

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UN ELEVADOR DE TIJERAS PARA EL
MANTENIMIENTO DEL AVIÓN MODELO DC-10 (-10) DE LA FAE.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

EDUARDO ANDRÉS QUINTANA ANDRADE

Eaqua17@hotmail.com

MAURICIO RAFAEL VALLADARES CRUZ

Valladares_mra@hotmail.com

DIRECTOR: ING. LEONARDO PATRICIO FLORES TAMAYO

Patricio.flores@epn.edu.ec

QUITO, JUNIO 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Eduardo Andrés Quintana Andrade y Mauricio Rafael Valladares Cruz, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría: que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Eduardo Andrés Quintana Andrade

Mauricio Rafael Valladares Cruz

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Eduardo Andrés Quintana Andrade y Mauricio Rafael Valladares Cruz, bajo mi supervisión.

Ing. Leonardo Patricio Flores Tamayo Msc.
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Alcivar Baldemar Jaramillo Carrión. Msc.
COLABORADOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A Dios por acompañarnos en cada momento de nuestras vidas.

A todos los ingenieros que dedicaron su tiempo para la culminación de esta parte de nuestras vidas, en especial a nuestro director Ing. Patricio Flores, por la paciencia y el apoyo.

A todos nuestros amigos por estar junto a nosotros, con quienes se compartió gran parte de la vida universitaria.

Mauricio y Eduardo

DEDICATORIA

Dedicado a mis queridos padres Nelson y Norma mis hermanos David y Felipe,
por su amor permanente y así como también brindarme una excelente
formación moral, por su presencia en momentos inolvidables, y uno de ellos
como lo es la culminación de este sueño.

Eduardo

DEDICATORIA

Para ti porque en el afán de que sea mejor luchas y te esfuerzas cada día, este logro no me pertenece porque todo lo que soy te lo debo a ti.

Para ti la luz más brillante en mi noche más oscura.

Te amo madre

Mauricio

CONTENIDO

NOMENCLATURA:	XII
RESUMEN	XIII
PRESENTACIÓN	XIV
CAPÍTULO 1	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.1. ANTECEDENTES	1
1.1.1. NECESIDADES DE SERVICIO.....	2
1.1.1.1. Acceso a motores.....	3
1.1.1.2. Acceso a estabilizadores.....	3
1.1.1.3. Acceso a la parte interna del ala.	4
1.1.1.4. Acceso a la parte externa del ala	4
1.1.1.5. Acceso a fuselaje	5
1.2. BÚSQUEDA DE LAS NECESIDADES DEL USUARIO.....	5
1.2.1. FRECUENCIA DE USO	6
1.2.1.1. Mantenimiento menor:.....	6
1.2.1.2. Mantenimiento mayor:.....	7
1.3. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO.....	7
1.3.1. CARGA ÚTIL.....	7
1.3.2. ALTURA	8
1.3.3. SUPERFICIE DE TRABAJO NECESARIA.....	9
CAPÍTULO 2	11
2. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.	11
2.1. PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS.	11
2.1.1. ALTERNATIVA ELÉCTRICA.....	12
2.1.2. ALTERNATIVA HIDRÁULICA	14
2.1.3. ALTERNATIVA TORNILLO SIN FÍN	15
2.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.....	16
2.2.1. CRITERIOS DE VALORACIÓN CONSIDERADOS:.....	16
2.2.1.1. Costo	16

2.2.1.2.	Espacio disponible para almacenamiento	16
2.2.1.3.	Facilidad de construcción	17
2.2.2.	EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO.....	17
2.2.3.	EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO CON LAS ALTERNATIVAS:.....	18
2.2.4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	21
CAPÍTULO 3.....		22
3.	DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA	22
3.1.	CÁLCULO PARA LA DETERMINACIÓN DE PERFILES	22
3.1.1.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	22
3.1.2.	DETERMINACIÓN DE LA POSICIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	23
3.1.2.1.	Cálculo del peso de la estructura	23
3.1.2.2.	Determinación de la fuerza del cilindro.....	27
3.1.3.	ANÁLISIS ESTÁTICO	33
3.1.3.1.	Cálculo de reacciones.....	34
3.1.3.2.	Cálculo de la estructura como pórtico.....	42
3.1.3.3.	Cálculo de las componentes rectangulares en los Tubos Estructurales	49
3.1.3.4.	Cálculo de esfuerzos	56
3.1.3.5.	Estabilidad.....	58
3.1.3.6.	Cálculo y dimensionamiento de las uniones.....	60
3.1.3.7.	Esfuerzos en los tubos rigidizadores	71
3.1.3.8.	Cálculo de la base de la estructura	73
3.1.3.9.	Estabilizadores	76
3.1.3.10.	Selección del cilindro hidráulico.....	82
3.1.3.11.	Selección de ruedas y garruchas	85
3.1.3.12.	Análisis tubos de la canastilla.....	86
3.1.3.13.	Esfuerzo en el soporte del cilindro hidráulico	87
CAPÍTULO 4		97
4.	SIMULACIÓN DE LA MÁQUINA	97
4.1.	APLICACIÓN DEL SOFTWARE UGS	97

4.2.	SIMULACIÓN DEL ELEVADOR	97
4.2.1.	UGS NX 7	98
CAPÍTULO 5		101
5.	SIMULACIÓN DE LA PRODUCCIÓN	101
5.1.	PRESENTACIÓN DEL SOFTWARE UGS	101
5.1.1.	SELECCIONAMOS LA OPCIÓN NUEVO	102
5.1.1.1.	Modelo.....	102
5.1.1.2.	Nombre.....	102
5.1.1.3.	Carpeta.....	102
5.1.2.	SELECCIONAMOS LA OPCIÓN CROQUIS	103
5.1.2.1.	Plano del croquis.....	103
5.1.2.2.	Orientación del croquis.....	103
5.1.3.	SELECCIONAMOS LA OPCIÓN PERFIL	104
5.1.4.	BARRA DE HERRAMIENTAS.....	104
5.1.5.	SELECCIONAR FINALIZAR CROQUIS.....	105
5.1.5.1.	Límites.....	105
5.1.5.2.	Desmoldeo	105
5.1.5.3.	Ajustes.....	106
5.1.5.4.	Vista preliminar.....	106
5.1.5.5.	Navegador de pieza	106
5.1.6.	OPCIÓN FABRICACIÓN.....	106
5.1.7.	SELECCIONAR FABRICACIÓN	107
5.1.7.1.	Configuración de la sesión CAM	107
5.1.7.2.	Ajuste inicial de CAM para crear	107
5.1.8.	OPCIÓN PROGRAMA	108
5.1.8.1.	Cambiar nombre.....	108
5.1.8.2.	Pieza de trabajo.....	108
5.1.9.	CREACIÓN DE HERRAMIENTAS	109
5.1.9.1.	Tipo de herramienta	109
5.1.9.2.	Biblioteca.....	109
5.1.10.	DIMENSIONES DE HERRAMIENTA	110
5.1.10.1.	Dimensiones.....	110

5.1.10.2.	Descripción.....	110
5.1.10.3.	Porta herramienta.....	110
5.1.11.	VISTA DE GEOMETRIA.....	111
5.1.11.1.	Pieza de Trabajo	111
5.1.11.2.	Especificar pieza	111
5.1.11.3.	Pieza en bruto.	112
5.1.11.4.	Material.....	112
5.1.12.	CREACIÓN DE OPERACIONES	112
5.1.12.1.	Subtipo de operaciones.....	112
5.1.12.2.	Ubicación.....	113
5.1.13.	OPCIONES DE OPERACIÓN	113
5.1.13.1.	Geometría	113
5.1.13.2.	Herramienta.....	113
5.1.13.3.	Ajuste de trayectoria.....	114
5.1.13.4.	Control de máquina	114
5.1.13.5.	Generar	114
5.2.	PROCESOS DE FABRICACIÓN	114
5.2.1.	OPCIÓN ACCIONES.....	115
5.2.1.1.	Generar	115
5.2.1.2.	Repetir.....	115
5.2.1.3.	Verificar	115
5.2.2.	VISUALIZACIÓN DE TRAYECTORIA PARA HERRAMIENTAS.....	116
5.2.2.1.	Herramienta.....	116
5.2.2.2.	Tipo de visualización	116
5.2.3.	VELOCIDAD DE ANIMACIÓN.....	117
5.2.4.	SELECCIONAMOS LA OPCIÓN POST-PROCESO.....	119
5.2.4.1.	Número de ejes	119
5.2.4.2.	Ajustes.....	119
5.2.4.3.	Carpeta.....	119
5.2.5.	CODIFICACIÓN DEL PROCESO.....	120
5.3.	PLANOS DE TALLER Y MONTAJE.....	121
	CAPÍTULO 6	122

6.	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	122
6.1.	INTRODUCCIÓN.....	122
6.2.	COSTOS	123
6.2.1.	MATERIALES.....	123
6.3.	MANO DE OBRA.....	123
6.4.	SERVICIOS Y FABRICACIÓN.....	124
6.5.	COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN	124
	CAPÍTULO 7	125
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	125
7.1.	CONCLUSIONES.....	125
7.2.	RECOMENDACIONES	126
	REFERENCIAS.....	127

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1.- Estructura de trabajo utilizada en el CEMA.....	1
Fig. 1.2.- Plataformas utilizadas para el acceso a motores.....	3
Fig. 1.3.- Plataforma utilizada para zona de los estabilizadores.....	3
Fig. 1.4.- Plataforma utilizada para el acceso a la parte interna del ala	4
Fig. 1.5.- Plataformas utilizadas para el acceso a la parte externa del ala.....	4
Fig. 1.6.- Plataformas utilizadas para el acceso a Acceso a fuselaje	5
Fig. 1.7.- Esquema de dimensiones nominales verticales del avión DC10-10	8
Fig. 1.8.- Esquema de dimensiones de la canastilla	9
Fig. 2.1.- Estructura de elevación de tijeras.	11
Fig. 2.2.- Alternativa Eléctrica.....	13
Fig. 2.3.- Alternativa Hidráulica.	14
Fig. 2.4.- Alternativa Tornillo Sinfín.	15
Fig. 3.1.- Esquema del mecanismo, nominación de nodos, cargas y distancias...22	
Fig. 3.2.- Dimensiones de la canastilla.....	24
Fig. 3.3.- Longitud del tubo rigidizador (r).....	26
Fig. 3.4.- Esquema general del primer módulo de la estructura.....	27
Fig. 3.5.- Ubicación del cilindro hidráulico, opción a).	29
Fig. 3.6.- Ubicación del cilindro hidráulico, opción b).	30
Fig. 3.7.- Ubicación del cilindro hidráulico, opción c).....	31
Fig. 3.8.- Sistema de coordenadas local: a.- vista lateral, b.- vista frontal.....	33
Fig. 3.9.- Reacciones en la canastilla.....	34
Fig. 3.10.- Reacciones en el quinto módulo.	34
Fig. 3.11.- Reacciones en el eslabón AD.	35
Fig. 3.12.- Reacciones en el cuarto módulo.	36
Fig. 3.13.- Reacciones en el eslabón CF.	36
Fig. 3.14.- Reacciones en el tercer módulo.....	37
Fig. 3.15.- Reacciones en el eslabón EH.	38
Fig. 3.16.- Reacciones en el segundo módulo.	39
Fig. 3.17.- Reacciones en el eslabón GJ.....	39
Fig. 3.18.- Reacciones en el primer módulo.....	40
Fig. 3.19.- Reacciones en el eslabón IL.	41

Fig. 3.20.- Esquema de cargas.	43
Fig. 3.21.- Tramo 1-2.....	43
Fig. 3.22.- Tramo 1-3.....	44
Fig. 3.23.- Tramo 1-4.....	44
Fig. 3.24.- Tramo 1-5.....	45
Fig. 3.25.- Tramo 6-7.....	46
Fig. 3.26.- Tramo 5-7.....	46
Fig. 3.27.- Tramo 4-7.....	47
Fig. 3.28.- Diagramas de Fuerza.....	48
Fig. 3.29.- Diagramas de Momento	48
Fig. 3.30.- Reacciones eslabón AD a 6°.....	49
Fig. 3.31.- Componentes rectangulares en el eslabón AD.	49
Fig. 3.32.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.	50
Fig. 3.33.- Reacciones eslabón CF a 6°.....	50
Fig. 3.34.- Componentes rectangulares en el eslabón CF.	50
Fig. 3.35.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.	51
Fig. 3.36.- Reacciones eslabón EH a 6°.....	52
Fig. 3.37.- Componentes rectangulares en el eslabón EH.	52
Fig. 3.38.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.	53
Fig. 3.39.- Reacciones eslabón GJ a 6°.....	53
Fig. 3.40.- Componentes rectangulares en el eslabón GJ	53
Fig. 3.41.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.	54
Fig. 3.42.- Reacciones eslabón KJ a 6°.....	55
Fig. 3.43.- Componentes rectangulares en el eslabón KJ.....	55
Fig. 3.44.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.	56
Fig. 3.45.- Esfuerzos de Von Mises, usando las componentes xyz.....	58
Fig. 3.46.- Ubicación de la reacción en el tubo estructural.....	61
Fig. 3.47.- Esquema de la sujeción a).....	63
Fig. 3.48.- Esquema de la sujeción b).....	64
Fig. 3.49.- Ubicación de la reacción en el tubo estructural.....	66
Fig. 3.50.- Sección del Tubo Estructural en unión U.	68
Fig. 3.51.- Esquema de la unión.....	69
Fig. 3.52.- Tubo rigidizador.....	72

Fig. 3.53.- Base de la Estructura.....	73
Fig. 3.54.- Diagrama de cuerpo libre a 6°.....	74
Fig. 3.55.- Unión Perfiles de la Base de la Estructura.....	76
Fig. 3.56.- Esquema de la estructura y ubicación de los estabilizadores.....	77
Fig. 3.57.- DCL estabilizadores.....	79
Fig. 3.58.- Posición del cilindro.....	82
Fig. 3.59.- Tubo de la Canastilla.....	86
Fig. 3.60.- Tubo Soporte del Cilindro Hidráulico.....	87
Fig. 3.61.- Diagrama de Cuerpo Libre del Soporte del Cilindro.....	88
Fig. 3.62.- Área de Cizalladura y sección transversal de la unión entre la horquilla y el rigidizador.....	89
Fig. 3.63.- Fs. conjunto placa - soporte del cilindro - horquilla	91
Fig. 3.64.- Soldadura de estabilizadores.....	92
Fig. 4.1.- Estructura extendida.....	98
Fig. 4.2.- Estructura Cerrada.....	98
Fig. 4.3.- Estructura cerrada vista lateral.....	99
Fig. 4.4.- Cálculo de fuerzas y reacciones en SAP 2000.....	100
Fig. 5.1.- Pantalla de inicio UGS NX 7.0	101
Fig. 5.2.- Opción nuevo.....	102
Fig. 5.3.- Opciones de Croquis.....	103
Fig. 5.4.- Selección de ejes	103
Fig. 5.5.- Opción Perfil.....	104
Fig. 5.6.- Croquis en el plano XY.....	105
Fig. 5.7.- Conformación del solido.....	106
Fig. 5.8.- Opción fabricación.....	107
Fig. 5.9.- Entorno de Maquinado.....	108
Fig. 5.10.- Programa (cambiar nombre)	109
Fig. 5.11.- Creación de Herramientas	110
Fig. 5.12.- Dimensiones de la Herramienta.....	111
Fig. 5.13.- Opciones de Vista de Geometría.....	112
Fig. 5.14.- Creación de OPERACIONES.....	113
Fig. 5.15.- Opciones de Operación.....	114
Fig. 5.16.- Opción generar.....	116

Fig. 5.17.- Ventana visualización de la trayectoria para herramientas.	117
Fig. 5.18.- Velocidad de avance de animación.....	117
Fig. 5.19.- Proceso de simulación.	118
Fig. 5.20.- Proceso de simulación.	118
Fig. 5.21.- Opción post-proceso.	119
Fig. 5.22.- Codificación del proceso.	120

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Estructuras utilizadas actualmente.....	2
Tabla 1.2 Dimensiones nominales verticales según Fig. 1.7.....	9
Tabla 2.1 Peso específico de cada criterio.....	18
Tabla 2.2 Evaluación del peso específico del criterio Complejidad del Sistema Motriz.....	18
Tabla 2.3 Evaluación del peso específico del criterio Complejidad del Sistema de Control.....	19
Tabla 2.4 Evaluación del peso específico del criterio Peso de la estructura	19
Tabla 2.5 Evaluación del peso específico del criterio Ancho de la estructura en Posición de reposo.....	19
Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio Altura de la Estructura en Posición de Reposo.....	20
Tabla 2.7 Tabla Resumen.....	20
Tabla 2.8 Tabla de Conclusiones.....	21
Tabla 3.1 Variación de las dimensiones según el ángulo θ	23
Tabla 3.2 Propiedades de los Tubos Estructurales utilizados.....	25
Tabla 3.3 Propiedades Mecánicas de los ejes.....	60
Tabla 3.4 Esfuerzos y factor de seguridad por aplastamiento.....	62
Tabla 3.5 Esfuerzos y factor de seguridad por flexión empotrado-vincha	64
Tabla 3.6 Esfuerzos y factor de seguridad por flexión vincha-vincha.....	65
Tabla 3.7 Esfuerzos y factor de seguridad por esfuerzo cortante	67
Tabla 3.8 Propiedades del tubo rigidizador.....	73
Tabla 3.9 Propiedades de los perfiles para los travesaños (ver Anexo H.1).....	75
Tabla 3.10 Propiedades del tubo estructural rectangular (Anexo I.1).....	80
Tabla 3.11 Propiedades del canal UPN (Anexo I.2).....	80
Tabla 3.12 Propiedades del tornillo nivelador.....	81
Tabla 3.13 Propiedades del tubo rectangular (ver Anexo L.1).....	87
Tabla 3.14 Propiedades del eje soporte (ver Anexo E).....	89
Tabla 3.15 Propiedades a la torsión de soldaduras de filete.....	94
Tabla 3.16 Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura.....	95

Tabla 3.17 Propiedades mínimas del metal de soldadura.....	96
Tabla 4.1 Comparación de resultados obtenidos mediante método analítico y (SAP 2000).....	100
Tabla 6.1 Costo de Materiales.....	123
Tabla 6.2 Costo de Mano de Obra.	123
Tabla 6.3 Costo de Servicios de Fabricación.	124
Tabla 6.4 Costo Total de Fabricación.....	124

NOMENCLATURA:

- P : Carga a elevar. [kN]
- P_{pl} : Peso de la canastilla de trabajo. [kN]
- W_t : Peso de todos los módulos de la estructura (Perfiles y Tubos rig.) [kN]
- h : Altura entre canastilla y base. [m]
- H : Altura media entre canastilla y base ($h/2$). [m]
- L : Longitud del eslabón de la tijera. [m]
- θ : Ángulo de elevación. [Grados]
- l_p : Longitud del cilindro hidráulico. [m]
- c : Distancia entre el punto de apoyo del cilindro y la base. [m]
- P_r : Ancho de la estructura (varía en función de θ). [m]
- b : Altura de cada módulo (varía en función de θ). [m]
- L_c : Longitud de la canastilla. [m]
- A_c : Ancho de la canastilla. [m]
- h_c : Altura de la canastilla. [m]
- e : Espesor de la plancha de acero utilizada en el piso de la plataforma.
- w_i : Peso de cada módulo [kN], (i : número de módulo)
- F_p : Fuerza del cilindro. [kN]
- r : Longitud del rigidizador. [m]
- A_p : Ancho del tubo estructural. [m]
- s : Separación entre tubos estructurales. [m]
- P_t : Peso del tubo estructural. [m]
- l : Distancia entre centros del eslabón de la tijera. [m]
- σ_x : Esfuerzo en la dirección x [MPa]
- σ_y : Esfuerzo en la dirección y [MPa]
- σ_z : Esfuerzo en la dirección z [MPa]
- σ' : Esfuerzo de Von Mises [MPa]
- τ : Esfuerzo cortante [MPa]

RESUMEN

El presente documento desarrolla el diseño de un elevador de tijeras para efectuar el mantenimiento de los estabilizadores del avión modelo DC-10 (-10) de las Fuerzas Armadas del Ecuador (FAE). Las características generales son que debe poseer una capacidad de media tonelada y doce metros de altura.

