de memoria es lo suficientemente grande.
  - La lista de materiales queda sensiblemente reducida, y al elaborar el presupuesto correspondiente eliminaremos parte del problema que supone el contar con diferentes proveedores, distintos plazos de entrega, etc.

- 2) Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
- 3) Mínimo espacio de ocupación.
- 4) Menor costo de mano de obra de la instalación.
- 5) Economía de mantenimiento. Además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles, los mismos Automatas pueden detectar e indicar averías.
- 6) Posibilidad de gobernar varias máquinas con un mismo Automata.
- 7) Menor tiempo para la puesta en funcionamiento del proceso al quedar reducido el tiempo de cableado.
- 8) Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el Automata sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción.

#### **5.2.4.2 Inconvenientes del PLC**

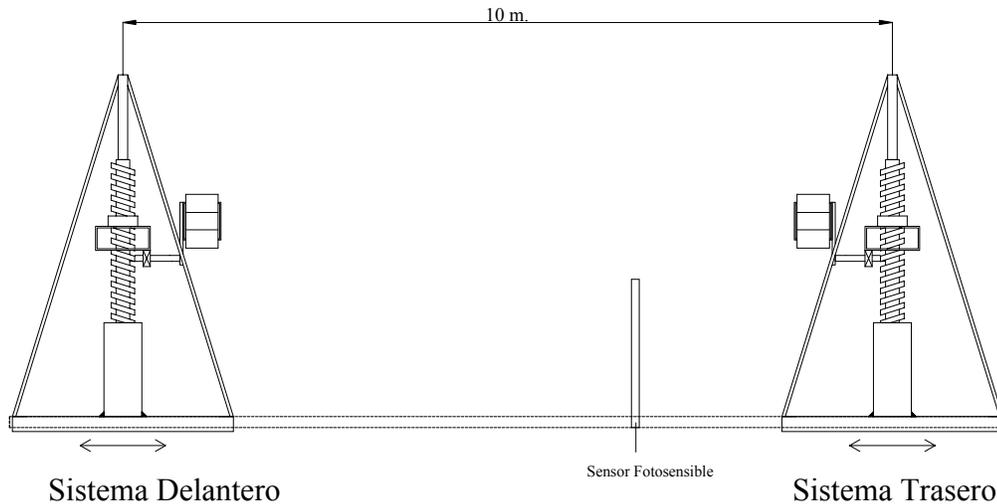
Como inconvenientes podríamos hablar, en primer lugar, de que hace falta un programador, lo que obliga a adiestrar a uno de los técnicos en tal sentido.

Pero hay otro factor importante, como el costo inicial, que puede o no ser un inconveniente, según las características del automatismo en cuestión. Dado que el PLC cubre ventajosamente un amplio espacio entre la lógica cableada y el microprocesador, es preciso que el proyectista lo conozca tanto en su amplitud como en sus limitaciones. Por tanto, aunque el coste inicial debe ser tenido en cuenta a la hora de decidimos por uno u otro sistema, conviene analizar todos los demás factores para asegurarnos una decisión acertada.

A continuación se muestra una descripción de las funciones requeridas para el sistema, así como los elementos necesarios para realizar estas funciones, un diagrama

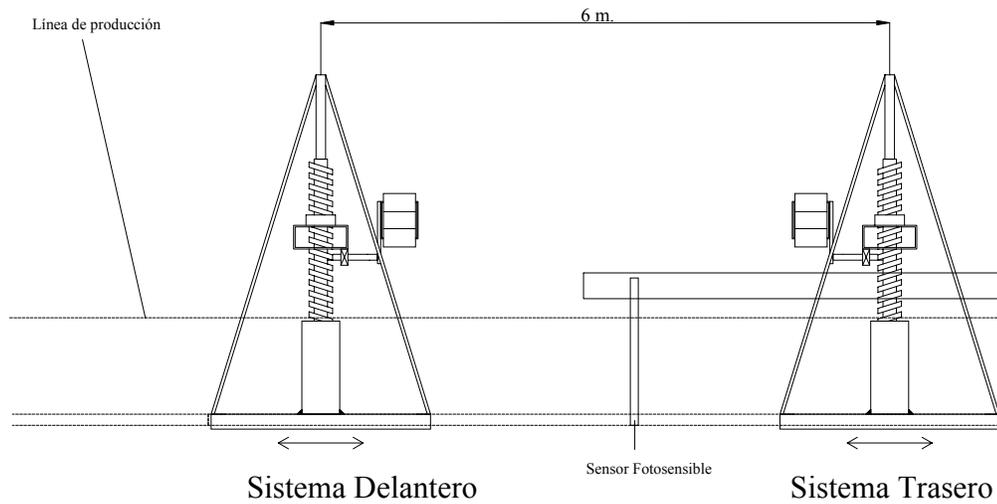
eléctrico que sirve de algoritmo de estas mismas y por último se selecciona el sistema de control aplicable y sus elementos.

### 5.3 Narrativa sistema de control



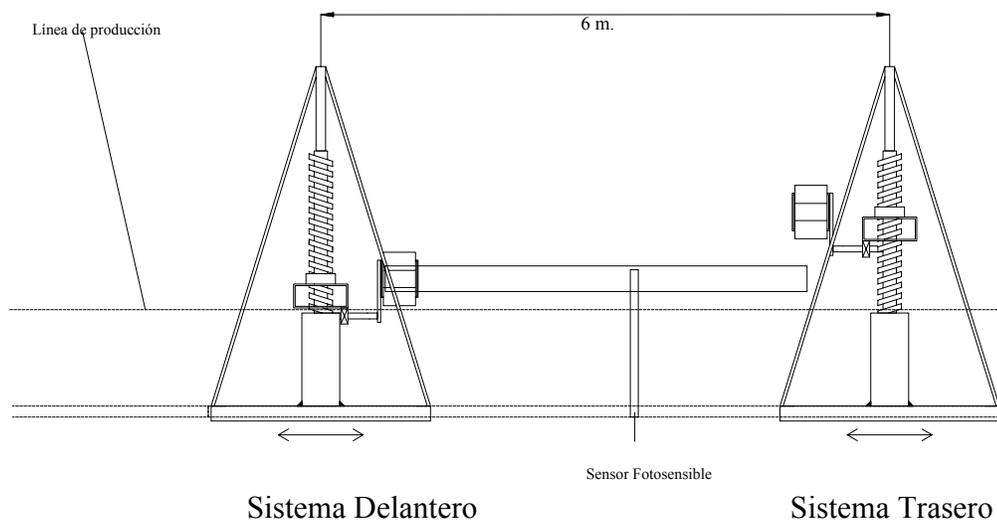
**Figura 5.3.** Posición Inicial del Sistema.