En el primer capítulo se desarrollan los temas teóricos afines y necesarios para el correcto desarrollo del proyecto. En el segundo capítulo se hace un estudio de los diferentes mecanismos de elevación que se pueden usar, y al final del capítulo se hace una selección de la alternativa más conveniente, para las necesidades del usuario.

A continuación en el tercer capítulo se realiza el dimensionamiento del elevador, con el fin de que éste sea el más adecuado en cuanto a limitaciones de espacio y tamaño. Para el capítulo cuarto se desarrolla la comprobación de fuerzas y reacciones calculadas en el capítulo anterior mediante el software de cálculo estructural SAP2000. Seguidamente en el quinto capítulo se detalla la utilización del CAM en NX7 para realizar la simulación de la producción en el software, y se presenta la codificación CAM de la producción, planos de taller y montaje. En el sexto capítulo se realiza un análisis económico de los materiales usados y mano de obra requerida para su potencial construcción.

Al final del proyecto se establecen las conclusiones y recomendaciones respectivas al proyecto.

PRESENTACIÓN

Debido a la falta de equipos necesarios para la revisión y el mantenimiento de los aviones en la FAE se propone el diseño de una plataforma con estructura de elevación tipo tijera, a fin de facilitar y disminuir los tiempos de trabajo, de tal manera que se pueda acceder cómodamente hasta una altura de 12 metros con una capacidad de carga de 500kg.

Se plantean estas especificaciones debido a la dificultad existente para realizar la revisión de elementos como alas y estabilizadores de los aviones y en particular el modelo DC-10(-10) que es el de mayor altura con el cual se trabaja en el CEMA (Centro de Mantenimiento Aeronáutico del Ecuador).

Se plantea el proyecto tomando en cuenta que en la actualidad el mantenimiento se lo realiza armando una estructura tipo andamio, hasta alcanzar la altura requerida, lo cual implica una demora considerable en los tiempos de trabajo, además de inseguridad para el personal que trabaja.

CAPÍTULO 1

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. ANTECEDENTES

Para realizar el mantenimiento de los aviones en la Fuerza Aérea Ecuatoriana (FAE) y tomando en consideración que los dispositivos de elevación que se utilizan actualmente en esta entidad generan considerables pérdidas de tiempo y demandan mayor esfuerzo físico por parte de los técnicos, se requiere de un dispositivo que permita alcanzar alturas entre dos y doce metros para realizar los trabajos de revisión y mantenimiento apropiados a los aviones.

En el Centro de Mantenimiento Aeronáutico (CEMA) se realiza el mantenimiento a aviones modelo: Boeing737, BoeingC727, Lock heed C-130 Hércules y McDonnell Douglas DC10-10, para establecer los parámetros de diseño de la Plataforma Elevadora Móvil para Mantenimiento (PEMP) se hará el estudio del avión DC10-10 que es el de mayores dimensiones.

Las estructuras utilizadas en la actualidad se presentan en la figura 1.1, se puede apreciar que es un sistema tipo andamio, formado del ensamble de módulos para alcanzar la altura requerida.



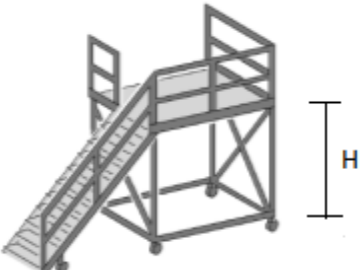
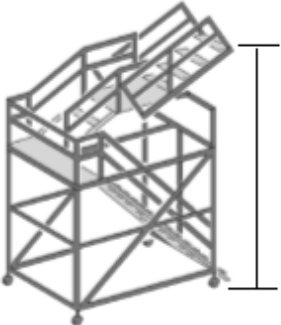

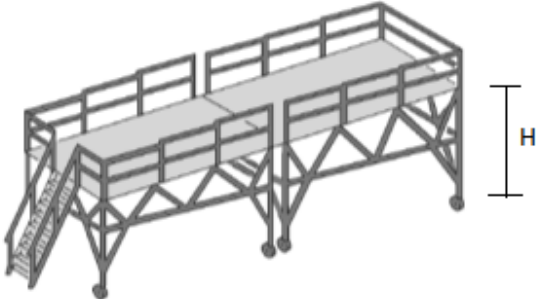
Fig. 1.1 Estructura de trabajo utilizada en el CEMA

1.1.1. NECESIDADES DE SERVICIO

Los diferentes trabajos de mantenimiento que se realizan en la actualidad son realizados con estructuras de tipo andamios como se muestra en la figura 1.1 y en tabla 1.1 detallada a continuación:

Accesos a los diferentes puntos de mantenimiento.

Tabla 1.1 Estructuras utilizadas actualmente.

Accesos	Descripción de la zona de trabajo	Dispositivo utilizado	Altura máxima (H)
1	Acceso a motores		4m
2	Zona de los estabilizadores		11.5m
3	Acceso a la parte interna del ala		1.4m
4	Acceso a la parte externa del ala		1.4-4m

Los dispositivos mostrados en la tabla 1.1, son módulos que se van armando hasta alcanzar la altura de los accesos de trabajo requerido.

Se hará una breve descripción de los accesos de trabajo que requieren la presencia de técnicos para realizar el mantenimiento

1.1.1.1. Acceso a motores

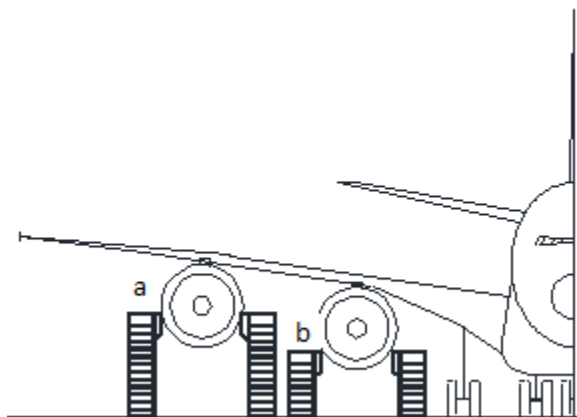


Fig. 1.2 Plataformas utilizadas para el acceso a motores

Con una altura aproximada de 4000 mm en el extremo superior (*a*) y de 910 mm en el inferior (*b*), los motores constituyen parte de los trabajos de mantenimiento (ver *fig. 1.2*).

1.1.1.2. Acceso a estabilizadores

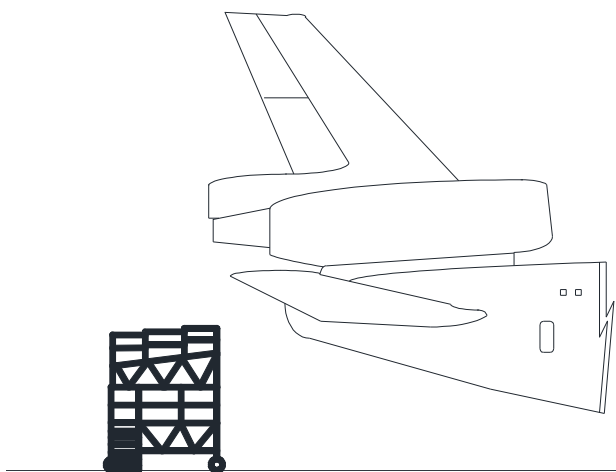


Fig. 1.3 Plataforma utilizada para zona de los estabilizadores

Debido a que los estabilizadores superiores traseros no requieren mantenimiento frecuente el estudio se centrará en la zona de estabilizadores inferiores traseros.

En los estabilizadores a una altura aproximada de 11500 mm, la plataforma elevadora facilitará la movilidad del personal y herramientas necesarias.

1.1.1.3. Acceso a la parte interna del ala.

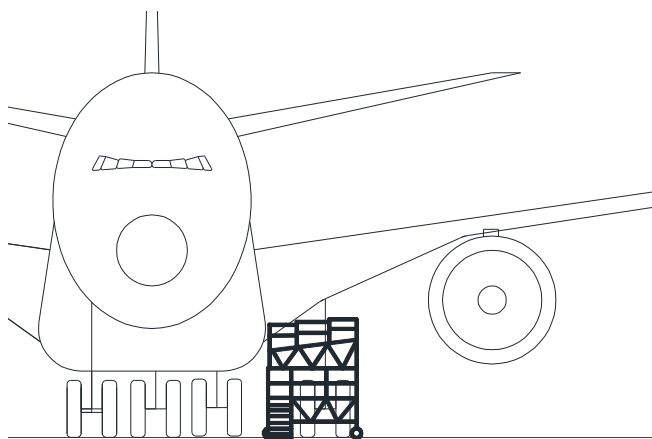


Fig. 1.4 Plataforma utilizada para el acceso a la parte interna del ala

A una altura no mayor a 1400 mm, la parte interna del ala del avión requiere revisiones puesto que constituye la unión entre la misma y el fuselaje del avión.

1.1.1.4. Acceso a la parte externa del ala

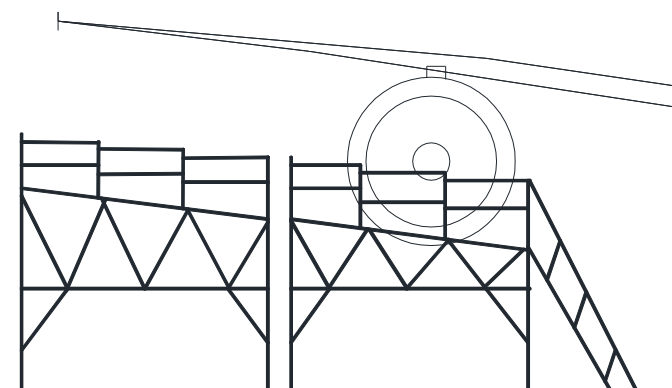


Fig. 1.5 Plataformas utilizadas para el acceso a la parte externa del ala

En un rango de alturas de 1400 mm y 4000 mm, los trabajos de mantenimiento que abarquen toda el área del ala del avión se pueden efectuar con facilidad.

1.1.1.5. Acceso a fuselaje

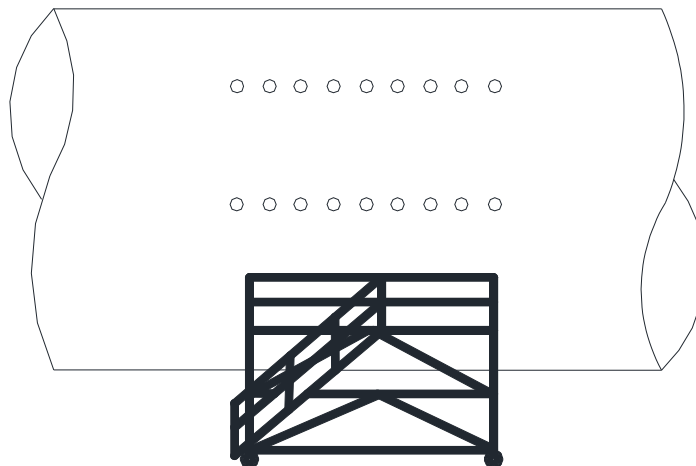


Fig. 1.6 Plataformas utilizadas para el acceso a Acceso a fuselaje

Para realizar los trabajos y revisiones rutinarias en el fuselaje se requiere de una altura máxima de 9000 mm lo cual incluye operaciones de mantenimiento general.

En las posiciones de trabajo que se detallaron se puede visualizar el tipo de estructuras que se utiliza actualmente para realizar el mantenimiento (*Anexo A*) por lo tanto en el presente proyecto se plantea una plataforma elevadora que cubra todos los accesos requeridos entre dos y doce metros de altura.

1.2. BÚSQUEDA DE LAS NECESIDADES DEL USUARIO

El CEMA necesita acceder a alturas aproximadas de doce metros, para realizar revisiones y trabajos de mantenimiento en alabes, estabilizadores y fuselaje, de manera segura y ergonómica de los trabajadores.

Con las estructuras estáticas utilizadas en la actualidad (*Anexo A*) existe dificultad en acceder a partes altas del avión como los alabes y la parte superior del fuselaje (*Ver figura 1.3*)

El espacio requerido para utilizar y almacenar las estructuras estáticas genera incomodidad y reduce el área de trabajo (*Anexo A Fig. A.1*).

Existe dificultad en la movilidad de técnicos, partes, piezas, material auxiliar de trabajo y herramientas, para subir y bajar de los accesos de trabajo.

Al trabajar con estructuras estáticas se tiene la dificultad de acceder a puntos medios de trabajo, puesto que con estas solo se puede llegar a alturas ya determinadas y en caso de requerir trabajos de mantenimiento en el fuselaje, parte superior del ala, se requiere de estructuras estáticas de diferentes alturas. (Anexo A *Fig. A.2*)

1.2.1. FRECUENCIA DE USO

El centro de mantenimiento aeronáutico presta su servicio a seis aviones anualmente, de los cuales dos son DC10-10. Actualmente los trabajos de mantenimiento del DC10-10, demoran en promedio 320 horas, en parte a la utilización de estructuras estáticas.

Cada avión posee su respectiva “Tarjeta de Rutina Emitida por el Operador”, la cual centra los trabajos en determinadas partes del avión, lo cual evita pérdidas de tiempo en revisiones innecesarias, una vez terminados los trabajos respectivos esta tarjeta y los manuales de mantenimiento son entregados en conjunto con el avión, lo cual implica que el CEMA no posee en detalle los mantenimientos realizados.

En el Centro de Mantenimiento Aeronáutico los trabajos se centran en el mantenimiento tipo C, pero las certificaciones otorgadas por el Instituto Nacional de Aeronáutica Civil (INAC) le acreditan a realizar los mantenimientos tipo A, B, C y D, que se detallarán a continuación.

1.2.1.1. Mantenimiento menor:

Dentro de esta categoría entran tres revisiones: A, B, y C, en las que se inspecciona cuidadosamente la estructura interior y exteriormente del avión, se comprueba el correcto funcionamiento del sistema eléctrico, sistema de combustible, sistema hidráulico, sistema neumático y sistema de oxígeno.

La revisión A se realiza cada 330 horas, incluye una inspección general de sistemas, componentes y fuselaje, tanto en el interior como en el exterior, para verificar su integridad.

La revisión B se lleva a cabo cada 1320 horas, en la que se comprueba la seguridad de sistemas, componentes y fuselaje, junto con el servicio del avión y la corrección de los elementos mecánicos, hidráulicos y eléctricos.

La revisión C se efectúa cada 3960 horas, en la que el avión se mantiene fuera de servicio entre 55 y 165 horas, idealmente tiempo en el cual se llega a decapar la pintura de todo el fuselaje para examinarlo exhaustivamente, incluyendo los sistemas, las instalaciones y la estructura visible.

1.2.1.2. Mantenimiento mayor:

Consiste en la revisión tipo D o también llamada “Gran Parada”, esta se la realiza cada 19800 horas y el avión está fuera de servicio en promedio 330 horas. El mantenimiento implica decapado de la pintura, cambio los motores, trenes de aterrizaje y mandos de vuelo, corrigiendo cualquier anomalía y sustituyendo lo que sea necesario (porque esté defectuoso o por cumplir plazos de normativa según Orden Técnica (OT)). Posterior a esto, se pinta, se colocan asientos y mobiliario de cabina y se realizan pruebas de vuelo en las que se comprueba la respuesta de los sistemas a situaciones de emergencia.

1.3. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO

De lo anteriormente explicado se consideran como principales parámetros del diseño: carga útil, altura, superficie de trabajo, debido a que los mismos complementan la identificación de las necesidades del usuario.

1.3.1. CARGA ÚTIL

En el CEMA las actividades de mantenimiento se realizan con alrededor de 30 trabajadores entre técnicos e ingenieros, los cuales están divididos en cuatro áreas de trabajo: Estructuras, Mantenimiento, Aviónica y Pintura. Para las revisiones y trabajos se necesita la participación de dos técnicos con un supervisor.

Por lo que la plataforma se diseñará para soportar el peso de tres operarios, con un peso promedio de ochenta y cinco kilogramos cada operario, más su respectivo equipo de trabajo (herramientas, partes, piezas y material auxiliar) con un peso promedio de veinte y cinco kilogramos, por lo tanto su peso total sería de

trescientos treinta kilogramos, esto para mantenimientos en las posiciones acceso a motores, zona de estabilizadores y acceso a la parte externa del ala.

Para el caso del mantenimiento general que se realiza en el fuselaje se requiere que la plataforma soporte el peso de 400 kg que corresponde al compresor, esto sucede cuando se necesita ubicarlo en el interior del avión para facilitar su manipulación además del peso de un técnico lo que en total da un peso de 485 kg.

Por lo tanto el peso máximo de diseño para la plataforma será de media tonelada.

1.3.2. ALTURA

La plataforma de elevación móvil de personal de mantenimiento con estructura tipo tijera, proyecta cubrir las posiciones básicas de mantenimiento de los aviones, de similares características al DC-10-10, teniendo como altura máxima de trabajo doce metros a la cual se localizan los estabilizadores, y sustituir la mayor parte de las diferentes plataformas fijas que hasta el momento se utilizan para realizar las tareas de mantenimiento. De este modo es posible proporcionar al operario la opción de desplazar o elevar la plataforma a cada momento dependiendo de la operación que esté realizando.

En la figura 1.7 y en la tabla 1.2 se indican las alturas de trabajo que debe satisfacer la plataforma móvil de mantenimiento.