El sistema inicialmente se encuentra en sus extremos, esos son los puntos de inicio para cada uno de los chasis (los sistemas se encuentran separados por 10 m. de distancia). Al accionar uno de los botones para indicar un tipo de chasis, el sistema espera respuesta del sensor fotosensible para la proximidad de un chasis. Cuando el chasis pasa por el sensor fotosensible, el sistema delantero se desplazará (por medio de los cilindros neumáticos) hacia el sistema trasero cuatro metros (máximo desplazamiento del sistema delantero).



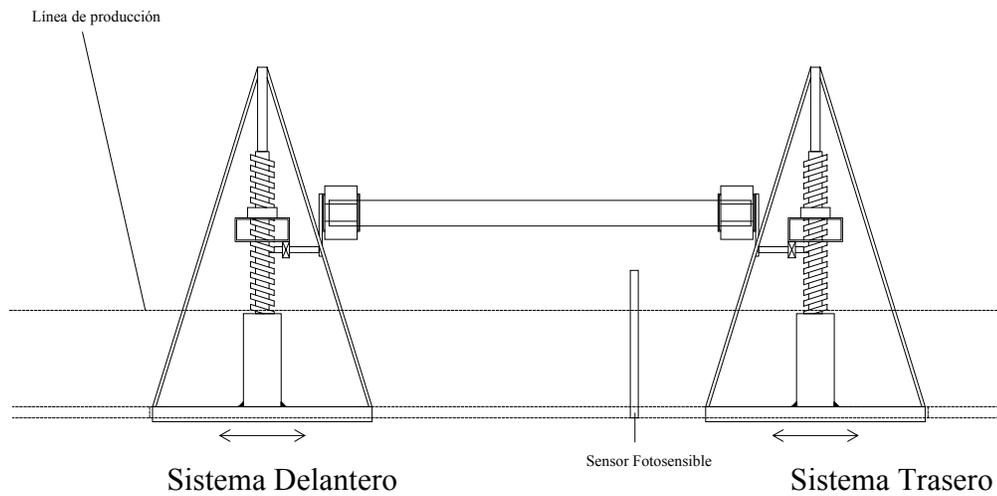
**Figura 5.4.** Posición en espera del chasis.

Luego de un tiempo, el sistema de agarre desciende hasta la altura correspondiente al chasis (por medio de los motores eléctricos de 4 KW), y espera a la señal del sensor de proximidad, para activar el sistema de agarre y así abrir las vigas y tomar el chasis (por medio del motor de 0,18 KW), hasta una apertura regida por un detector de posición.



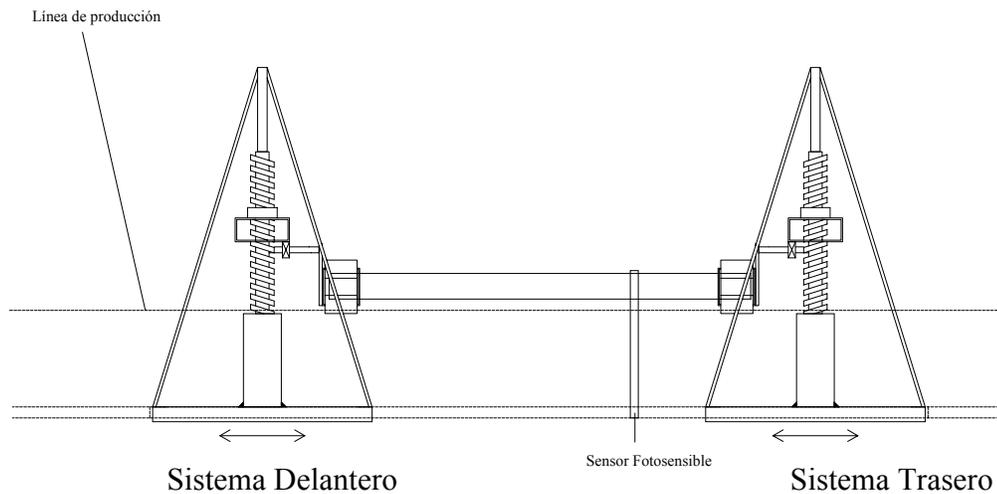
**Figura 5.5.** Posición de agarre del chasis..

El sistema neumático se libera, y el sistema delantero, se mueve a la velocidad de la línea de producción, hasta un tiempo estipulado cuando el sistema trasero disminuye (por medio de los motores eléctricos de 4 KW) y se desplaza hacia delante a una velocidad mayor que la de la línea de producción para así poder alcanzar al chasis (por medio de los cilindros neumáticos) y al recibir señal del sensor de proximidad, este sistema se abre hasta el la posición del ancho interno (por medio del motor de 0,18 KW). Instantáneamente el sistema comienza el ascenso para ser volteado y al mismo tiempo se bloquea el sistema por medio de los cilindros hidráulicos.



**Figura 5.6.** Posición de elevación..

Al encontrarse el sistema en la altura apropiada para voltear el chasis, este gira y voltea el chasis (por medio del motor de 1,1 KW) hasta dar un giro de 180 grados, para proceder a bajar el sistema hasta la línea de producción.



**Figura 5.7.** Posición después del giro del chasis.

Luego que el sistema esta en descenso se detiene pocos centímetros antes de llegar a la posición final, suena una alarma, esto para dar tiempo que el operario coloque los soportes del chasis. Se activa de nuevo el sistema para descender hasta la posición final del chasis (por medio de los motores eléctricos de 4 KW) y se abre el sistema de agarre para soltar el chasis (por medio del motor de 0,18 KW). Ambos sistemas regresan a su posición inicial, siguiendo la secuencia siguiente, los sistemas se alejan entre sí (por medio de los cilindros neumáticos), luego suben los sistemas (por medio de los motores eléctricos de 4 KW), el sistema de agarre gira 180° y esperan la nueva señal del operario.