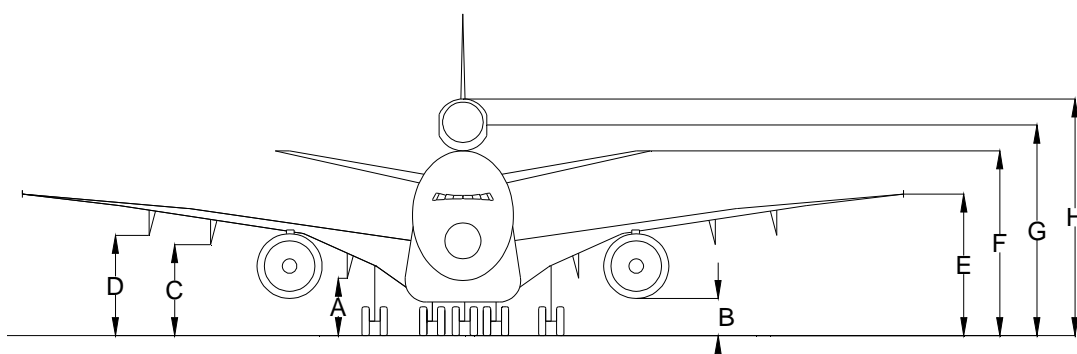


Fig. 1.7 Esquema de dimensiones nominales verticales del avión DC10-10

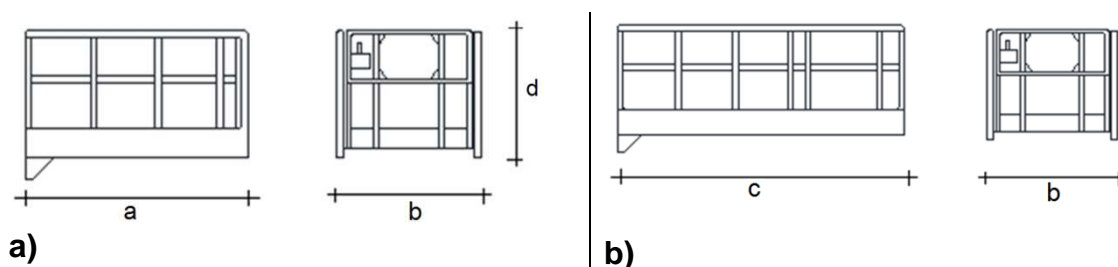
Tabla 1.2 Dimensiones nominales verticales según Fig. 1.7.¹

DIMENSIONES NOMINALES VERTICALES	
	[mm]
A	2600
B	1100
C	3200
D	3600
E	500
F	7600
G	10200
H	11500

1.3.3. SUPERFICIE DE TRABAJO NECESARIA

De la experiencia de los técnicos de la FAE se conoce que para realizar los trabajos apropiados de mantenimiento cada técnico necesita un espacio de 1 m² para su libre movilidad y sus respectivas herramientas, y debido a que la misma deberá soportar el peso de tres técnicos, el área de la canastilla (ver fig. 1.8a) estará dispuesta de 3 m², espacio en el cual cabe perfectamente el compresor.

Los perfiles estructurales comerciales tienen una dimensión estandarizada de 6 metros, por lo tanto se pretende acoplar las medidas de la canastilla a las dimensiones estandarizadas lo que implica que se dispondrá de las dimensiones “a”, “b” y “c”, con valores de: 2, 1.5 y 3 metros respectivamente para asegurar que exista el menor desperdicio posible de material.

**Fig. 1.8** Esquema de dimensiones de la canastilla

Tomando en cuenta que para el acceso de mayor altura para realizar las labores de mantenimiento corresponden a los estabilizadores, se requiere que la

¹ General Airplane Characteristics-Douglas DC-10; pp 3-5

superficie de trabajo se modifique, ampliando sus dimensiones hasta alcanzar un 1 m de largo adicional, con lo que las nuevas dimensiones serían 1.5 m de ancho y 3 m de largo dando como superficie total de trabajo 4.5 m². En la figura 1.8b se presentan el esquema de una extensión de la canastilla.

Se dispondrá de una protección que impida el paso o deslizamiento por debajo de las mismas o la caída de objetos sobre personas de acuerdo con El Real Decreto A.3.3 del RD 486/1997² sobre lugares de trabajo y A.1.1.6 del RD 2177/2004³ modificación de RD1215/1997 sobre equipos de trabajo.

De acuerdo a lo expuesto, la plataforma estará equipada con barandillas o cualquier otra estructura en todo su perímetro a una altura mínima de 0,90 m, correspondiente a la altura “d” (ver fig. 1.8a).

²Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo; REAL DECRETO 486/1997 pp7

³Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo; REAL DECRETO 2177/2004 pp5

CAPÍTULO 2

2. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.

2.1. PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS.

Para plantear las alternativas se tomarán las siguientes consideraciones generales:

Se usará eslabones de tres metros de largo (ver fig. 2.1).

El ángulo entre el eslabón y el bastidor será de 55° , con lo cual alcanza la altura requerida de 12 metros.

La plataforma estará conformada por dos columnas de tijeras separadas entre sí 1.5 m.

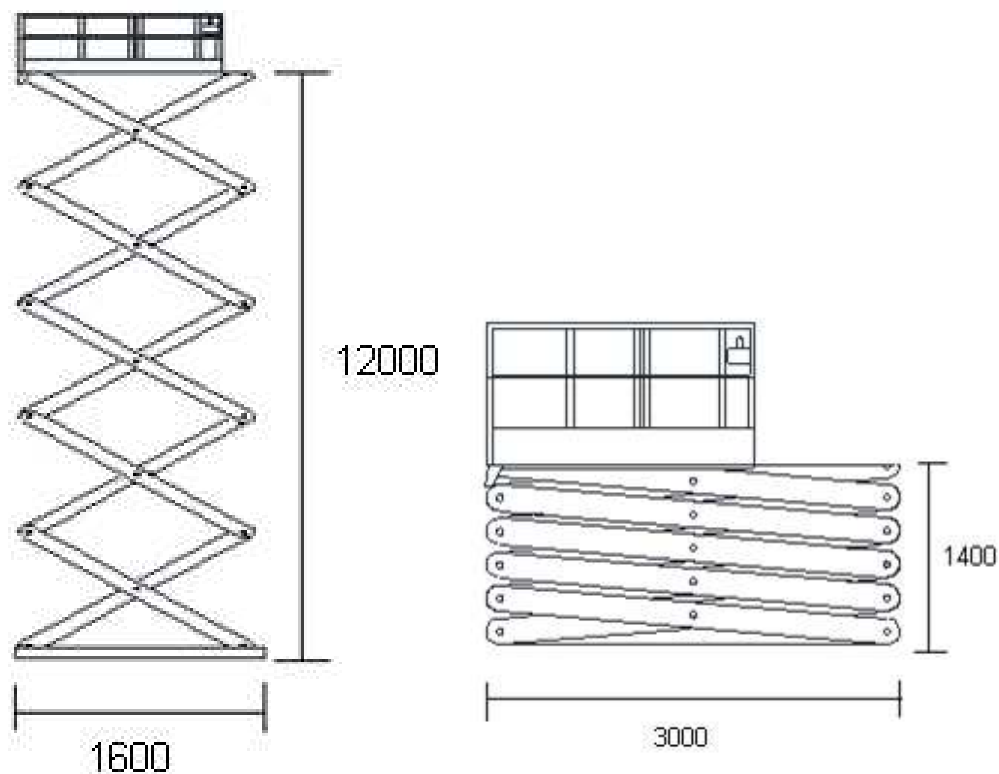


Fig. 2.1 Estructura de elevación de tijeras.

Es un tipo de plataforma que cuenta con un grado de libertad con movimiento vertical ascendente y descendente.

En su posición de reposo (*Ver Figura 2.1*) esta estructura alcanza una longitud aproximadamente igual al valor del largo de un eslabón y un alto correspondiente a la suma del ancho de cada eslabón.

La funcionalidad del dispositivo elevador tipo tijeras es relativamente simple ya que las tijeras responden al principio de palanca de primer grado, el cual especifica que se tiene dos miembros conectados mediante una articulación que permita libre movilidad entre sí, entonces, solo basta aplicar la fuerza en uno de los miembros para disminuir el ángulo formado entre los mismos y de esta manera permitir que se abran o cierren las tijeras.

Por lo tanto las alternativas serán basadas en el sistema motriz necesario para elevar el conjunto de tijeras hasta los doce metros de altura.

2.1.1. ALTERNATIVA ELÉCTRICA

Para este tipo de sistema motriz se requiere: una fuente de poder, un motor de corriente continua con un conjunto de baterías recargables o a su vez un motor de corriente alterna el cual solo requeriría de una extensión para energizarlo.

Este tipo de sistemas es ampliamente difundido en la construcción de Montacargas y para lograr el movimiento vertical requerido es necesario de rieles deslizantes, poleas y cable metálico o cadenas (*ver fig. 2.2*).

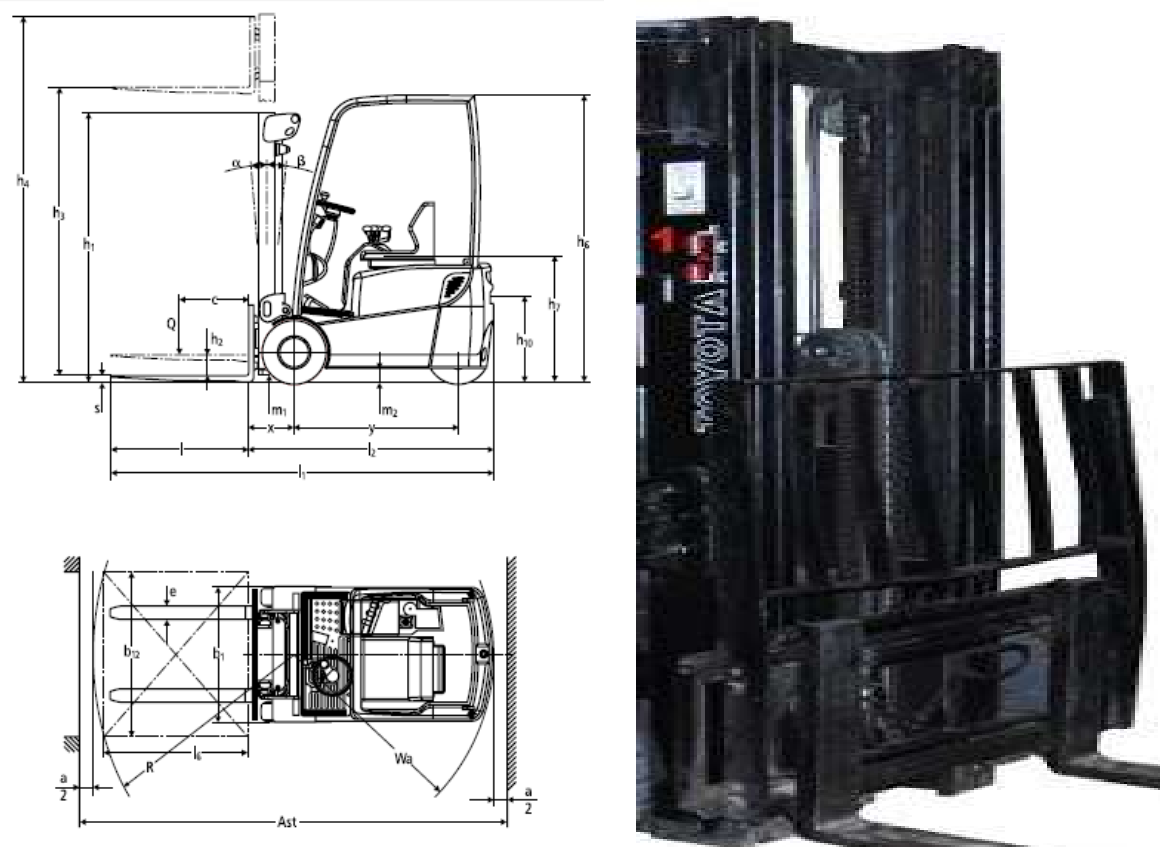


Fig. 2.2 Alternativa Eléctrica⁴.

Ventajas:

Si se hace uso de un motor de corriente alterna esto abarataría el costo debido a que solo se requiere de una extensión para energizarlo.

Permite que el operador del dispositivo no realice mayor esfuerzo físico para movilizarla verticalmente.

Desventajas:

Los motores de corriente continua tienen un costo elevado debido a que necesitan de una fuente de corriente continua o de un dispositivo que convierta la corriente alterna en continua.

Esta alternativa requiere de un sistema de frenado para poder detener el dispositivo en posiciones intermedias a los doce metros, o de la utilización de un Driver o variador de velocidad.

⁴JUNGHEINRICH; 2011; USA; <http://www.kellytractor.com/eng/images/pdf/forklifts/jungheinrich/electric-counterbalanced/efg-110k-115.pdf>; 06/02/2012

No es recomendable para cargas mayores a dos toneladas.

2.1.2. ALTERNATIVA HIDRÁULICA

Para este tipo de sistema motriz se requiere: un Actuador hidráulico, reservorio de aceite y una Motobomba.

Este sistema es utilizado en aplicaciones que requieren levantar cargas elevadas, es así que los dispositivos elevadores de tijeras existentes en el mercado hacen uso de este sistema, los elevadores de las volquetas, elevadores de autos, etc.



Fig. 2.3 Alternativa Hidráulica⁵.

Ventajas:

A diferencia de la alternativa eléctrica esta permite elevar cargas de alto tonelaje.

Su montaje no requiere de construcciones adicionales sino más bien las propias de su actuador (horquilla).

Permite que el operador del dispositivo no realice mayor esfuerzo físico para movilizarla verticalmente.

No requiere un sistema de frenado adicional, el criterio bajo la construcción de los actuadores es la propiedad de incompresibilidad que poseen los líquidos.

Se requiere de tres pulsadores: accionamiento, parada y descenso.

⁵BARTOLI; <http://www.bartolisrl.com/herramientas/elevtjbjajaaltura.htm>; 06/02/2012

Desventajas:

El costo del sistema hidráulico es mayor en comparación con el sistema eléctrico y de tornillo sinfín.

2.1.3. ALTERNATIVA TORNILLO SINFÍN

El sistema consiste en dos tornillos colocados verticalmente en los extremos, al girar dan movimiento a la estructura representada por la mesa (ver fig. 2.1). El inconveniente de este sistema es la sincronización de los tornillos ya que si uno de estos se adelanta o retrasa en el movimiento genera problemas de trabado⁶.

El sistema consiste de un tornillo sinfín - rueda dentada y requiere de elementos roscados.

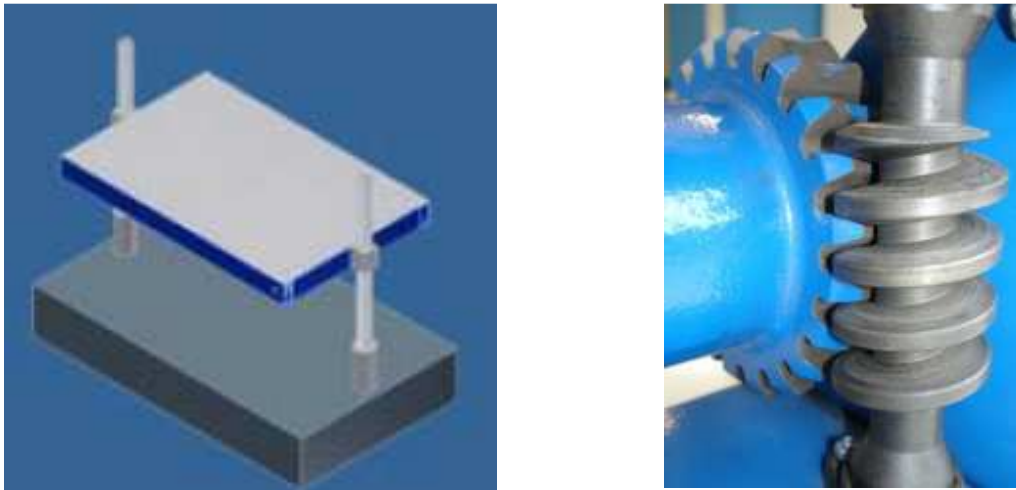


Fig. 2.4 Alternativa Tornillo Sinfín⁷.

Este sistema ofrece una gran reducción de velocidad, el tornillo sinfín tiene un diente mientras que el piñón puede tener los que queramos. La desventaja primordial de este sistema motriz es que la posición de los dientes hace que el mecanismo sea irreversible, por lo que no es posible hacerlo funcionar si conectamos el piñón al árbol motriz y el sinfín al conducido.

⁶ ASTUDILLO Juan, RAMIREZ César; <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/825/5/CAPITULO3.pdf>; pp12; 06/02/2012

⁷http://www.aulatecnologia.com/ESO/SEGUNDO/teoria21/mecani_smos/mecanismos.htm

Ventajas:

Su costo es bajo sin considerar automatización en este sistema.

Desventajas:

La dimensión de la estructura aumenta considerando que requiere de la colocación de los tornillos sinfín en los extremos de la estructura de tijeras.

El sistema de frenado es mediante trinquetes.

Si se requiere automatización el costo sería similar al de la alternativa eléctrica, esto debido a la utilización de cable metálico, poleas, el motor eléctrico con su variador de velocidad y el sistema de frenado automático.

2.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

2.2.1. CRITERIOS DE VALORACIÓN CONSIDERADOS:

Los criterios de valoración a continuación mostrados fueron obtenidos por convenio entre los autores del presente proyecto y los representantes de la empresa (FAE) a la cual va dirigido el mismo, siendo estos los suficientes y necesarios para la selección adecuada del tipo de estructura.

La selección se la realizará con la alternativa eléctrica y la alternativa hidráulica debido a que la alternativa manual no cumple los requisitos de carga (factor primordial de diseño).

2.2.1.1. Costo

Influye dependiendo de los siguientes criterios:

Complejidad del Sistema Motriz.

Complejidad del Sistema de Control.

Peso de la estructura.

2.2.1.2. Espacio disponible para almacenamiento

Influenciado por los siguientes criterios:

Ancho de la estructura en posición de reposo.

Altura de la estructura en la posición de reposo (sin canastilla).

2.2.1.3. Facilidad de construcción

Influenciado por los siguientes criterios:

Complejidad del Sistema Motriz.

2.2.2. EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO⁸.

Dado que en todas las soluciones de ingeniería intervienen múltiples aspectos que hay que considerar en forma global, en todos los métodos de evaluación aparece el problema de la ponderación.

El Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados será considerado para la selección de la alternativa del presente proyecto. Se basa en unas tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes:

Calificación 1: Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor, $>$) que el de las columnas.

Calificación 0.5: Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas.

Calificación 0: Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor, $<$) que el de las columnas.

⁸ RIBAS Carles; Diseño Concurrente; Ediciones UPC, 2002. pp 59-62

Tabla 2.1 Peso específico de cada criterio.

	Complejidad del Sistema Motriz	Complejidad del Sistema de Control	Peso de la Estructura	Ancho de la Estructura en Posición de Reposo	Altura de la Estructura en Posición de Reposo	Sumatoria	Sumatoria +1	Ponderación
Complejidad del Sistema Motriz	-	1	0	1	1	3	4	0,267
Complejidad del Sistema de Control	0	-	0	1	1	2	3	0,200
Peso de la Estructura	1	1	-	1	1	4	5	0,333
Ancho de la Estructura en Posición de Reposo	0	0	0	-	0,5	0,5	1,5	0,100
Altura de la Estructura en Posición de Reposo	0	0	0	0,5	-	0,5	1,5	0,100
						suma	15	1,000

2.2.3. EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO CON LAS ALTERNATIVAS:

Tabla 2.2 Evaluación del peso específico del criterio Complejidad del Sistema Motriz.

	Alternativa Eléctrica	Alternativa Hidráulica	Sumatoria	Sumatoria +1	Ponderación
Alternativa Eléctrica	-	0	0	1	0,333
Alternativa Hidráulica	1	-	1	2	0,667
			suma	3	1

Tabla 2.3 Evaluación del peso específico del criterio Complejidad del Sistema de Control.

	Alternativa Eléctrica	Alternativa Hidráulica	sumatoria	sumatoria +1	ponderación
Alternativa Eléctrica	--	0	0	1	0,333
Alternativa Hidráulica	1	--	1	2	0,667
			suma	3	1,00

Tabla 2.4 Evaluación del peso específico del criterio Peso de la estructura

	Alternativa Eléctrica	Alternativa Hidráulica	Sumatoria	Sumatoria +1	Ponderación
Alternativa Eléctrica	--	0	0	1	0,333
Alternativa Hidráulica	1	--	1	2	0,667
			suma	3	1,00

Tabla 2.5 Evaluación del peso específico del criterio Ancho de la estructura en Posición de reposo.