Para lograr todas estas funciones es necesario realizar un esquema o diagrama eléctrico, con el cual se tiene un algoritmo que regirá la operación del sistema de control. Para esto se muestra inicialmente un cuadro de elementos del diagrama eléctrico (Tabla 5.2).

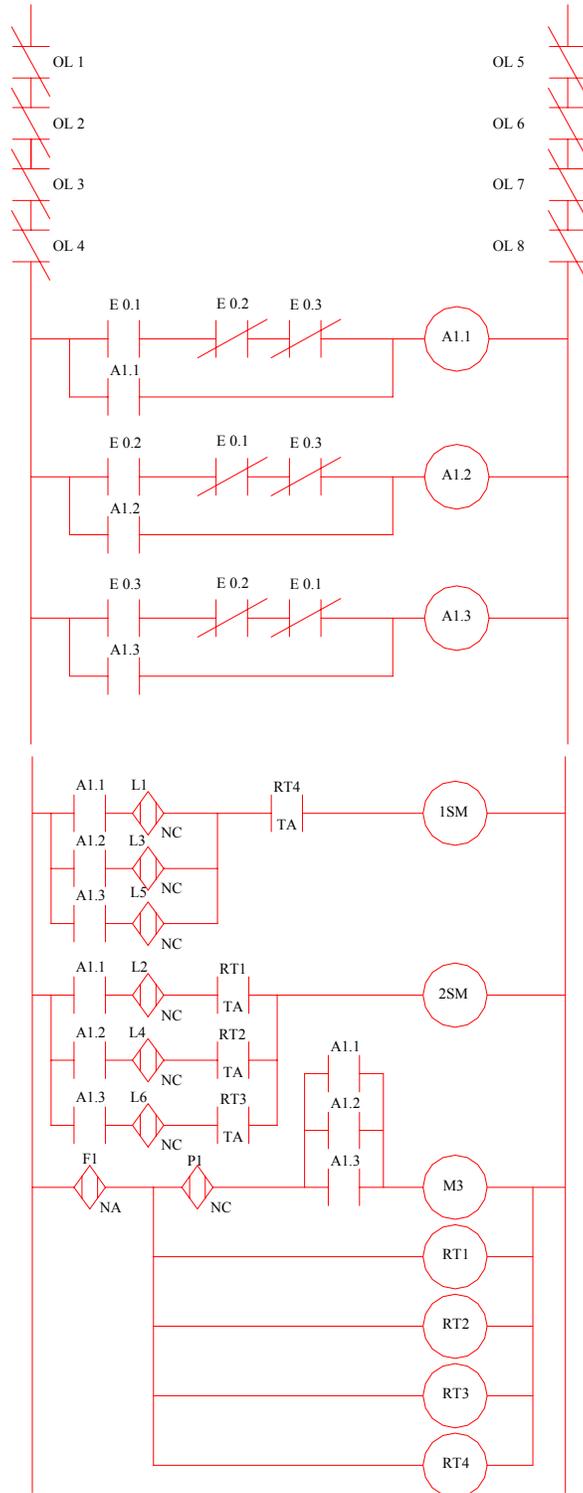
Tabla 5.2 Elementos del Diagrama Eléctrico.