	Alternativa Eléctrica	Alternativa Hidráulica	Sumatoria	Sumatoria +1	Ponderación
Alternativa Eléctrica	--	0	0	1	0,333
Alternativa Hidráulica	1	--	1	2	0,667
			suma	3	1

Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio Altura de la Estructura en Posición de Reposo

	Alternativa Eléctrica	Alternativa Hidráulica	Sumatoria	Sumatoria +1	Ponderación
Alternativa Eléctrica	--	0,5	0,5	1,5	0,500
Alternativa Hidráulica	0,5	--	0,5	1,5	0,500
			suma	3	1

Para obtener la tabla de conclusiones se debe multiplicar el peso específico de cada criterio obtenido al evaluar las alternativas con el peso específico obtenido para cada criterio (ver *tabla 2.1*).

Tabla 2.7 Tabla Resumen.

	Evaluación Alternativa Eléctrica	Peso de cada criterio	Valor total	Evaluación Alternativa Hidráulica	Peso de cada criterio	Valor total
Complejidad del Sistema Motriz	0,333	0,267	0,089	0,667	0,267	0,178
Complejidad del Sistema de Control	0,333	0,200	0,067	0,667	0,200	0,133
Peso de la Estructura	0,333	0,333	0,111	0,667	0,333	0,222
Dimensión de la Estructura en Posición de Reposo	0,333	0,100	0,033	0,667	0,100	0,067
Altura de la Estructura en Posición de Reposo	0,500	0,100	0,050	0,500	0,100	0,050
Suma			0,350			0,650

Tabla 2.8 Tabla de Conclusiones.

Tabla de conclusiones							
	Complejidad del Sistema Motriz	Complejidad del Sistema de Control	Peso de la Estructura	Ancho de la Estructura en Posición de Reposo	Altura de la Estructura en Posición de Reposo	Suma	Prioridad
Alternativa Eléctrica	0,089	0,067	0,111	0,033	0,050	0,350	2
Alternativa Hidráulica	0,178	0,133	0,222	0,067	0,050	0,650	1

2.2.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Por lo tanto la Alternativa Hidráulica tiene una mejor calificación, a una distancia de casi el doble de la Alternativa Eléctrica. Por lo que se concluye que la alternativa de diseño es mediante un sistema motriz Hidráulico, que elevara doce metros de altura una estructura de tijeras.

CAPÍTULO 3.

3. DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA

3.1. CÁLCULO PARA LA DETERMINACIÓN DE PERFILES

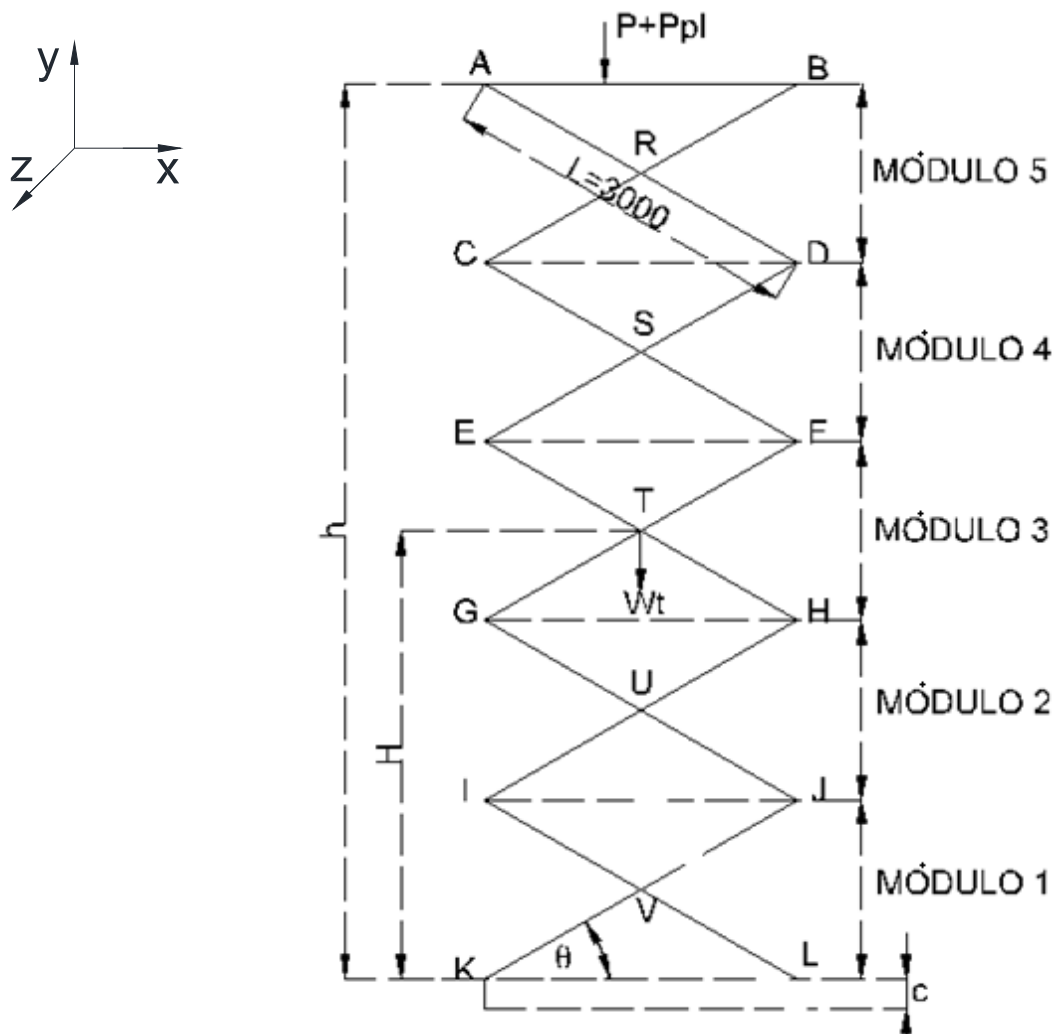


Fig. 3.1.- Esquema del mecanismo, nominación de nodos, cargas y distancias.

3.1.1. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

$P = 4,90 \text{ kN}$ Carga de elevación.

$h = 12 \text{ m}$ Altura entre canastilla y base de la estructura.

$L = 3000 \text{ mm}$ Longitud del eslabón de la tijera.

θ : Ángulo de elevación.

Se presenta en la siguiente tabla, la variación de las dimensiones de la estructura de tijeras.

Tabla 3.1 Variación de las dimensiones según el ángulo θ .

Ángulo Elevación (θ) [°]	Altura de cada módulo [m]	Ancho de la Estructura (Pr) [m]	Altura total de la estructura [m]
6	0.31	2.98	1.57
10	0.52	2.95	2.60
20	1.03	2.82	5.13
30	1.50	2.60	7.50
40	1.93	2.30	9.64
45	2.12	2.12	10.61
50	2.30	1.93	11.49
55	2.46	1.72	12.30
56	2.49	1.68	12.44
57	2.52	1.63	12.58
58	2.54	1.59	12.72
59	2.57	1.55	12.86
60	2.60	1.50	12.99

La altura total de la estructura es directamente proporcional al ángulo de elevación como se observa en la Tabla 3.1, para alcanzar la altura de doce metros se requieren de cinco módulos ($5 * 2.46 = 12.30 \text{ m}$), y un ángulo θ mayor o igual a 55 grados.

3.1.2. DETERMINACIÓN DE LA POSICIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

3.1.2.1. Cálculo del peso de la estructura

El valor del peso de la estructura, de primera instancia es calculado con perfiles aproximados a fin de obtener, una idea del valor total, es decir: la carga a elevar, peso de la canastilla de trabajo, peso de todos los módulos de la estructura (perfiles y tubos rigidizadores).

3.1.2.1.1. *Peso de la Canastilla*

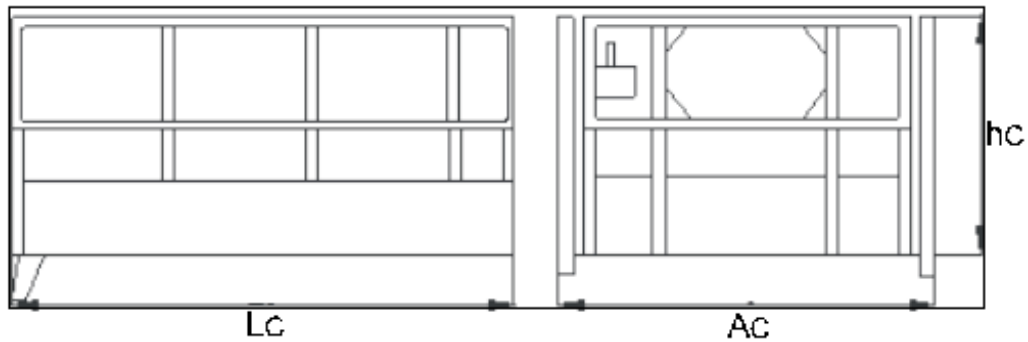


Fig. 3.2.- Dimensiones de la canastilla.

$L_c = 2 \text{ m}$ Longitud de la canastilla

$A_c = 1.5 \text{ m}$ Ancho de la canastilla

$h_c = 0.9 \text{ m}$ Altura de la canastilla

$e = 4 \text{ mm}$ Espesor de la plancha utilizada en el piso de la canastilla.

Para el marco superior inicialmente se analiza con perfiles que tienen un peso aproximado de 10.6 Kg/m . Mientras que para las uniones intermedias se propone tubos rectangulares de un peso de 4.48 Kg/m .

El peso de la plancha se lo determina con la ecuación presentada en los catálogos de DIPAC⁹:

$$\frac{L_c * A_c * e * 7.85}{1000000} \Rightarrow \frac{2000 * 1500 * 4 * 7.85}{1000000} = 94.2 \text{ kg}$$

Peso de la canastilla de trabajo:

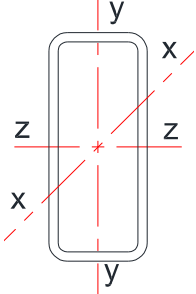
$$P_{pl} = (2 * L_c + A_c) * 10.6 + 94.2 + (7 * L_c + 7 * A_c + 6 * h_c) * 4.48 = 286.45 \text{ kg}$$

$$P_{pl} = 2.81 \text{ kN}$$

Para el análisis se utiliza tubos estructurales con las siguientes propiedades:

⁹DIPAC; Catalogo de Acero; Planchas de Acero; pág. 15

Tabla 3.2 Propiedades de los Tubos Estructurales utilizados.

		Peso	$I_{zz/c}$	$I_{yy/c}$	Inercia y	Inercia z	Área	t_z	t_y
Alto [mm]	Ancho [mm]	[kg/m]	[cm ³]	[cm ³]	[cm ⁴]	[cm ⁴]	[cm ²]	[mm]	[mm]
203,2	50.8	12,14	68,83	29,99	699,27	76,17	15,48	3,18	3,18
203,2	50.8	17.85	97.83	41.30	994.79	104.89	22.71	4.76	4.76
203.2	50.8	28.45	145.35	57.68	1477.62	146.51	36.19	7.94	7.94

Una vez seleccionados los perfiles que conforman el cuerpo de la estructura se realizará el análisis tomando las siguientes consideraciones:

Se utiliza tubos estructurales de longitud tres metros, el ángulo de elevación θ varía entre 6 y 55 grados para alcanzar los doce metros.

Los tubos estructurales disminuyen el área por la presencia de agujeros para las uniones.

El valor de la carga de viento, se considera el 10% del peso total de la estructura.

Para mantener la distancia de separación de las tijeras se consideran tubos de vapor de 2" con un peso de 7.48 Kg/m, el peso de estos tubos rigidizadores son considerados en el peso de cada módulo.

Como resultado del pre-análisis se determinó que los tubos estructurales que se utilizan son de tres espesores distintos, ya que mediante procesos iterativos se calculó que el peso disminuye manteniendo factores de seguridad confiables.

Se varió mediante procesos iterativos, la distancia entre el punto de apoyo del cilindro y la base (c), así como también la distancia entre el apoyo superior del cilindro hidráulico y el extremo del tubo estructural (l1), con el fin de disminuir la fuerza del cilindro Hidráulico.

3.1.2.1.2. *Peso de los módulos de la estructura (w_i).*

La numeración de los módulos corresponde a la figura 3.1.

$L = 3 \text{ m}$ Longitud del eslabón de la tijera

$P_t \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right)$: Peso del tubo estructural (ver tabla 3.2)

$A_c = 1.5 \text{ m}$ Ancho de la canastilla

$A_p = 0.0508 \text{ m}$ Ancho del tubo estructural (ver tabla 3.2)

$s = 0.01 \text{ m}$ Separación entre tubos estructurales

$r = 1.28 \text{ m}$ Longitud del rigidizador ($r = A_c - 4 * A_p - 2*s$)

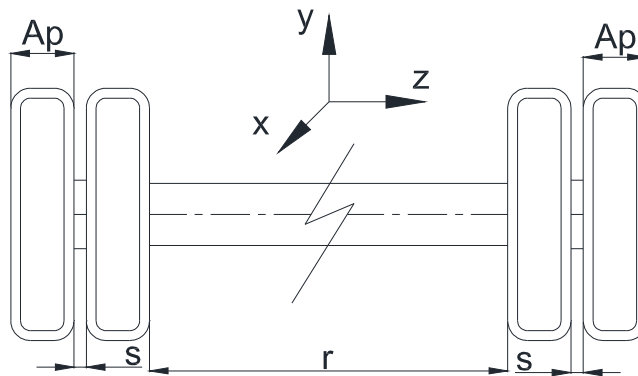


Fig. 3.3.- Longitud del tubo rigidizador (r)

$$w_i = \# \text{eslabones} * L(\text{m}) * P_t(\text{kg/m}) + \# \text{rigidizadores} * r(\text{m}) * \text{Peso}(\text{Kg/m})$$

$$w_1 = 4 \times 3 \times 28.45 + 2 \times 1.28 \times 7.48 = 360.55 \text{ Kg} \Rightarrow 3.54 \text{ kN}$$

$$w_2 = 4 \times 3 \times 17.85 + 2 \times 1.28 \times 7.48 = 233.31 \text{ Kg} \Rightarrow 2.29 \text{ kN}$$

$$w_3 = w_4 = w_5 = 4 \times 3 \times 12.14 + 2 \times 1.28 \times 7.48 = 164.82 \text{ Kg} \Rightarrow 1.62 \text{ kN}$$

3.1.2.1.3. *Peso de la estructura completa (W_t)*

El peso completo de la estructura es la sumatoria del peso de cada módulo.

$$W_t = w_1 + w_2 + w_3 + w_4 + w_5 = 1088.32 \text{ kg} \Rightarrow 10.68 \text{ kN}$$

3.1.2.2. Determinación de la fuerza del cilindro.

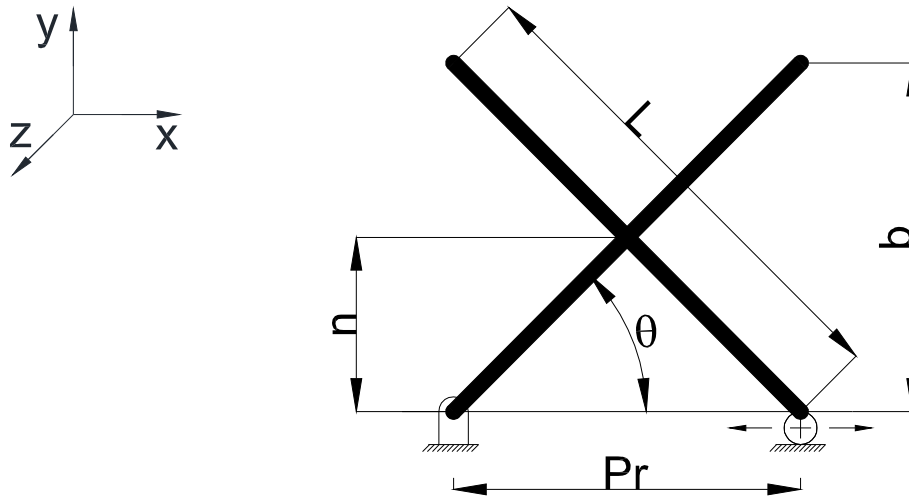


Fig. 3.4.- Esquema general del primer módulo de la estructura.

$$l = 2780 \text{ mm}$$

$$n = 146 \text{ mm}$$

$$Pr = 2765 \text{ mm}$$

Estos valores así como también los análisis han sido calculados mediante geometría para la posición inicial ($\theta_i = 6^\circ$).

$$P = 500 \text{ kg} \Rightarrow 4.9 \text{ kN}$$

Debido a que el análisis se lo realizara en una cara de tijeras todos los pesos antes calculados serán divididos para dos.

$$P = \frac{4.905}{2} \text{ N} = 2.45 \text{ kN}$$

$$Ppl = \frac{2.81}{2} \text{ kN} = 1.41 \text{ kN}$$

$$w1 = \frac{3.54}{2} \text{ kN} = 1.77 \text{ kN}$$

$$w2 = \frac{2.29}{2} \text{ kN} = 1.14 \text{ kN}$$

$$w3 = w4 = w5 = \frac{1.62}{2} \text{ kN} = 0.81 \text{ kN}$$

Variación de la energía mecánica es igual al trabajo de las fuerzas no conservativas.

$$\Delta EM = TFNC$$

$$\Delta EM = 0$$

$$\Delta Ec = 0$$

$$\Delta Ep = 0$$

$$Ep(\text{entrada}) = Ep(\text{salida})$$

$$\text{Trabajo}(\text{pistón}) = \text{Trabajo}(\text{canstilla} + \text{eslabones} + \text{carga})$$

$$\Delta W_o = \Delta W_f$$

De la figura 3.1 se tiene los valores de h y H en función del ángulo θ

$$h = 5l \sin \theta \quad \frac{\partial h}{\partial \theta} = 5l * \cos \theta \quad \text{Ec3. 1}$$

$$H = \frac{5}{2}l \sin \theta \quad \frac{\partial H}{\partial \theta} = \frac{5}{2}l * \cos \theta \quad \text{Ec3. 2}$$

Se plantean tres alternativas de posicionamiento del cilindro hidráulico que se analizarán a continuación.