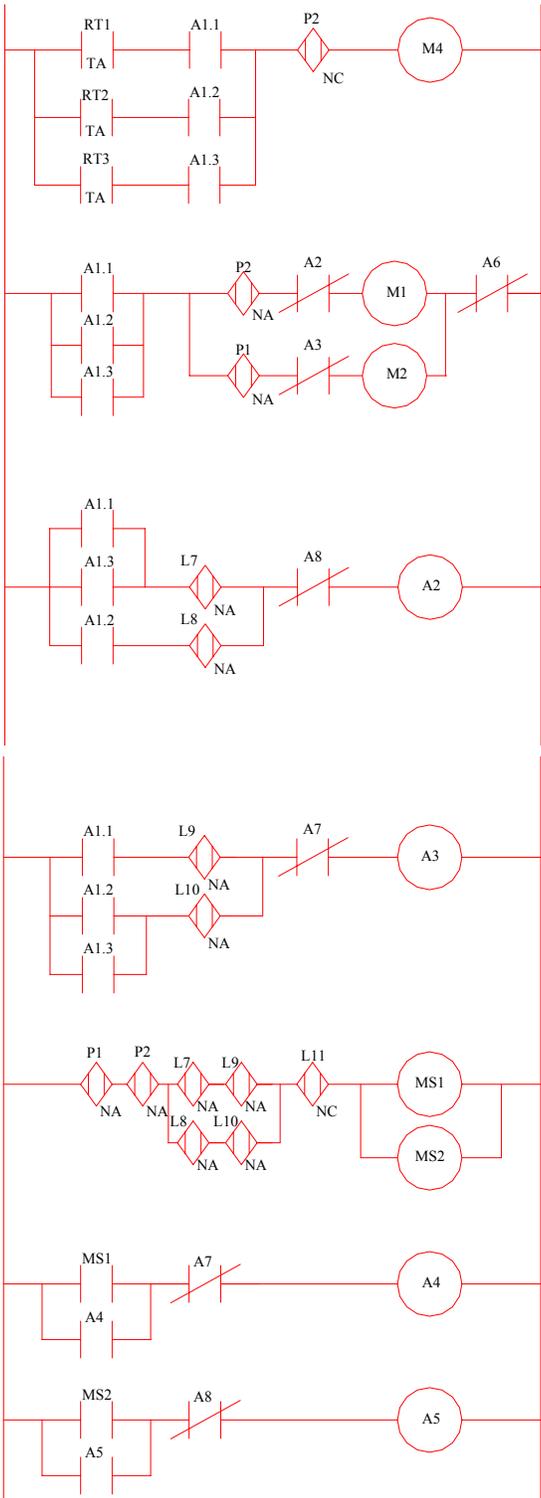
	<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	
<b>Entradas del Operador</b>	E 0.1	Indicador Chasis Kodiak	
	E 0.2	Indicador Chasis GMT-800 (4x2 y 4x4)	
	E 0.3	Indicador Chasis R-36	
	E 0.4	Indicador para finalizar descenso	
<b>Marcas</b>	A1.1	Marca Kodiak	
	A1.2	Marca GMT-800 (4x2 y 4x4)	
	A1,3	Marca R-36	
	A2	Marca del Freno Trasero	
	A3	Marca del Freno Delantero	
	A4	Marca del Freno Cilindro Neumático Delantero	
	A5	Marca del Freno Cilindro Neumático Trasero	
	A6	Marca para finalizar descenso	
	A7	Marca para soltar A5	
	A8	Marca para soltar A4	
	A9	Alarma para finalizar el descenso	
<b>Entradas Físicas del Sistema</b>	L1	Posición Delantera del Kodiak Antes del Ascenso	Altura
	L2	Posición Trasera del Kodiak Antes del Ascenso	
	L3	Posición Delantera del GMT-800 Antes del Ascenso	
	L4	Posición Trasera del GMT-800 Antes del Ascenso	
	L5	Posición Delantera del R-36 Antes del Ascenso	
	L6	Posición Trasera del R-36 Antes del Ascenso	
	L7	Apertura del Sistema de Agarre Trasero para el Kodiak y el R-36	Ancho
	L8	Apertura del Sistema de Agarre Trasero para el GMT-800	
	L9	Apertura del Sistema de Agarre Delantero para el Kodiak	
	L10	Apertura del Sistema de Agarre Delantero para el GMT-800 y el R-36	
	L11	Altura para la rotación	
	L12	Rotación 180°	
	L13	Posición Delantera del Kodiak Después del Descenso	Altura
	L14	Posición Trasera del Kodiak Después del Descenso	
	L15	Posición Delantera del GMT-800 Después del Descenso	
	L16	Posición Trasera del GMT-800 Después del Descenso	
	L17	Posición Delantera del R-36 Después del Descenso	
	L18	Posición Trasera del R-36 Después del Descenso	
	L19	Posición Delantera del Kodiak Después del Descenso Final	
	L20	Posición Trasera del Kodiak Después del Descenso Final	
	L21	Posición Delantera del GMT-800 Después del Descenso Final	
	L22	Posición Trasera del GMT-800 Después del Descenso Final	
	L23	Posición Delantera del R-36 Después del Descenso Final	
	L24	Posición Trasera del R-36 Después del Descenso Final	
F1	Sensor Fotosensible		
P1	Sensor de Proximidad Delantero		
P2	Sensor de Proximidad Trasero		

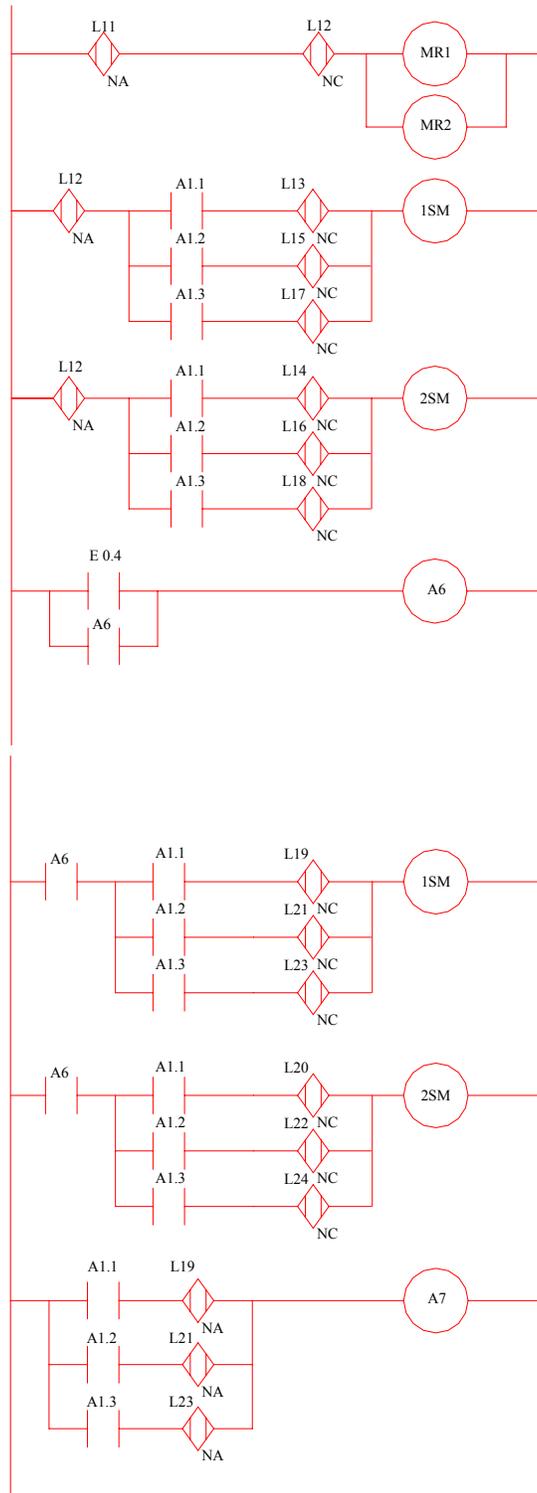
<b>Contactores para el movimiento de los Sistemas</b>	M1	Motor de las vigas Trasero
	M2	Motor de las vigas Delantero
	M3	Cilindro Neumático Delantero
	M4	Cilindro Neumático Trasero
	MS1	Motor de Ascenso Delantero
	MS2	Motor de Ascenso Trasero
	MR1	Motor de Rotación Delantero
	MR2	Motor de Rotación Trasero
	1M	M1 en sentido inverso
	2M	M2 en sentido inverso
	1SM	MS1 en sentido inverso
	2SM	MS2 en sentido inverso
<b>Temporizadores</b>	RT1	Temporizador OFF DELAY, Kodiak
	RT2	Temporizador OFF DELAY, GMT-800
	RT3	Temporizador OFF DELAY, R-36
	RT4	Temporizador OFF DELAY, Descenso
<b>Ubicación Física Inicial del Sistema</b>	S1	Posición Inicial del Sistema de Agarre Delantero
	S2	Posición Inicial del Sistema de Agarre Trasero
	S3	Posición Inicial del Sistema de Elevación Delantero
	S4	Posición Inicial del Sistema de Elevación Trasero
	S5	Posición Inicial del Cilindro Neumático Delantero
	S6	Posición Inicial del Cilindro Neumático Trasero