- a. **Cilindro hidráulico colocado a una distancia (c) debajo del apoyo fijo, y el punto de aplicación de la fuerza ubicado a una distancia (l1) en el eslabón IL (ver fig. 3.5).**

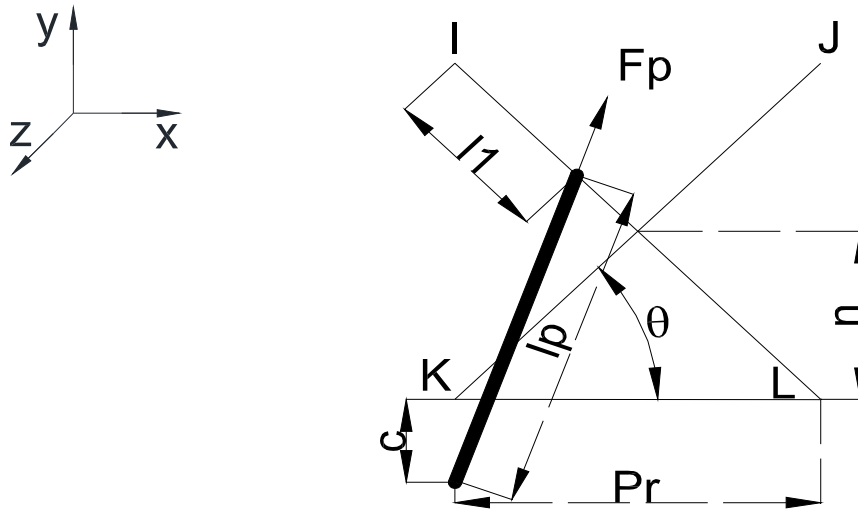


Fig. 3.5.- Ubicación del cilindro hidráulico, opción a).

$$l_1 = 600 \text{ mm}$$

$$l = 2780 \text{ mm}$$

$$n = 146 \text{ mm}$$

$$c = 200 \text{ mm}$$

$$Pr = 2765 \text{ mm}$$

$$\theta_i = 6^\circ$$

$$lp^2 = l_1^2 (c \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2$$

$$\frac{\partial lp}{\partial \theta} = \frac{((l - l_1)^2 - l_1^2)(\sin \theta \cos \theta) + (l - l_1) * c * \cos \theta}{(l_1^2 (c \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2)^{1/2}}$$

Ec3. 3

Conservación de la energía

$$\Delta W_f = \Delta W_o$$

$$(P + Ppl) \frac{\partial h}{\partial \theta} + Wt \frac{\partial H}{\partial \theta} = Fp \frac{\partial lp}{\partial \theta}$$

Ec3. 4

Reemplazando las ecuaciones 1, 2 y 3 en 4

$$\begin{aligned}
 & (P + Ppl)(5l c \cos \theta) + Wt \left(\frac{5}{2} l c \cos \theta \right) \\
 & = Fp \left(\frac{((l - l_1)^2 - l_1^2)(\sin \theta c \cos \theta) + (l - l_1) * c * c \cos \theta}{(l_1^2 (c \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2)^{1/2}} \right) \\
 Fp & = \frac{\left((P + Ppl)(5l c \cos \theta) + Wt \left(\frac{5}{2} L c \cos \theta \right) \right) * (l_1^2 (c \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2)^{1/2}}{((l - l_1)^2 - l_1^2)(\sin \theta c \cos \theta) + (l - l_1) * c * c \cos \theta}
 \end{aligned}$$

$$Fp = 7.06 [Ton]$$

- b. Cilindro hidráulico ubicado a una distancia (c) debajo del apoyo móvil, siendo el punto de aplicación de la fuerza en la unión de los eslabones (Ver fig. 3.6).

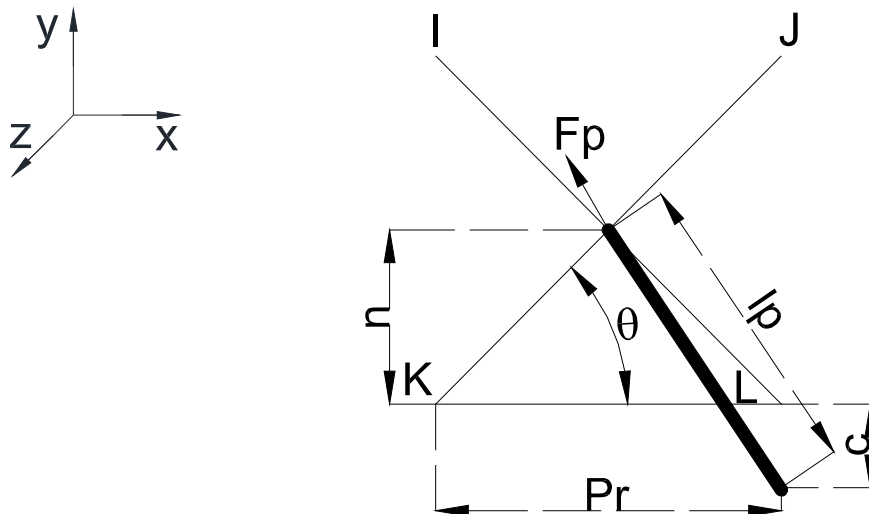


Fig. 3.6.- Ubicación del cilindro hidráulico, opción b).

$$l = 2780 \text{ mm}$$

$$n = 146 \text{ mm}$$

$$c = 200 \text{ mm}$$

$$Pr = 2765 \text{ mm}$$

$$\theta_i = 6^\circ$$

$$lp^2 = ((l/2) * \sin \theta + c)^2 + (l c \cos \theta_i - (l/2) * c \cos \theta)^2$$

$$\frac{\partial lp}{\partial \theta} = \frac{(l/2) * c * c \cos \theta + (l/2) * l c \cos \theta_i * \sin \theta}{(((l/2) * \sin \theta + c)^2 + (l c \cos \theta_i - (l/2) * c \cos \theta)^2)^{1/2}} \quad \text{Ec3. 5}$$

Conservación de la energía

$$\Delta W_f = \Delta W_o$$

$$(P + Ppl) \frac{\partial h}{\partial \theta} + Wt \frac{\partial H}{\partial \theta} = Fp \frac{\partial lp}{\partial \theta} \quad \text{Ec3. 6}$$

Reemplazando las ecuaciones 1, 2 y 5 en 6

$$\begin{aligned} & (P + Ppl)(5l c \cos \theta) + Wt \left(\frac{5}{2} l c \cos \theta \right) \\ & = Fp \left(\frac{(l/2) * c * c \cos \theta + (l/2) * l c \cos \theta_i * \sin \theta}{(((l/2) * \sin \theta + c)^2 + (l c \cos \theta_i - (l/2) * c \cos \theta)^2)^{1/2}} \right) \\ Fp & = \frac{\left((P + Ppl)(5l c \cos \theta) + Wt \left(\frac{5}{2} l c \cos \theta \right) \right) * (((l/2) * \sin \theta + c)^2 + (l c \cos \theta_i - (l/2) * c \cos \theta)^2)^{1/2}}{(l/2) * c * c \cos \theta + (l/2) * l c \cos \theta_i * \sin \theta} \end{aligned}$$

$$Fp = 17.99 \text{ [Ton]}$$

- c. Cilindro hidráulico ubicado a una distancia (c) debajo del apoyo móvil, y el punto de aplicación de la fuerza ubicado a una distancia (l1) en el eslabón JK (Ver fig. 3.7).

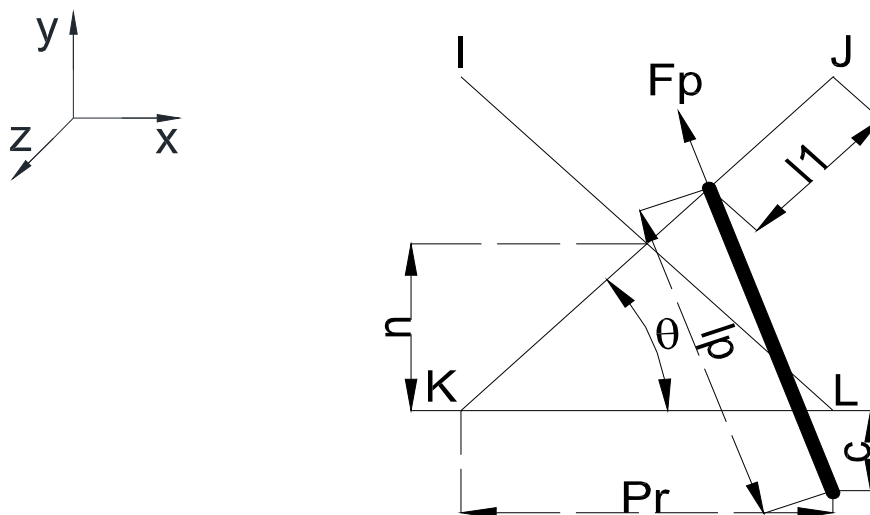


Fig. 3.7.- Ubicación del cilindro hidráulico, opción c).

$$l_1 = 600 \text{ mm}$$

$$l = 2780 \text{ mm}$$

$$n = 146 \text{ mm}$$

$$c = 200 \text{ mm}$$

$$Pr = 2765 \text{ mm}$$

$$\theta_i = 6^\circ$$

$$lp^2 = (l \cos \theta_i - (l - l_1) \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2$$

$$\frac{\partial lp}{\partial \theta} = \frac{(l - l_1) * c * \cos \theta + (l - l_1) * l \cos \theta_i * (\sin \theta)}{((l \cos \theta_i - (l - l_1) \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2)^{1/2}} \quad \text{Ec3. 7}$$

Conservación de la energía

$$\Delta W_f = \Delta W_o$$

$$(P + Ppl) \frac{\partial h}{\partial \theta} + Wt \frac{\partial H}{\partial \theta} = Fp \frac{\partial lp}{\partial \theta} \quad \text{Ec3. 8}$$

Reemplazando las ecuaciones 1, 2 y 7 en 8

$$\begin{aligned} (P + Ppl)(5l \cos \theta) + Wt \left(\frac{5}{2} l \cos \theta \right) \\ = Fp \left(\frac{(l - l_1) * c * \cos \theta + (l - l_1) * l \cos \theta_i * (\sin \theta)}{((l \cos \theta_i - (l - l_1) \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2)^{1/2}} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Fp \\ = \frac{\left((P + Ppl)(5l \cos \theta) + Wt \left(\frac{5}{2} l \cos \theta \right) \right) * ((l \cos \theta_i - (l - l_1) \cos \theta)^2 + ((l - l_1) \sin \theta + c)^2)^{1/2}}{(l - l_1) * c * \cos \theta + (l - l_1) * l \cos \theta_i * (\sin \theta)} \end{aligned}$$

$$Fp = 5,91 \text{ [Ton]}$$

El cilindro hidráulico se ubicará en la posición que tiene menor fuerza, siendo esta la opción "c", cilindro hidráulico ubicado a una distancia (c) debajo del apoyo móvil, y el punto de aplicación de la fuerza ubicado a una distancia (l1) en el eslabón JK. (Ver fig. 3.7).

3.1.3. ANÁLISIS ESTÁTICO

La figura 3.1 consiste en una serie de miembros continuos conectados entre sí por pasadores. “Tal estructura no es armadura, ya que existen momentos de flexión dentro de los miembros. Para determinar todas las fuerzas internas, se debe dibujar el diagrama de cuerpo libre para cada miembro. En cada pasador debe mostrarse dos componentes de fuerza actuando en direcciones opuestas sobre los miembros conectados. Estas fuerzas se transmiten realmente de un miembro a otro por un pequeño pasador. Puesto que el pasador debe estar en equilibrio, las fuerzas del miembro adyacente, suponiendo que no hay cargas aplicadas en forma directa a la junta.”¹⁰

A continuación se muestra el sistema de coordenadas local que se usará.

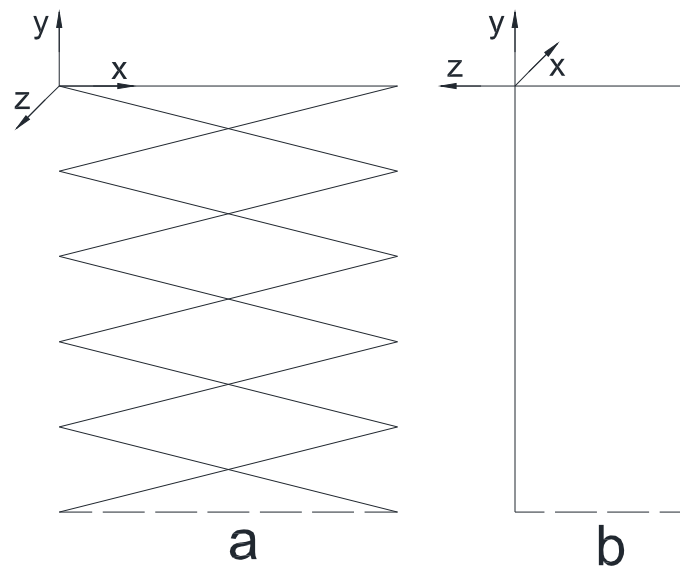


Fig. 3.8.- Sistema de coordenadas local: a.- vista lateral, b.- vista frontal

¹⁰LAIBLE Jeffrey P; “Análisis Estructural”, McGraw-Hill, pág. 248

3.1.3.1. Cálculo de reacciones.

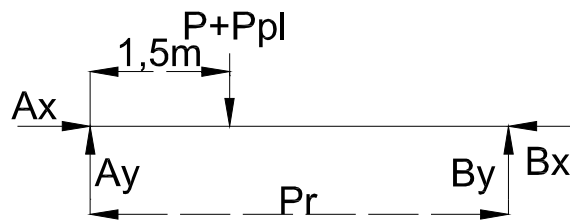


Fig. 3.9.- Reacciones en la canastilla.

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ A_y + B_y &= P + Ppl \\ A_y + B_y &= 3.86 \text{ kN} \\ \sum F_x &= 0 \\ \mu_r &= 0,1 \text{ mm}^{11, 12} \\ R &= 37.5 \text{ mm} \\ N &= B_y = 2.09 \text{ kN} \\ \frac{\mu_r}{R} &= C_{rr} \\ C_{rr} * N &= B_x = 0,00558 \text{ kN} \\ A_x &= B_x = 0,00558 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ (B_y)Pr &= (P + Ppl) * 1.5 \text{ m} \\ 2.765 * (B_y) &= (3.86) * 1.5 \\ B_y &= 2.09 \text{ kN} \\ A_y &= 1.76 \text{ kN} \end{aligned}$$

Reacciones en el módulo 5, de la figura 3.1 conjunto ABCD

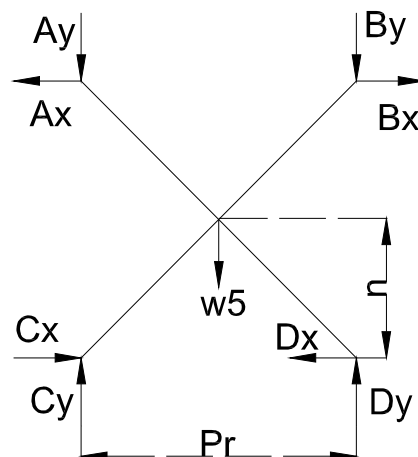


Fig. 3.10.- Reacciones en el quinto módulo.

¹¹ GORDON, David W. *Bicycling Science*. Cambridge, Mass. MIT Press (c. 2004)

WILLIAMS, John A. *Engineering Tribology*. New York : Cambridge University Press (2005)

¹² http://es.wikipedia.org/wiki/Resistencia_a_la_rodadura; 28-03-2012

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ Ax + Dx &= Cx + Bx \\ Cx &= Dx \\ \sum F_y &= 0 \\ Ay + By + w5 &= Cy + Dy \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_c &= 0 \\ By(Pr) + w5\left(\frac{Pr}{2}\right) &= Dy(Pr) \\ By + \frac{w5}{2} &= Dy \\ Dy &= 2,50 \text{ kN} \\ Cy &= 2.17 \text{ kN} \end{aligned}$$

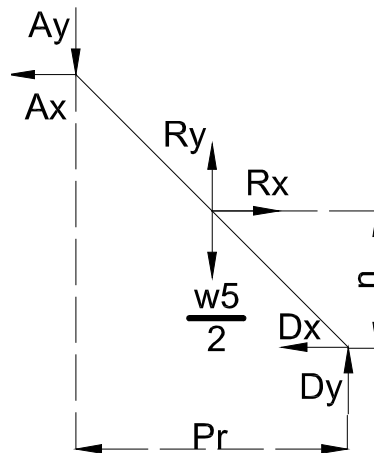


Fig. 3.11.- Reacciones en el eslabón AD.

$$\sum M_R = 0$$

$$Ay\left(\frac{Pr}{2}\right) + Dy\left(\frac{Pr}{2}\right) + Ax\left(\frac{2n}{2}\right) = Dx(n)$$

$$\begin{aligned} Dx &= 40.55 \text{ kN} \\ Cx &= 40.55 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Ax + Dx = Rx$$

$$Rx = 40.56 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Ay - Dy + \frac{w5}{2} = Ry$$

$$Ry = -0.33 \text{ kN}$$

Reacciones en el módulo 4, de la figura 3.1 conjunto CDEF

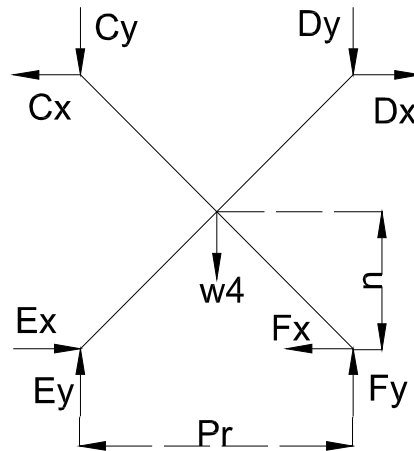


Fig. 3.12.- Reacciones en el cuarto módulo.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ Ex + Dx &= Cx + Fx \\ Ex &= Fx \\ \sum F_y &= 0 \\ Cy + Dy + w4 &= Ey + Fy \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_E &= 0 \\ Dy(Pr) + w4\left(\frac{Pr}{2}\right) &= Fy(Pr) \\ Dy + \frac{w4}{2} &= Fy \\ Fy &= 2.90 \text{ kN} \\ Ey &= 2.57 \text{ kN} \end{aligned}$$

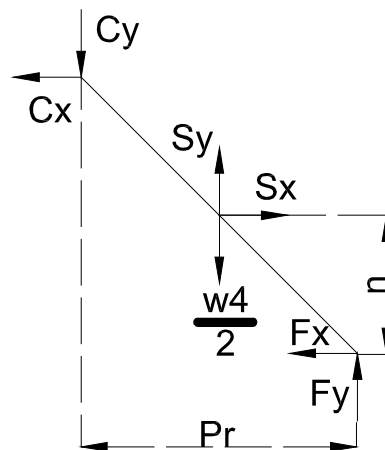


Fig. 3.13.- Reacciones en el eslabón CF.

$$\sum M_S = 0$$

$$Cy\left(\frac{Pr}{2}\right) + Fy\left(\frac{Pr}{2}\right) + Cx\left(\frac{2n}{2}\right) = Fx\left(\frac{2n}{2}\right)$$

$$\begin{aligned} Fx &= 88.79 \text{ kN} \\ Ex &= 88.79 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x + F_x = S_x$$

$$S_x = 129.35 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y - F_y + \frac{w_4}{2} = S_y$$

$$S_y = -0.33 \text{ kN}$$

Reacciones en el módulo 3, de la figura 3.1 conjunto EFGH

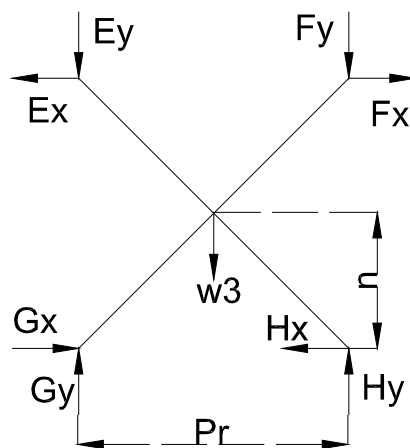


Fig. 3.14.- Reacciones en el tercer módulo.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ E_x + H_x &= G_x + F_x \\ G_x &= H_x \\ \sum F_y &= 0 \\ E_y + F_y + w_3 &= G_y + H_y \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_G &= 0 \\ F_y(Pr) + w_3 \left(\frac{Pr}{2} \right) &= H_y(Pr) \\ F_y + \frac{w_3}{2} &= H_y \\ H_y &= 3.31 \text{ kN} \\ G_y &= 2.98 \text{ kN} \end{aligned}$$

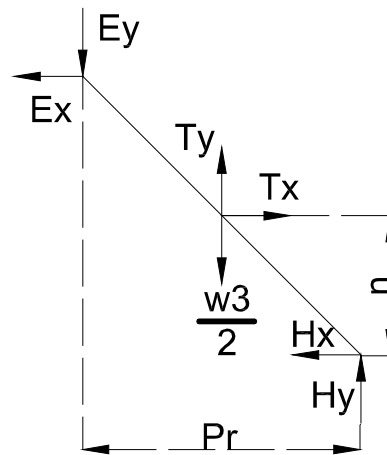


Fig. 3.15.- Reacciones en el eslabón EH.

$$\sum M_T = 0 \qquad Hx = 144.73 \text{ kN}$$

$$(Ey + Hy) \left(\frac{Pr}{2} \right) + Ex \left(\frac{2n}{2} \right) = Hx \left(\frac{2n}{2} \right) \qquad Gx = 144.73 \text{ kN}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Ex + Hx = Tx$$

$$Tx = 233.52 \text{ kN}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$Ey - Hy + \frac{w3}{2} = Ty$$

$$Ty = -0.33 \text{ kN}$$

Reacciones en el módulo 2, de la figura 3.1 conjunto GHIJ

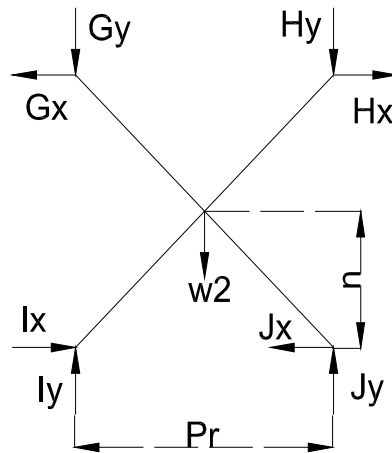


Fig. 3.16.- Reacciones en el segundo módulo.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ I_x + H_x &= G_x + J_x \\ I_x &= J_x \\ \sum F_y &= 0 \\ I_y + J_y + w_2 &= G_y + H_y \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_I &= 0 \\ H_y(Pr) + w_2\left(\frac{Pr}{2}\right) &= J_y(Pr) \\ H_y + \frac{w_2}{2} &= J_y \\ J_y &= 3.88 \text{ kN} \\ I_y &= 3.55 \text{ kN} \end{aligned}$$

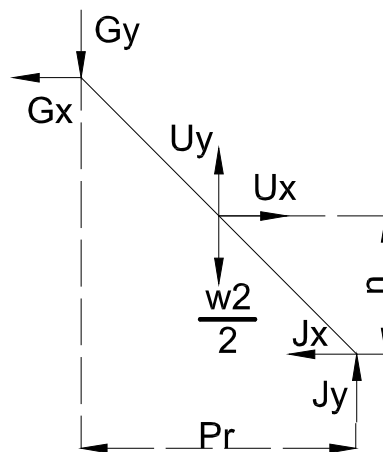


Fig. 3.17.- Reacciones en el eslabón GJ.

$$\sum M_U = 0$$

$$(G_y + J_y)\left(\frac{Pr}{2}\right) + G_x\left(\frac{2n}{2}\right) = J_x\left(\frac{2n}{2}\right)$$

$$\begin{aligned} J_x &= 209.95 \text{ kN} \\ I_x &= 209.95 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$G_x + J_x = U_x$$

$$U_x = 354.67 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$G_y - J_y + \frac{w_2}{2} = U_y$$

$$U_y = -0.33 \text{ kN}$$

Reacciones en el módulo 1, de la figura 3.1 conjunto IJKL

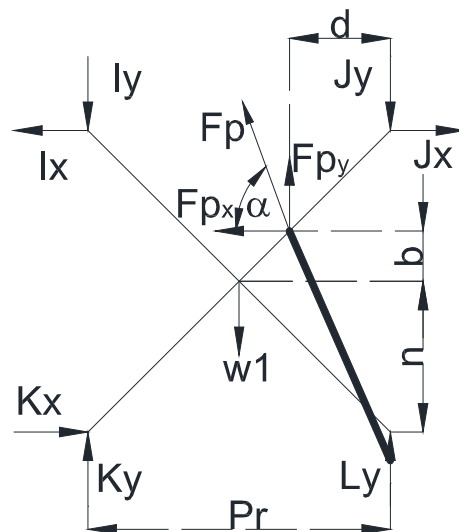


Fig. 3.18.- Reacciones en el primer módulo.

$$\sum F_x = 0$$

$$I_x + K_x = F_{p_x} + J_x$$

$$K_x = F_{p_x}$$

Ec3. 9

$$\tan \alpha = \frac{F_{p_y}}{F_{p_x}}$$

$$\sum M_K = 0$$

$$Jy * Pr + w1 \left(\frac{Pr}{2} \right) - Fp_x(n + b) = Fp_y(Pr - d) + Ly(Pr) \quad \text{Ec3. 10}$$

$$\sum M_f = 0$$

$$d(Jy - Ly) = (Pr - d)(Iy - Ky) + Kx(n + b) + w1 \left(\frac{Pr}{2} - d \right) \quad \text{Ec3. 11}$$

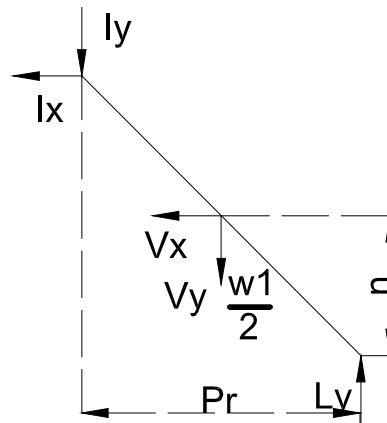


Fig. 3.19.- Reacciones en el eslabón IL.

$$\sum M_V = 0$$

$$Iy * \left(\frac{Pr}{2} \right) + Ix * n = -Ly * \left(\frac{Pr}{2} \right)$$

$$Ly = -25.62$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Vx = -Ix$$

$$Vx = -209.95 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Ly - Iy + \frac{w1}{2} = Vy$$

$$Vy = -30.05 \text{ kN}$$

Utilizando las ecuaciones 3.9, 3.10 y 3.11 se tiene:

$$Fp_y = 33.79 \text{ kN}$$

$$Fp_x = 47.12 \text{ kN}$$

Despejando se tiene:

$$Fp = \sqrt{(Fp_y^2 + Fp_x^2)} = 57.98 \text{ kN} \Rightarrow 5.91 \text{ [Ton]}$$

Como se mencionó anteriormente la fuerza debe ser el doble debido a que los cálculos anteriores fueron realizados para un solo conjunto de tijeras, por lo que el total de la fuerza es: 11.82 [Ton]

3.1.3.2. Cálculo de la estructura como pórtico.

El siguiente análisis se lo realiza para la posición inicial $\theta = 6^\circ$ y sin considerar los rigidizadores intermedios.

A continuación se determina del momento máximo en la sección de los perfiles.

En la posición inicial de la estructura se tienen los siguientes valores:

Datos:

$P = 4.9 \text{ kN}$ Carga a elevar

$V = 2.91 \text{ kN}$ Carga de viento

$Ppl = W1 = 2.81 \text{ kN}$ Peso de la canastilla de trabajo

$Wt/2 = W2 = W3 = 5.34 \text{ kN}$ Peso de cada cara de Tijeras

$Ac = 1.5 \text{ m}$ Ancho de la Canastilla

$h_{6^\circ} = 1.45 \text{ m}$ Altura de la estructura en posición inicial (6°)

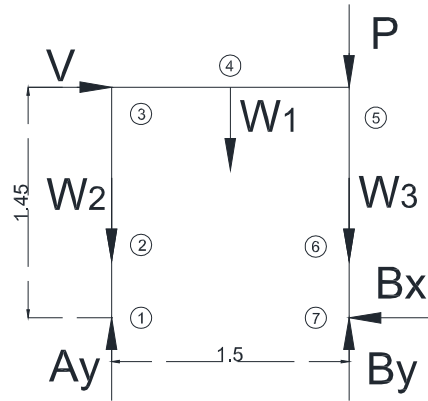


Fig. 3.20.- Esquema de cargas.

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 \\ V = B_z = 2.91 \text{ kN} \\ \sum F_y = 0 \\ A_y + B_y = W_1 + W_2 + W_3 + P \\ A_y + B_y = 18.39 \text{ kN} \end{aligned} \quad \begin{aligned} \sum M_A = 0 \\ 1.5(B_y) = 1.45(V) + 1.5(P) + 0.75(W_1) \\ \quad + 1.5(W_3) \\ B_y = 14.46 \text{ kN} \\ A_y = 3.93 \text{ kN} \end{aligned}$$

3.1.3.2.1. *Tramo 1-2*

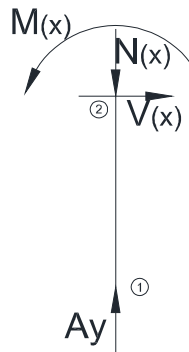


Fig. 3.21.-Tramo 1-2.

$$\begin{aligned} \sum F_N = 0 \\ N(x) = A_y \\ N(x) = 3.93 \text{ kN} \end{aligned} \quad \begin{aligned} \sum F_V = 0 \\ V(x) = 0 \\ \sum M_{1-1} = 0 \\ M(x) = 0 \end{aligned}$$

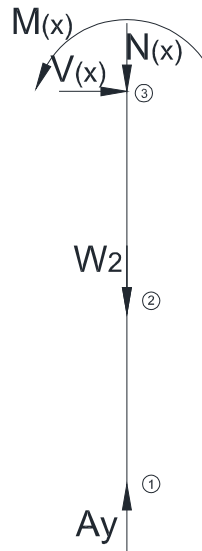
3.1.3.2.2. *Tramo 1-3*

Fig. 3.22.-Tramo 1-3.

$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N(x) + W_2 &= Ay \\ N(x) &= -1.41 \text{ kN}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_V &= 0 \\ V(x) &= 0 \\ \sum M_{1-1} &= 0 \\ M(x) &= 0\end{aligned}$$

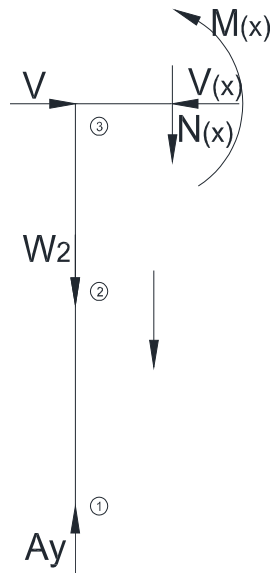
3.1.3.2.3. *Tramo 1-4*

Fig. 3.23.-Tramo 1-4.

$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N(x) &= V \\ N(x) &= 2.90 \text{ kN} \\ \sum F_V &= 0 \\ Vx &= Ay - W2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V(x) &= -1.41 \text{ kN} \\ \sum M_{11} &= 0 \\ M(x) + xW2 &= xAy \\ M(x) &= (W2 - Ay)x \\ M(x) &= -1.41x\end{aligned}$$

3.1.3.2.4. Tramo 1-5

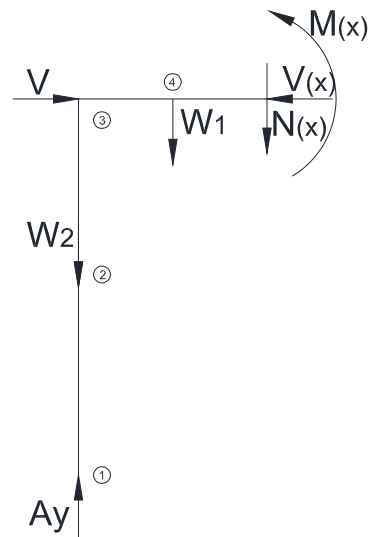


Fig. 3.24.-Tramo 1-5.

$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N(x) &= V \\ N(x) &= 2.91 \text{ kN} \\ \sum F_V &= 0 \\ V(x) + W1 + W2 &= Ay\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V(x) &= -4.22 \text{ kN} \\ \sum M_{11} &= 0 \\ M(x) + (x - 0.75)W1 + xW2 &= xAy \\ M(x) &= xAy - xW1 + 0.75W1 - xW2 \\ M(x) &= 2.11 - 4.22x\end{aligned}$$

3.1.3.2.5. Tramo 6-7

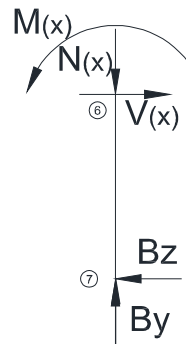


Fig. 3.25.-Tramo 6-7.

$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N(x) &= By \\ N(x) &= 14.46 \text{ kN} \\ \sum F_V &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V(x) &= Bx \\ V(x) &= -2.91 \text{ kN} \\ \sum M_{11} &= 0 \\ M(x) &= xBy \\ M(x) &= -2.91x\end{aligned}$$

3.1.3.2.6. Tramo 5-7



Fig. 3.26.-Tramo 5-7.

$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N(x) &= By - W3 \\ N(x) &= 9.13 \\ \sum F_V &= 0 \\ V(x) &= Bx\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V(x) &= -2.91 \text{ kN} \\ \sum M_{11} &= 0 \\ M(x) &= xBx \\ M(x) &= -2.91x\end{aligned}$$

3.1.3.2.7. Tramo 4-7

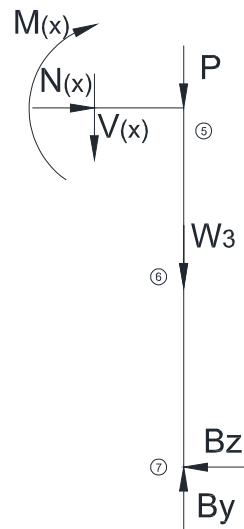


Fig. 3.27.-Tramo 4-7.

$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N(x) &= Bx \\ N(x) &= -2.91 \text{ kN} \\ \sum F_V &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V(x) &= By - P - W3 \\ V(x) &= 4.22 \text{ kN} \\ \sum M_{11} &= 0 \\ M(x) &= xBy - xP - xW3 - 12Bx \\ M(x) &= -4.22 + 4.22x\end{aligned}$$

3.1.3.2.8. Diagramas de fuerza y de momento

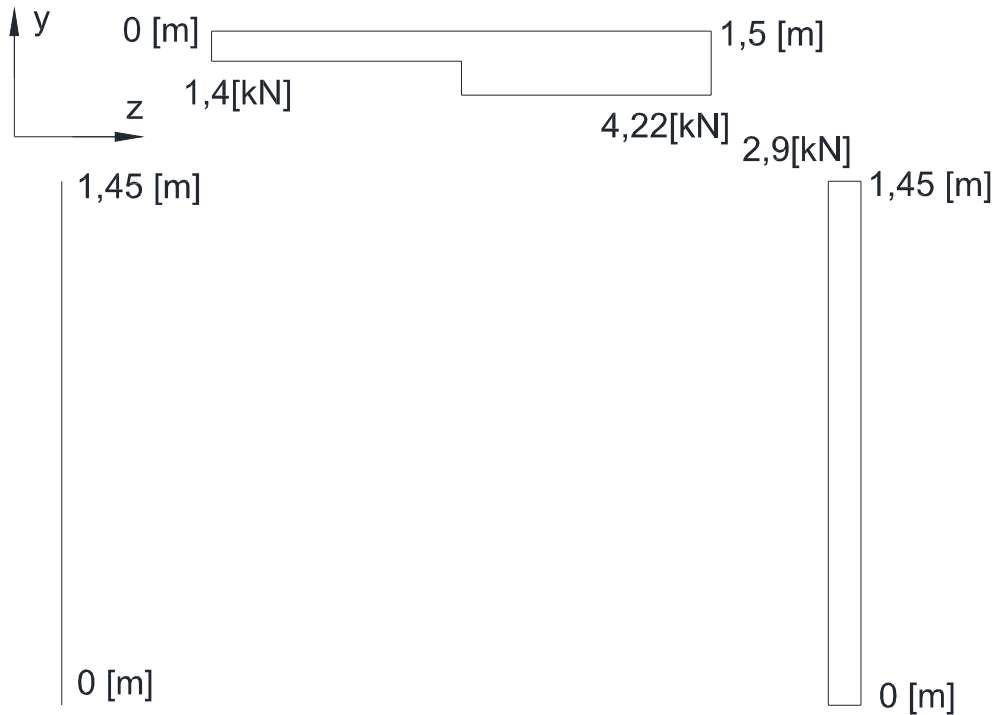


Fig. 3.28.- Diagramas de Fuerza.

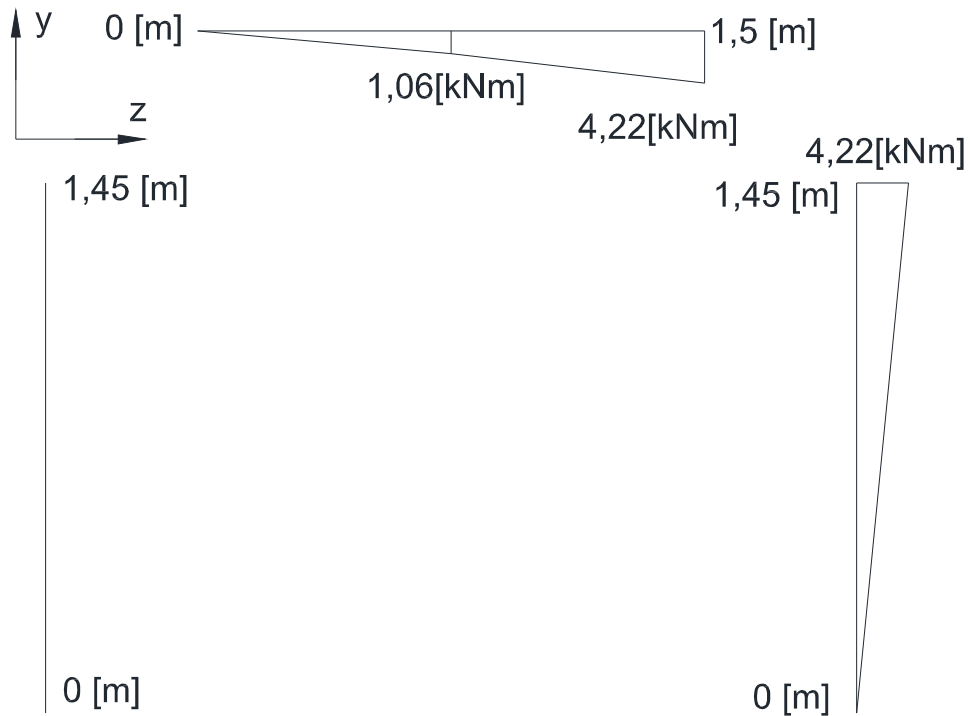


Fig. 3.29.- Diagramas de Momento

Momento máximo $M_{m\acute{a}x} = 4,22 \text{ kNm}$ con 5 módulos y $\theta = 6^\circ$

3.1.3.3. Cálculo de las componentes rectangulares en los Tubos Estructurales

3.1.3.3.1. Cálculo para el eslabón AD

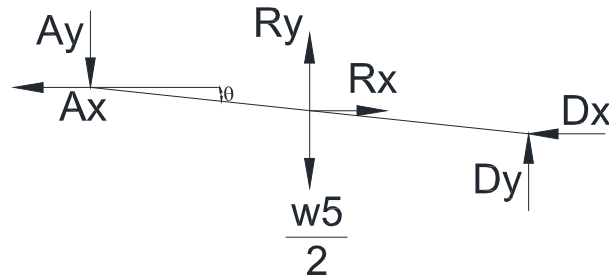


Fig. 3.30.- Reacciones eslabón AD a 6°.