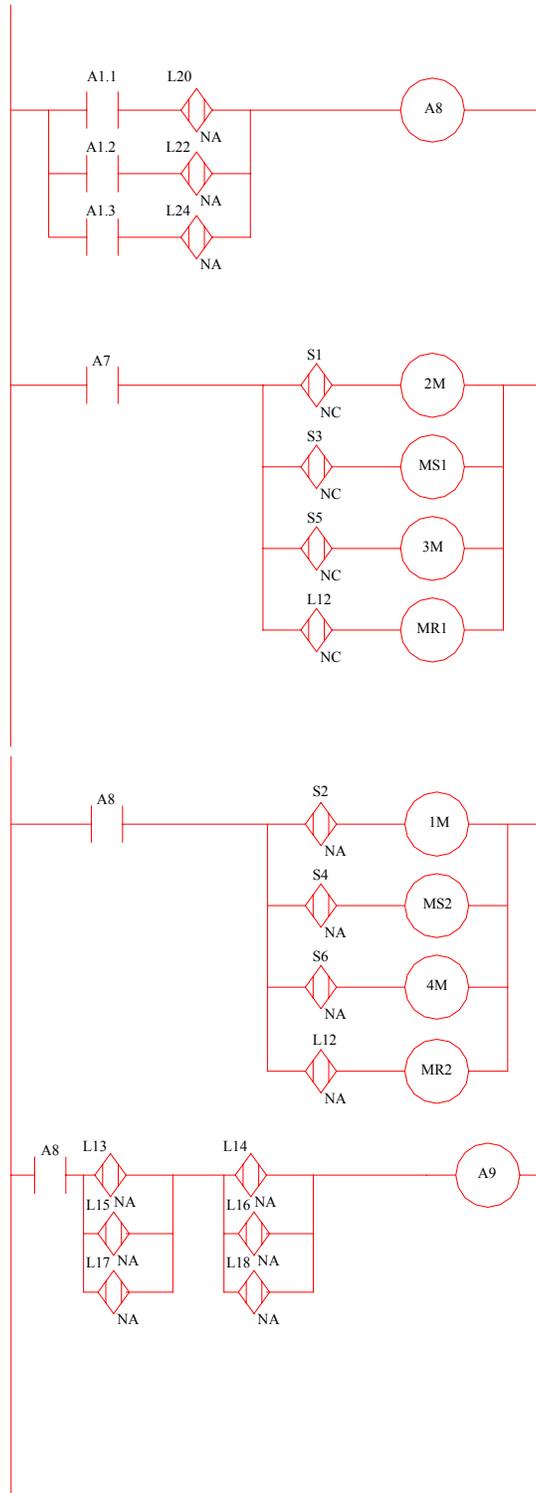
Con esta especificación de la nomenclatura utilizada para realizar el diagrama, se puede observar a continuación el mismo.

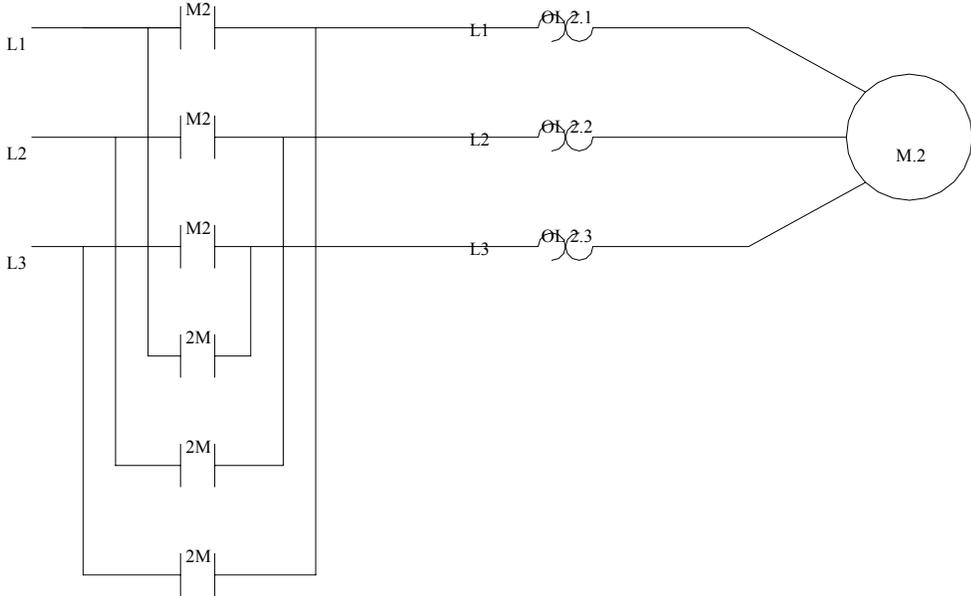
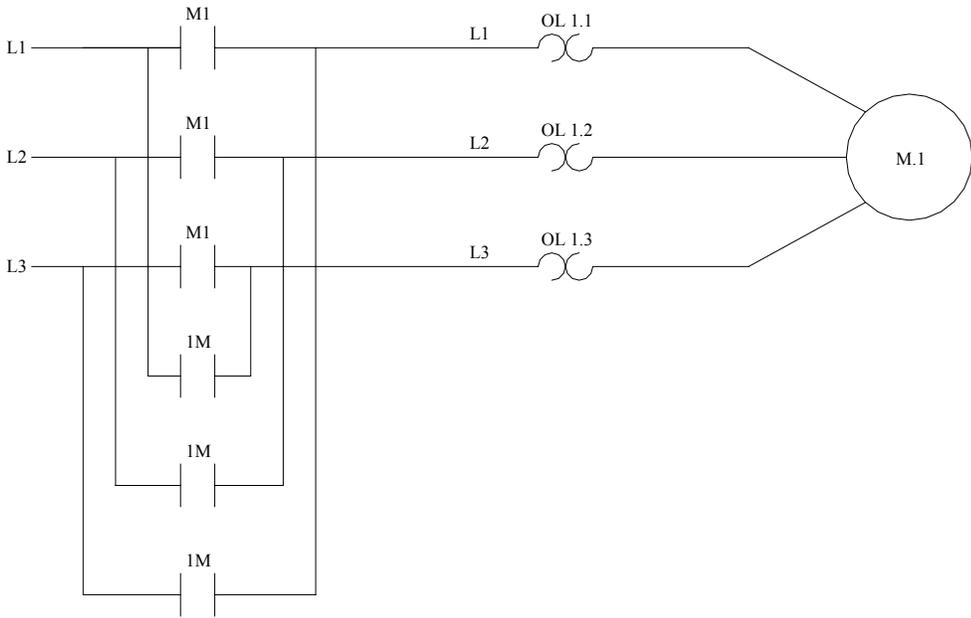
5.4 Diagrama Eléctrico.