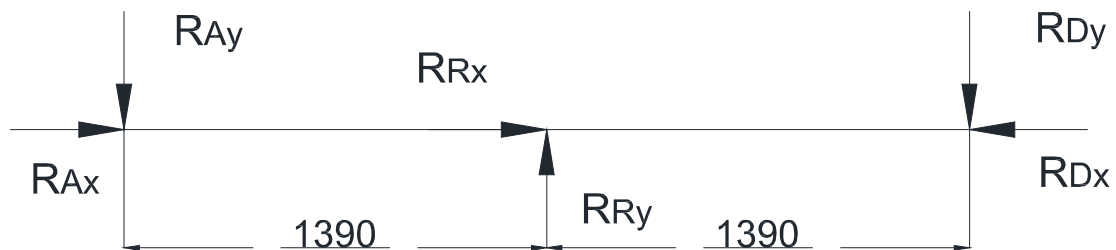


Fig. 3.31.- Componentes rectangulares en el eslabón AD.

Las componentes rectangulares se las calculan según el ángulo de elevación θ de la siguiente manera:

$$RAy = Ay * \cos \theta + Ax * \sin \theta = 1.76 \text{ kN}$$

$$RAx = Ay * \sin \theta - Ax * \cos \theta = 0.18 \text{ kN}$$

$$RDy = Dx * \sin \theta - Dy * \cos \theta = 1.76 \text{ kN}$$

$$RDx = -Dy * \sin \theta - Dx * \cos \theta = -40.59 \text{ kN}$$

Las reacciones en el punto central se las calcula por equilibrio, es decir por sumatoria de fuerzas en las direcciones x y y.

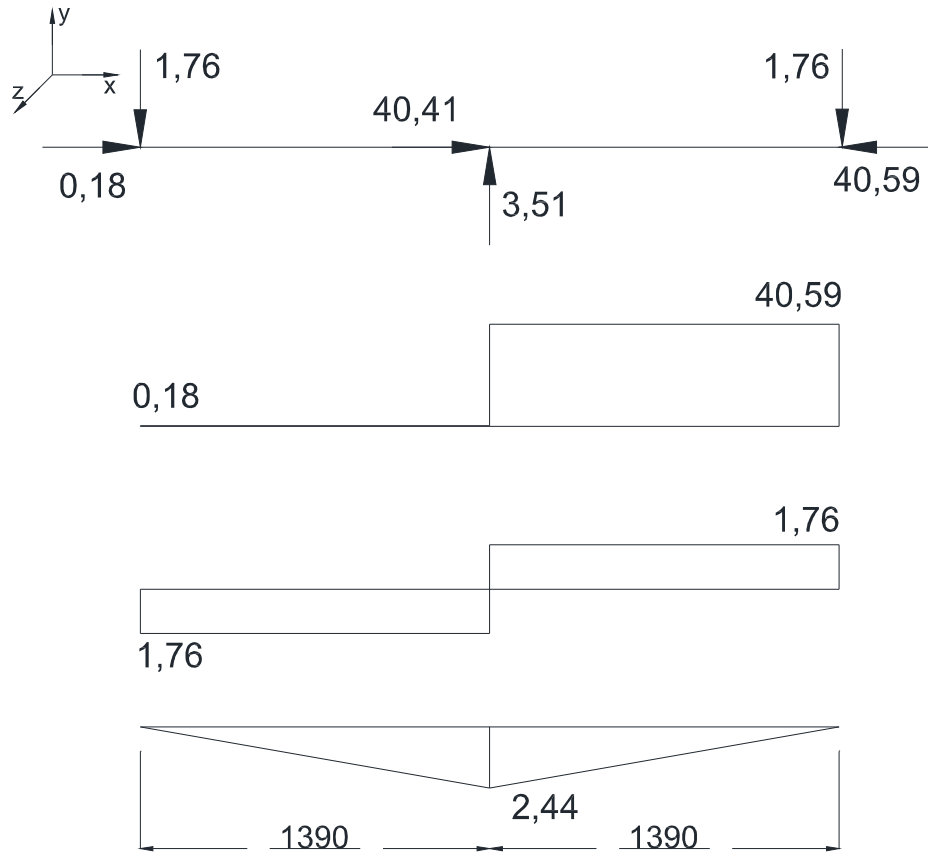


Fig. 3.32.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.

3.1.3.3.2. *Cálculo para el eslabón CF*

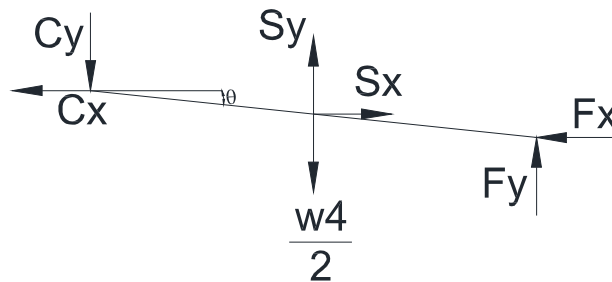


Fig. 3.33.- Reacciones eslabón CF a 6°.

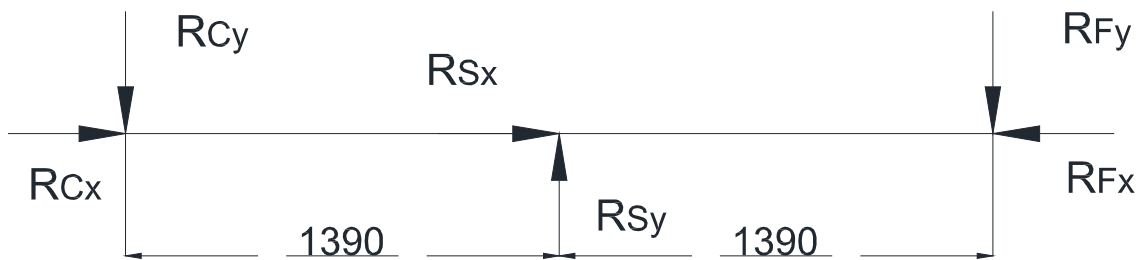


Fig. 3.34.- Componentes rectangulares en el eslabón CF.

Las componentes rectangulares se las calculan según el ángulo de elevación θ de la siguiente manera:

$$RCy = Cy * \cos \theta + Cx * \sin \theta = 6.40 \text{ kN}$$

$$RCx = Cy * \sin \theta - Cx * \cos \theta = -40.10 \text{ kN}$$

$$RFy = Fx * \sin \theta - Fy * \cos \theta = 6.40 \text{ kN}$$

$$RFx = -Fy * \sin \theta - Fx * \cos \theta = -88.61 \text{ kN}$$

Las reacciones en el punto central se las calcula por equilibrio, es decir por sumatoria de fuerzas en las direcciones x y y.

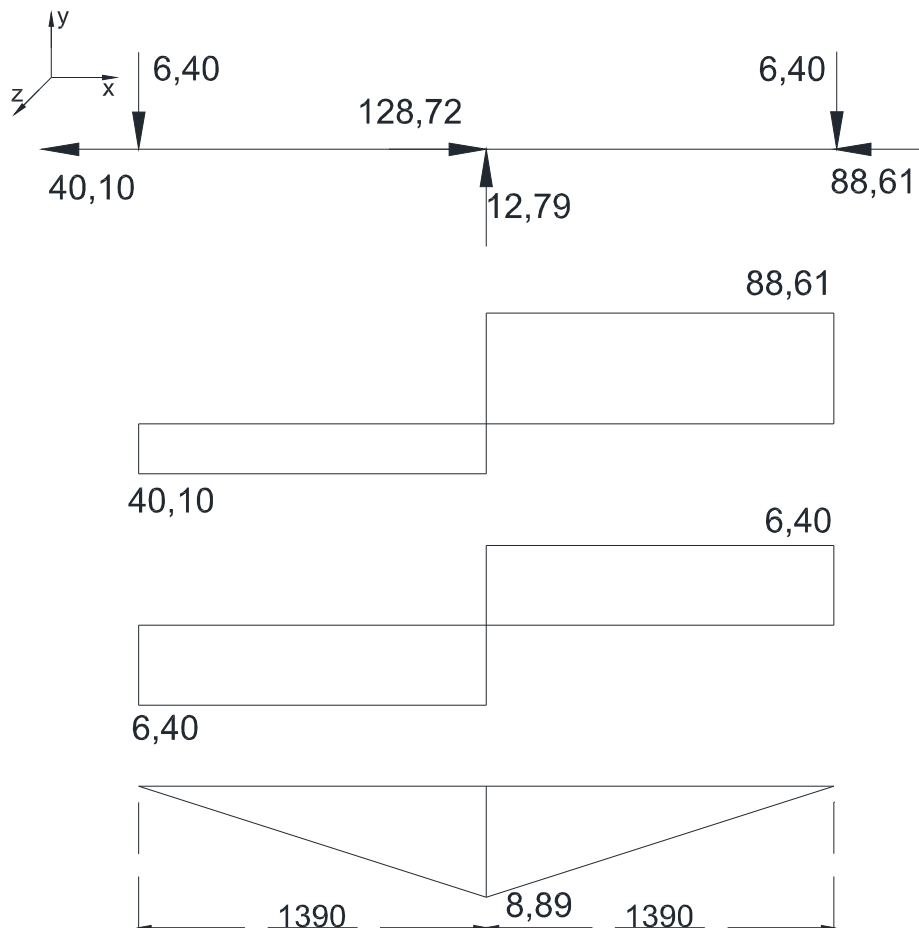


Fig. 3.35.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.

3.1.3.3. Cálculo para el eslabón EH

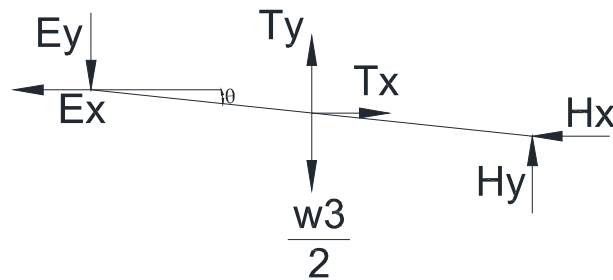


Fig. 3.36.- Reacciones eslabón EH a 6°.

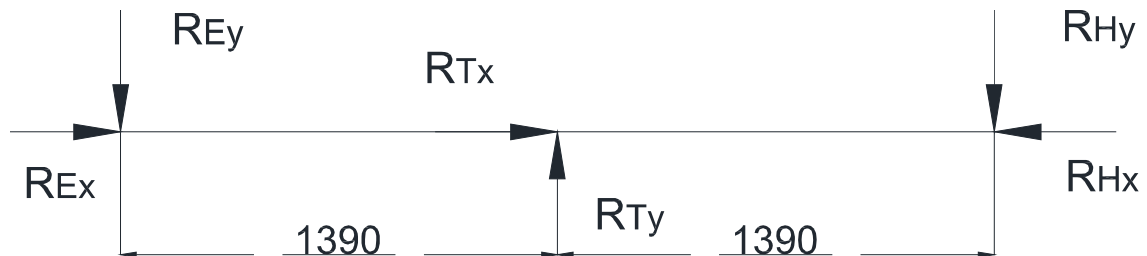


Fig. 3.37.-Componentes rectangulares en el eslabón EH.

Las componentes rectangulares se las calculan según el ángulo de elevación θ de la siguiente manera:

$$REy = Ey * \cos \theta + Ex * \sin \theta = 11.84 \text{ kN}$$

$$REx = Ey * \sin \theta - Ex * \cos \theta = -88.04 \text{ kN}$$

$$RHy = Hx * \sin \theta - Hy * \cos \theta = 11.84 \text{ kN}$$

$$RHx = -Hy * \sin \theta - Hx * \cos \theta = -144.28 \text{ kN}$$

Las reacciones en el punto central se las calcula por equilibrio, es decir por sumatoria de fuerzas en las direcciones x y y .

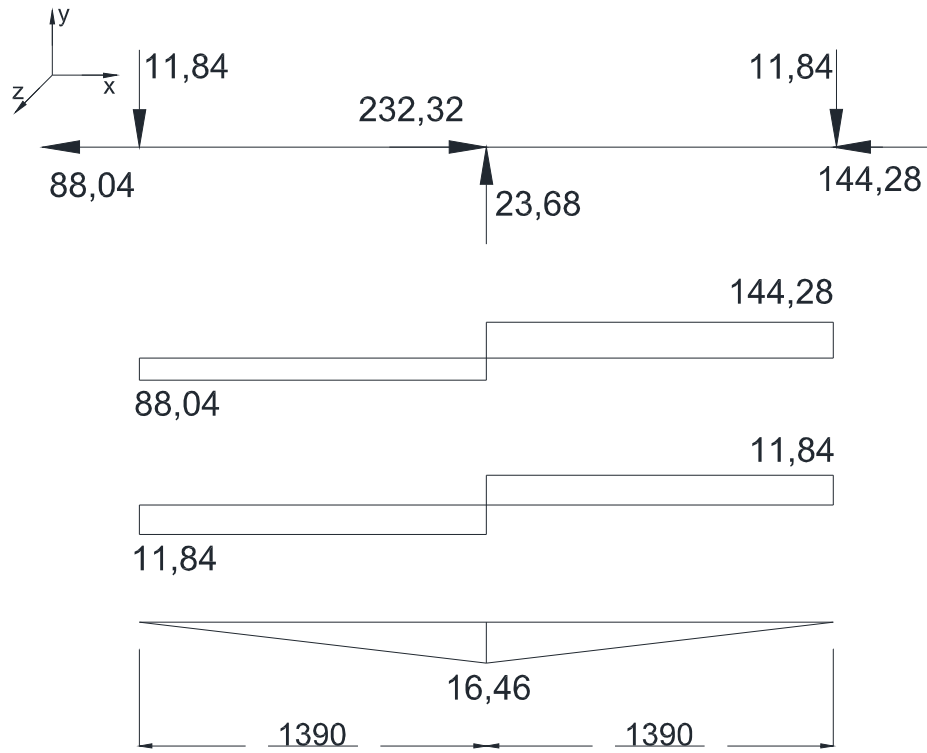


Fig. 3.38.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.

3.1.3.3.4. *Cálculo para el eslabón GJ*

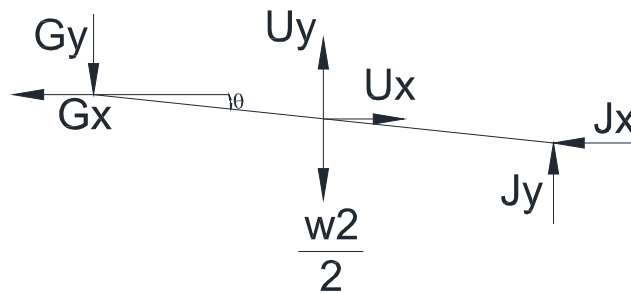


Fig. 3.39.-Reacciones eslabón GJ a 6°.

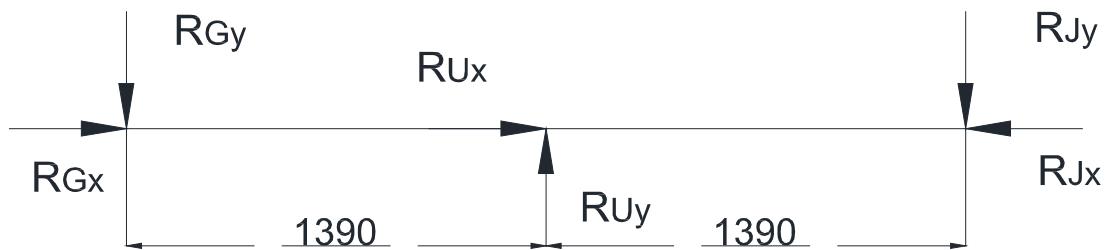


Fig. 3.40.- Componentes rectangulares en el eslabón GJ

Las componentes rectangulares se las calculan según el ángulo de elevación θ de la siguiente manera:

$$RGy = Gy * \cos \theta + Gx * \sin \theta = 18.09 \text{ kN}$$

$$RGx = Gy * \sin \theta - Gx * \cos \theta = -143.62 \text{ kN}$$

$$RJy = Jx * \sin \theta - Jy * \cos \theta = 18.09 \text{ kN}$$

$$RJx = -Jy * \sin \theta - Jx * \cos \theta = -209.20 \text{ kN}$$

Las reacciones en el punto central se las calcula por equilibrio, es decir por sumatoria de fuerzas en las direcciones x y y

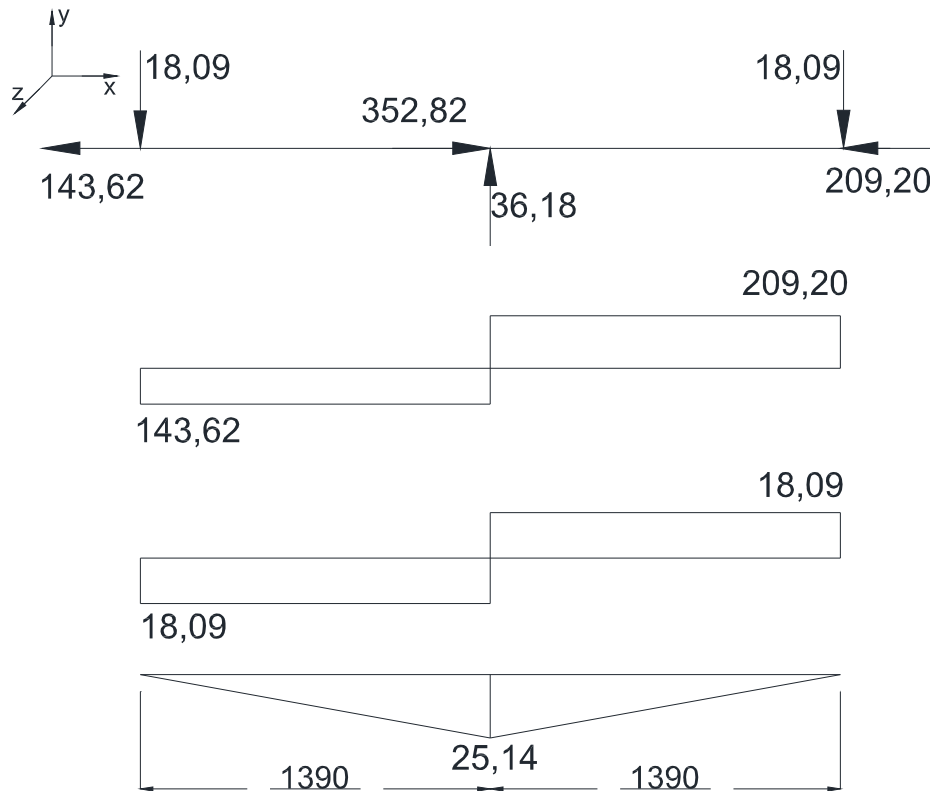


Fig. 3.41.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.

3.1.3.3.5. Cálculo para el eslabón KJ

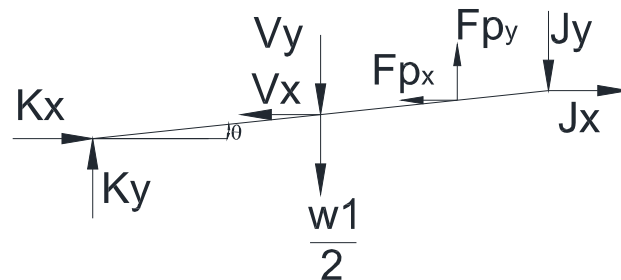


Fig. 3.42.- Reacciones eslabón KJ a 6°.