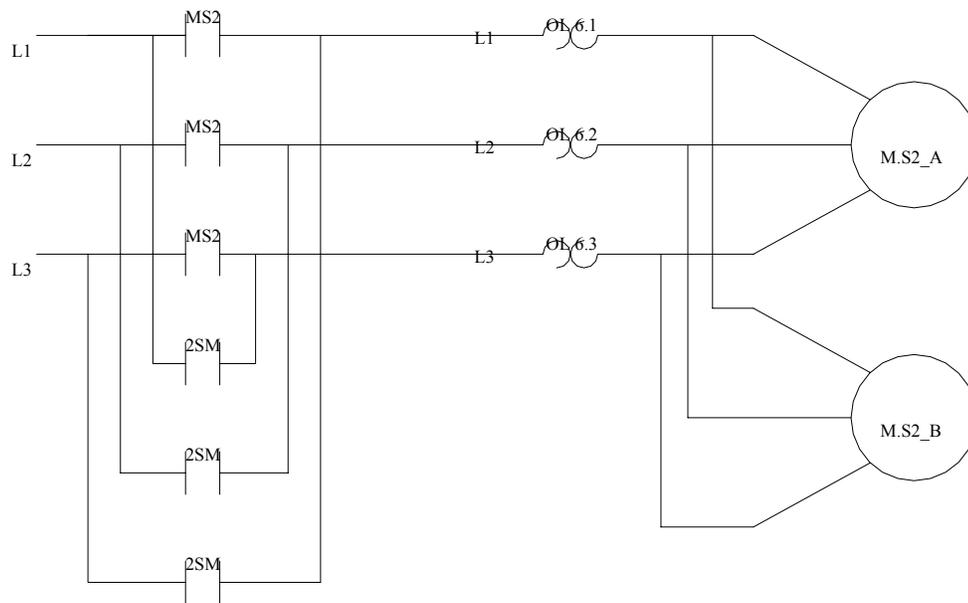
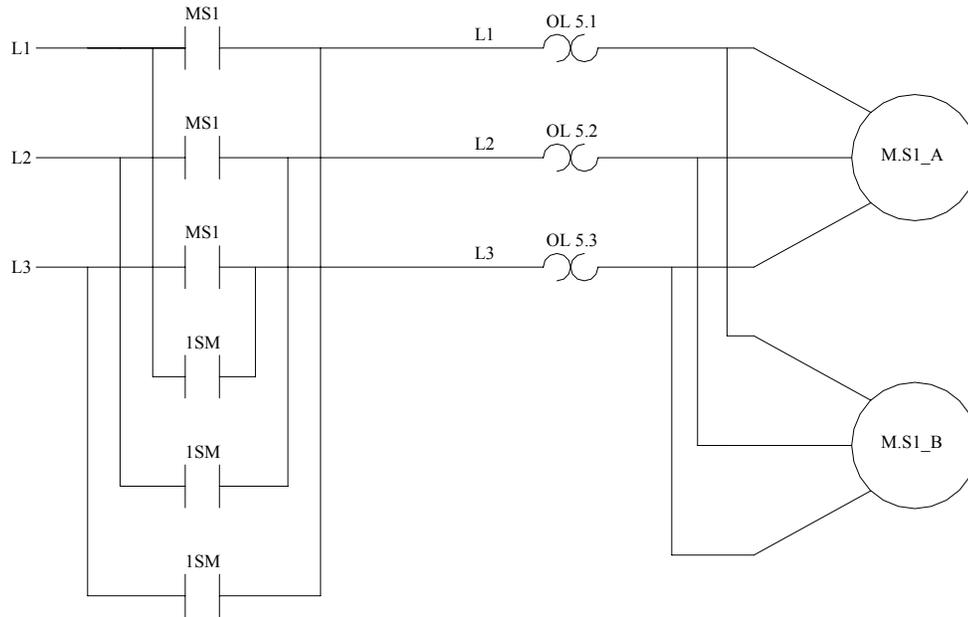


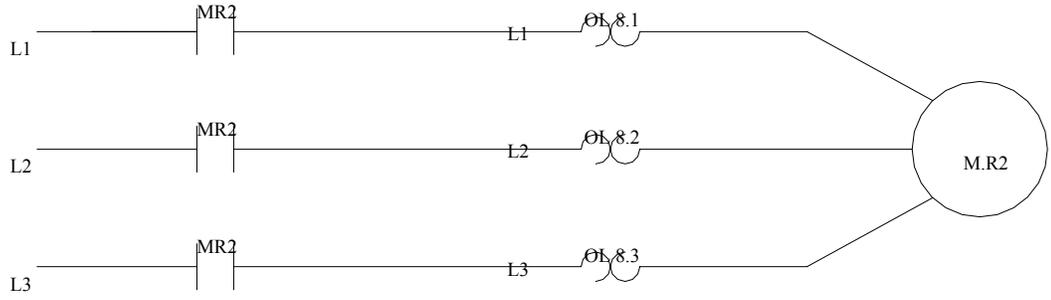
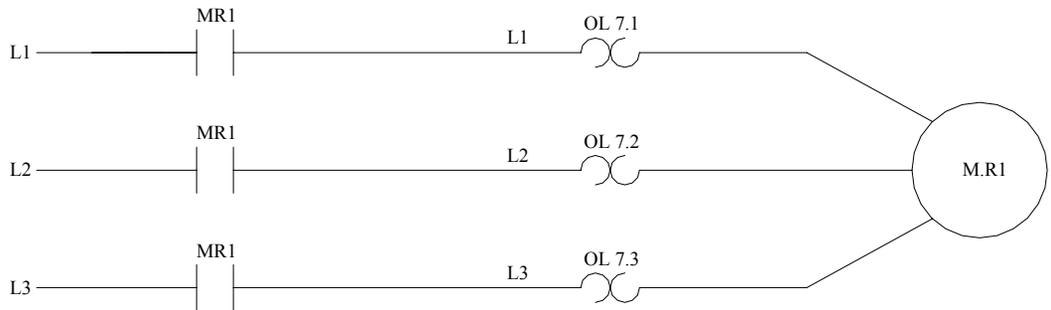












En este momento ya se conocen todas las variables que se deben manejar, y las características básicas del sistema, así como las bases para la selección entre un sistema de control por lógica cableada o un sistema de control por autómatas (PLC). El sistema de control diseñado tiene 37 entradas por consiguiente se selecciona la utilización de un Autómata de la casa Telemecanique del grupo Schneider Electric (o equivalente) modelo TSX 37-05, con 92 entradas/salidas (56 por bornero), con control de seguridad (paro de emergencia y de interruptores de posición). (Ver Anexo C). La opción de elegir un PLC viene dada por la condición del sistema, un PLC sobre un sistema de lógica cableada, en este caso tiene la ventaja de reducir los sensores de posición expuestos en el diagrama eléctrico, ya que la posición en un mismo eje se puede realizar en un PLC con un solo sensor de posición

En el caso de los accesorios necesarios para el funcionamiento total del sistema (tabla 5.2), se recomienda el uso de sensores fotoeléctricos XUJLM0619H7, sensores de proximidad XSDA400519H7, sensores de posición XCKP110H7, todos inductivos, para la aplicación en elementos metálicos, todos de la casa Telemecanique del grupo Schneider Electric (o equivalentes). Estos dispositivos se eligen además de inductivos (aplicación de elementos metálicos), también se tienen como parámetro la distancia de aplicación, dentro de los rangos requeridos. (Anexo C)

### 5.5 Mantenimiento del Sistema

El plan de mantenimiento especifica para cada uno de los equipos utilizados, su mantenimiento respectivo, para esto se establecen frecuencias y tipos de mantenimiento según el fabricante de cada uno de los mismos, teniendo como especificación de mantenimiento la siguiente tabla 5.3.

Tabla 5.3. Mantenimiento del Sistema de Control.

<b>Equipo</b>	<b>Frecuencia</b>	<b>Tipo de Mantenimiento</b>	<b>Con que</b>
Autómata y sus elementos	Mensualmente	Limpieza General	-

## 6.1 Costo de Equipos

Se presenta en este capítulo una tabla de costo de adquisición de equipos. Se debe tener presente que el valor de los mismos no incluye transporte ni instalación, en todo caso se tomó en cuenta un 15% de imprevistos en la realización del proyecto. Estos costos están sujetos a cambio por los proveedores.

Tabla 6.1. Tabla de Equipos.

Descripción	Unidades	Precio/Unidad (Bs/U)	Precio Total (Bs)
Plancha de 6 mm. de espesor	1	60.606,00	60.606,00
Plancha de 10 mm. de espesor	1	573.300,00	573.300,00
Plancha de 38 mm. de espesor	1	155.610,00	155.610,00
Pletinas calibradas (600x100x6)	1	1.965,60	1.965,60
Barra de 1/2 pulg. de 75 cm. de largo	1	1.037,48	1.037,48
Barra de 1 pulg. de 6 m.	4	16.599,74	66.398,95
Barra de 1 1/2 pulg. de 1,1 m. de largo	1	6.847,39	6.847,39
Barra de 2,5 pulg. de 70 cm. de largo	1	12.103,97	12.103,97
Barra de 4 pulg. de 30 cm. de largo	1	13.279,79	13.279,79
Plancha de 13 mm. de espesor	1	12.776,40	12.776,40
Tubería Estructural Rectangular 350x170x9 de 3m.	2	150.000,00	300.000,00
Tubería Estructural Cuadrada 175x175x5,5 de 1,5 m.	4	60.000,00	240.000,00
<b>Gastos en maquinado y doblado (75%)</b>	-	-	<b>727.944,19</b>
Rodamiento 31305	2	22.000,00	44.000,00
Rodamiento 32915	6	52.700,00	316.200,00
Bocinas de Bronce	2	100.000,00	200.000,00
Motor-reductor Bonfiglioli MVF 44/A	2	260.000,00	520.000,00
Motor-reductor Bonfiglioli MRVF 150/A	2	1.300.000,00	2.600.000,00

Motor-reductor Bonfiglioli A102_5.5	4	580.000,00	2.320.000,00
Tornillo de Potencia 5 pulg. 1,5 m.	4	600.000,00	2.400.000,00
Tornillo de Potencia 3/4 pulg. 1,5 m.	4	200.000,00	800.000,00
Controlador Lógico Programable MICRO TSX 3705 028DR1	1	633.000,00	633.000,00
Sensor Fotoeléctrico XUJLM0619H7	1	118.000,00	118.000,00
Sensor de Proximidad XSDA400519H7	2	160.000,00	320.000,00
Sensor de Posición XCKP110H7	30	26.000,00	780.000,00
Sistema Neumático	2	350.000,00	700.000,00
<b>Varios</b>			<b>500.000,00</b>
<b>Sub-Total</b>			<b>13.923.069,78</b>
<b>Imprevistos (15%)</b>			<b>2.088.460,47</b>
<b>Total</b>			<b>16.011.530,25</b>

1. Se lograron los objetivos planteados para el desarrollo de este trabajo especial de grado, con el diseño satisfactorio de un sistema para voltear chasis, versátil y automatizado en su gran mayoría, aplicable en la línea de producción de la empresa General Motors Venezolana, específicamente en la línea de camiones.
2. La utilización de una matriz morfológica en un diseño requiere de una gran experiencia por parte del diseñador, además de su aplicación conjunta con otro método de diseño como la tormenta de ideas. Esto se comprobó al obtener en un principio un sistema de agarre inapropiado y costoso, luego un agarre con incompatibilidad geométrica, con lo que se tuvo que realizar varias tormentas de ideas para solucionar dichos problemas.
3. Se logró en su gran mayoría utilizar piezas y elementos análogos con la finalidad de disminuir la variedad de los mismos en cuanto a sus dimensiones, marcas, etc., logrando así reducir costos y facilitando la adquisición de materiales en el momento de la construcción. Por medio de las teorías de diseño aplicadas se asumió con base en factores de seguridad que todas las piezas obtenidas con características geométricas y de resistencia parecidas sean similares entre sí.
4. En este trabajo se consideraron en todo momento las características geométricas de las piezas, para poder facilitar su ensamblaje en el momento de la construcción, evitando los problemas de espacio que se puedan presentar en dicho momento, logrando esto con la utilización del programa Mechanical Desktop, en el cual se realizaron los dibujos a escala en tres dimensiones para así comprobar la distribución y espacios ocupados por dichos elementos.
5. Se seleccionó un sistema de automatización por PLC que cumple con los requerimientos del sistema. Este se seleccionó sobre un sistema de lógica cableada ya que un PLC le da versatilidad de programación, proporcionando así una versatilidad al sistema para adaptarse a cualquier tipo de chasis.

1. En el caso que este diseño se llevase a cabo, sería importante estudiar la posibilidad de cambiar los soportes de los chasis en la línea de producción, ya que cuando se voltea el chasis usa otro soporte y deben cambiarse mientras la máquina está en funcionamiento con el chasis acoplado, de manera que los operarios de la máquina no tengan que cambiar y ajustar los soportes. Una posible idea sería un soporte universal que funcione cuando el chasis se encuentra volteado y también cuando se encuentra derecho.
2. El sistema de agarre delantero presentó a lo largo del diseño problemas de incompatibilidad geométrica, una vez estudiadas varias opciones se optó por la que se consideró más conveniente dadas las condiciones geométricas existentes. Este diseño podrá ser objeto de ajustes y/o adaptaciones al momento de construirse, incluso, se pueden desarrollar ideas diferentes en la búsqueda de un diseño óptimo para sistema.
3. Se recomienda la utilización de una batería en caso de que exista un fallo de energía eléctrica para evitar paradas imprevistas durante el proceso. Esta batería debe ser capaz de suministrar al sistema suficiente energía para poder concluir su proceso y evitar cualquier tipo de accidente.
4. Antes de realizar el diseño de un sistema y al tener una solución específica, es necesario además de hacer una buena tormenta de ideas tratar de buscar en el mercado sistemas estándares (comerciales) aplicables a la idea y sistemas que puedan ahorrar tiempo al diseñador, eliminando dispositivos a diseñar como por ejemplo un reductor de engranes cónicos que se deba diseñar, se puede sustituir por un motor-reductor con una salida a 90°.
5. En todo momento se debe tener presente que las grandes cargas a las cuales está sometido un determinado sistema deben ser transmitidas a tierra por medio del mismo para así poder evitar vibraciones o concentraciones de fuerzas en alguna de sus partes.

6. Se debe realizar la programación de la narrativa de control correspondiente al PLC recomendado. En caso de seleccionar un PLC diferente, se debe realizar la programación del mismo.
7. Se debe comprobar el diseño realizado por cargas de fatiga en los elementos que lo amerite, con la finalidad de aprobar la aplicación de los factores de seguridad utilizados en dicho diseño.
8. Se recomienda la utilización de otros métodos de diseño, para complementar la utilización de la matriz morfológica y la tormenta de ideas, con la finalidad de lograr solventar los problemas que se puedan presentar en el momento de la construcción y ensamblaje del sistema de agarre delantero.

- AVALLONE, Eugene y Theodore Baumeister III. **“Manual del Ingeniero Mecánico”**. Editorial McGraw Hill. Mexico, 1995. Tomo I.
- BEER, Ferdinand y E. Russell Johnston, Jr. **“Mecánica de Materiales”**. Editorial McGraw-Hill. Santiago de Bogota, Colombia. 1993.
- BENITEZ, Luis E. **“Aplicación gerencial del mantenimiento productivo total”**. En actas del II Simposio Internacional de Ingeniería Industrial e Ingeniería de Mantenimiento Mecánico. Mérida, Venezuela. 2000.
- Catálogo General SKF. Italia, 1999.
- GIECK, Kart. **“Manual de Formulas Técnicas”**. Editorial Representaciones y Servicios de Ingeniería S.A. México, 1975.
- JONES, Christopher. **“Métodos de Diseño”**. Editorial Gustavo Gili, S.A. Barcelona. (España) 1982.
- KRICK, Edward V. **“Fundamentos de ingeniería; métodos, conceptos y resultados”**. Editorial Limusa. México, 1991.
- MILANI, Rodolfo. **“Diseño para Nuestra Realidad”**. Editorial Equinoccio. Caracas.
- MOTT, Robert. **“Diseño de elementos de Máquina”**. Editorial Prentice Hall. México. 1995
- NIEMMANN, G. **“Tratado teórico práctico de elementos de máquinas”**. Editorial Labor. Barcelona. (España). 1973.
- SHIGLEY, Joseph E. y Charles R. Mischke. **“Diseño en Ingeniería Mecánica”**. Editorial McGraw Hill Interamericana de México, S.A. México. 1990.
- SHIGLEY, Joseph E. y John J. Uicker, Jr. **“Teoría de máquinas y mecanismos”**. Editorial McGraw Hill Interamericana de México, S.A. México. 1988.

- SINGER, Ferdinand. **“Resistencia de Materiales”**. Ediciones del Castillo S.A. Madrid. (España) 1971.