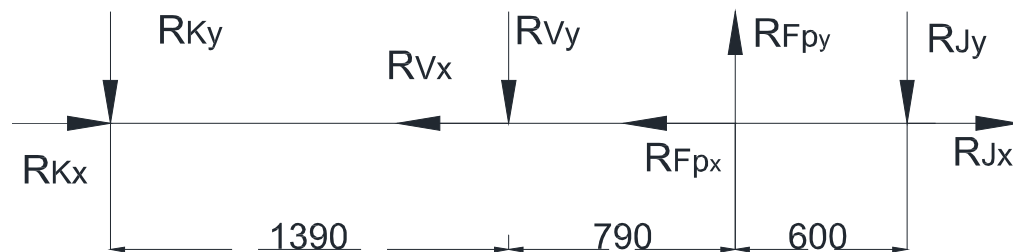


Fig. 3.43.- Componentes rectangulares en el eslabón KJ.

Las componentes rectangulares se las calculan según el ángulo de elevación θ de la siguiente manera:

$$RJy = Jy * \cos \theta + Jx * \sin \theta = -18.09 \text{ kN}$$

$$RJx = Jy * \sin \theta - Jx * \cos \theta = 209.20 \text{ kN}$$

$$RKy = Kx * \sin \theta - Ky * \cos \theta = 3.91 \text{ kN}$$

$$RKx = -Ky * \sin \theta - Kx * \cos \theta = 46.97 \text{ kN}$$

$$RFpy = -Fpy * \cos \theta - Fpx * \sin \theta = -38.53 \text{ kN}$$

$$RFpx = Fpy * \sin \theta - Fpx * \cos \theta = -43.33 \text{ kN}$$

Las reacciones en el punto central se las calcula por equilibrio, es decir por sumatoria de fuerzas en las direcciones x y y .

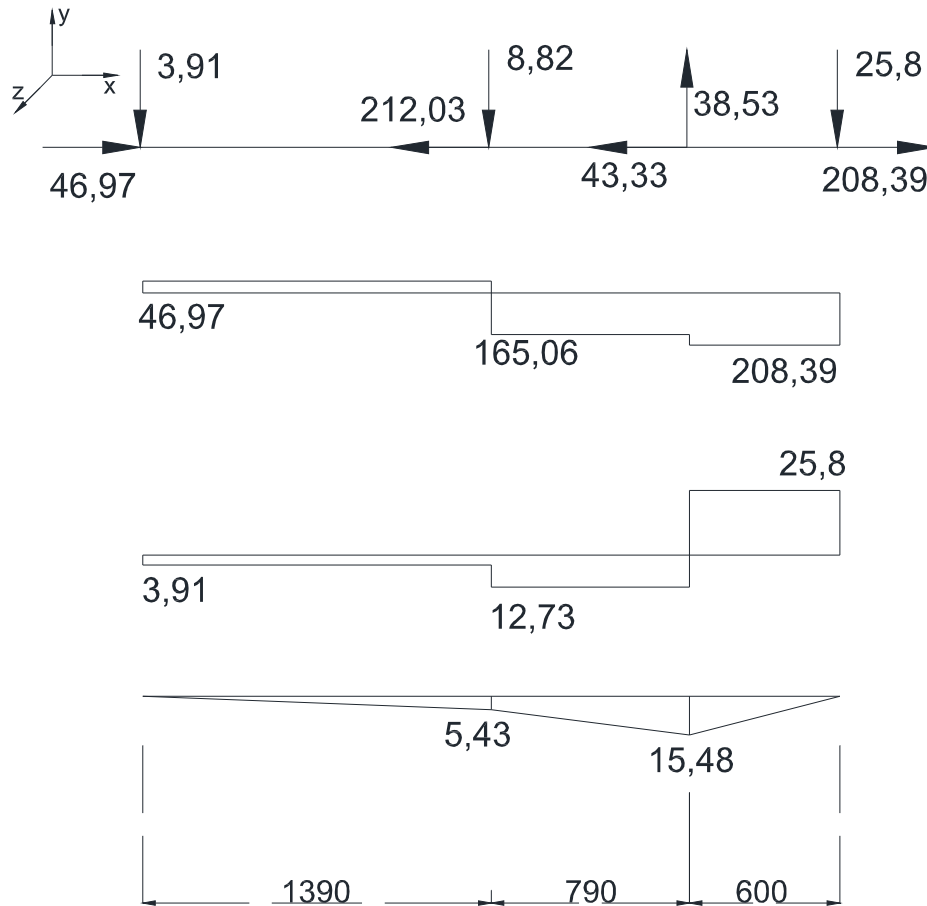


Fig. 3.44.- Diagramas Normal, Cortante y Momento Flector respectivamente.

3.1.3.4. Cálculo de esfuerzos

A continuación se realizan los cálculos con el tubo estructural a fin de obtener los resultados definitivos:

Factor de diseño: $F_s = 2$

Acero A-588: $S_y = 344.74 [Mpa]^{13}$

$$\sigma = \frac{M_{max}c}{I} \quad \text{Ec3. 12}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{F_s} \quad \text{Ec3. 13}$$

¹³ AISC; Manual of Steel Construction LRFD; 2nd Ed; pág.1-15

$$FS = \frac{S_y}{\frac{M_{maxc}}{I}} = \frac{S_y * I}{M_{maxc}} \quad \text{Ec3. 14}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec3. 15}$$

3.1.3.4.1. Cálculo de esfuerzos del eslabón con la reacción más alta

Según la sección 3.1.3.3.4 se tienen los valores de:

$R_U = 352.82 \text{ kN}$ Aplicada en dirección x

$M = 25.14 \text{ kNm}$ Aplicado al plano z-z

Y según la sección 3.2.3.2.8 se tiene: $M = 4.22 \text{ kNm}$ Aplicado al plano y-y.

El esfuerzo por flexión se lo obtiene con la ecuación 3.12 donde $I/c = 97.83 \text{ cm}^3$ (ver tabla 3.2).

$$\sigma_z = \frac{25.14 \text{ kNm}}{97.83 \text{ cm}^3} = 257.01 \text{ MPa}$$

El esfuerzo por compresión se lo obtiene con la ecuación 3.15 donde $A = 22.71 \text{ cm}^2$ (ver tabla 3.2), se considera q los agujeros de las uniones serán de 55 mm, por lo que se debe restar el área (A1) correspondiente A1.

$$A1 = d * t = 2.62 \text{ cm}^2$$

$d = 5,5 \text{ cm}$ Diámetro del agujero para la unión

$t = 0.47 \text{ cm}$ Espesor del tubo estructural

$$\sigma_x = \frac{352.82 \text{ kN}}{22.71 \text{ cm}^2 - A1}$$

$$\sigma_x = \frac{352.82 \text{ kN}}{22.71 \text{ cm}^2 - 2.62 \text{ cm}^2} = 175.62 \text{ MPa}$$

El esfuerzo por flexión se lo obtiene con la ecuación 3.12 donde $I/c = 41.30 \text{ cm}^3$ (ver tabla 3.2).

$$\sigma_y = \frac{4.22 \text{ kNm}}{41.30 \text{ cm}^3} = 102.27 \text{ MPa}$$

Equivalencia de los esfuerzos normales y principales:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{3,1} = \frac{\sigma_z + \sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_z - \sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{zx}^2}$$

Esfuerzo de Von Mises.

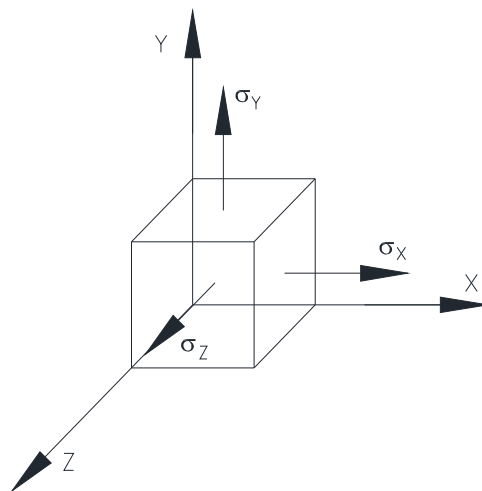


Fig. 3.45.- Esfuerzos de Von Mises, usando las componentes xyz.

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad \text{Ec3. 16}^{14}$$

$$\sigma' = 134.07 \text{ MPa}$$

De la ecuación 3.13 se tiene:

$$Fs = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{344.74 \text{ MPa}}{134.07 \text{ MPa}} = 2.57$$

En el *Anexo C* se presentan las fuerzas resultantes en todas las uniones.

3.1.3.5. Estabilidad¹⁵

Se determina la resistencia a la compresión que tiene el tubo estructural.

¹⁴BUDYNAS-NISBETT, 2008, "Shigley's Mechanical Engineering Design", 8va ed., McGrawHill-Primis, USA, pág. 218.

¹⁵ ESPECIFICACIONES AISC; 2005; Capitulo E; pág. 16-88

Razón de esbeltez KL/r donde:

$l = 2780 \text{ mm}$ Distancia entre centros del eslabón de la tijera

$r = 66.04 \text{ mm}$ Radio de Giro (ver Anexo B)

$K = 1$ Factor de longitud efectivo (Ver Anexo D)

Razón de esbeltez $KL/r = 42.10$

Longitud efectiva $KL = 2780 \text{ mm} = 9.12 \text{ ft}$

Para obtener la resistencia a compresión se utilizan las siguientes formulas según el método LRFD, determinada basándose en el estado límite de pandeo por flexión.

$$P_n = A_g * F_{cr}$$

$A_g = 22.71 \text{ cm}^2$ Área del tubo estructural (Ver tabla propiedades)

$F_y = 50 \text{ kPsi}$ Límite de Fluencia mínimo del acero ASTM 588

$E = 29000 \text{ kPsi}$ Módulo de elasticidad

El esfuerzo crítico F_{cr} se determina en función del parámetro de esbeltez λ_c el cual se define en la siguiente ecuación:

$$\lambda_c = \frac{KL\pi}{r} \sqrt{\frac{F_y}{E}}$$

$$\lambda_c = 0.556$$

Donde:

Si $\lambda_c \leq 1.5$ entonces

$$F_{cr} = 0.658^{\lambda_c^2} * F_y$$

$$F_{cr} = 39.53 \text{ kPsi}$$

$$P_n = A_g * F_{cr}$$

$$Pn = 139.15 \text{ klf}$$

$Pn = 246 \text{ klf}$ Resistencia a la compresión permisible (Anexo D Tabla D.2)

Como se puede notar el valor calculado es menor que el permisible.

3.1.3.6. Cálculo y dimensionamiento de las uniones

El diámetro del pasador se lo determina mediante el esfuerzo por aplastamiento, por ser el más crítico.

D_p : Diámetro del Pasador

$Ru_x = 354.6 \text{ kN}$ Componente en x de la Reacción más alta entre articulaciones.

$Ru_y = 0.33 \text{ kN}$ Componente en y de la Reacción más alta entre articulaciones.

$$Ru = \sqrt{Ru_x^2 + Ru_y^2} = 354.7 \text{ kN}$$

El material que se utiliza para dimensionar los pasadores es Böhler V155 (ver anexo E1), en la siguiente tabla se muestra la variación de las propiedades de acuerdo al diámetro.

Tabla 3.3 Propiedades Mecánicas de los ejes.¹⁶

Diámetro [mm]	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²
≤ 16	1000	1200 - 1400
≤ 16 ≤ 40	900	1100 - 1300
≤ 40 ≤ 100	800	1000 - 1200
≤ 100 ≤ 160	700	1900 - 1100
≤ 160 ≤ 250	600	1800 - 1950

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{aplas}}$$

$S_y = 800 \text{ MPa}$ (Tabla 3.3)

$$F_s = 2$$

$t = 4.76 \text{ mm}$ Espesor del Tubo Estructural utilizado (ver tabla3.2)

¹⁶BÖHLER, Aceros Böhler del Ecuador S.A.; Manual de Aceros Especiales;2007; p63

Esfuerzo por aplastamiento.

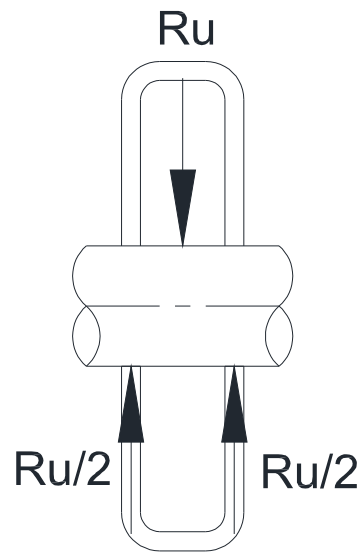


Fig. 3.46.- Ubicación de la reacción en el tubo estructural.

Ejemplo de cálculo para el pasador con la reacción más alta entre articulaciones:

A continuación se realiza el cálculo del esfuerzo de aplastamiento en el pasador tomando la reacción más alta entre articulaciones ($Ru = 354.7 \text{ kN}$).

$D_p = 45 \text{ mm}$ Diámetro del Pasador

$L_D = 112 \text{ mm}$ Longitud del Pasador

$t = 4.76 \text{ mm}$ Espesor del Tubo Estructural utilizado (ver tabla 3.2)

$$\sigma_{aplast} = \frac{Ru/2}{D_p * t} = 827.5 \text{ MPa}$$

$S_y = 800 \text{ MPa}$ (Tabla 3.3)

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{aplast}} = 1.0$$

En esta unión se tiene que aumentar el área de aplastamiento como se mencionó anteriormente, con el fin de mejorar el factor de seguridad y evitar falla en los pasadores, y esto se lo garantiza soldando una placa de 200x200x5, obteniendo los siguientes resultados.

$t_1 = 9.76 \text{ mm}$ Espesor del Tubo Estructural utilizado (ver tabla 3.4) aumentado placa de refuerzo.

$$\sigma_{aplastas} = \frac{Ru/2}{D_p * t_1} = 403.7 \text{ MPa}$$

$S_y = 800 \text{ MPa}$ (Tabla 3.10)

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{aplastas}} = 2.0$$

Tabla 3.4 Esfuerzos y factor de seguridad por aplastamiento.

Unión	Diámetro del pasador [mm]	Fuerza [kN]	t [mm]	t1 [mm]	Esfuerzo Aplastamiento [MPa]	Fs. Aplastamiento
A	45	1,8	3,18	-	6,3	127,0
B	45	2,1	3,18	-	7,3	108,9
R	45	40,6	3,18	-	142,1	5,6
C	45	40,6	3,18	-	142,1	5,6
D	45	40,6	3,18	-	142,1	5,6
S	45	129,3	3,18	5.18	277,6	2,9
E	45	88,8	3,18	-	310,8	2,6
F	45	88,8	3,18	-	310,8	2,6
T	45	233,5	3,18	7.18	361,6	2,2
G	45	144,8	4,76	-	337,8	2,4
H	45	144,8	4,76	-	337,8	2,4
U	45	354,7	4,76	9.76	403,7	2,0
I	45	210,0	7,94	-	294,0	2,7
J	45	210,0	7,94	-	294,0	2,7
V	45	212,1	7,94	-	296,9	2,7
K	45	47,1	7,94	-	65,9	12,1
L	45	25,616	7,94	-	35,9	22,3

3.1.3.6.1. Esfuerzo por flexión.

Se plantean dos tipos de sujeción.

a) Extremo empotrado y vincha de seguridad.

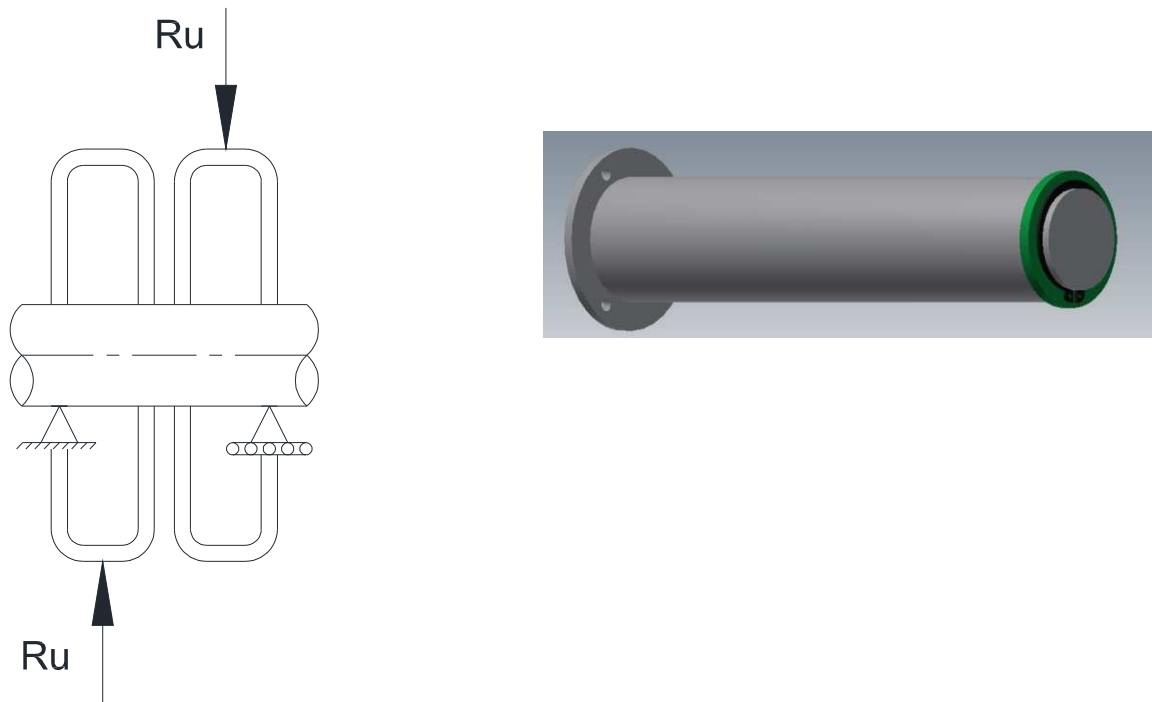


Fig. 3.47.- Esquema de la sujeción a).

$D_p = 45 \text{ mm}$ Diámetro del Pasador

$L_D = 132 \text{ mm}$ Longitud del Pasador (aumentado placa de refuerzo)

$M_{m\acute{a}x}^{17}$

$$\sigma = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\frac{\pi * D_p^3}{32}} = 198.9 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma} = 4.0$$

¹⁷ AISC, Manual of Steel Construction LRFD, 2nd Ed. P 4-194

Tabla 3.5 Esfuerzos y factor de seguridad por flexión empotrado-vincha

Unión	Diámetro del pasador [mm]	Fuerza [kN]	t [mm]	t1 [mm]	Esfuerzo Flexión [MPa]	Fs. Flexión
A	45	1,8	3,18	-	0,7	1106,9
B	45	2,1	3,18	-	0,8	948,8
R	45	40,6	3,18	-	16,3	49,1
C	45	40,6	3,18	-	16,3	49,1
D	45	40,6	3,18	-	16,3	49,1
S	45	129,3	3,18	5.18	61,0	13,1
E	45	88,8	3,18	-	35,7	22,4
F	45	88,8	3,18	-	35,7	22,4
T	45	233,5	3,18	7.18	124,5	6,4
G	45	144,8	4,76	-	58,1	13,8
H	45	144,8	4,76	-	58,1	13,8
U	45	354,7	4,76	9.76	198,9	4,0
I	45	210,0	7,94	-	84,3	9,5
J	45	210,0	7,94	-	84,3	9,5
V	45	212,1	7,94	-	85,2	9,4
K	45	47,1	7,94	-	18,9	42,3
L	45	25,616	7,94	-	10,2856	77,8

b) **Vinchas de seguridad en los dos extremos.**

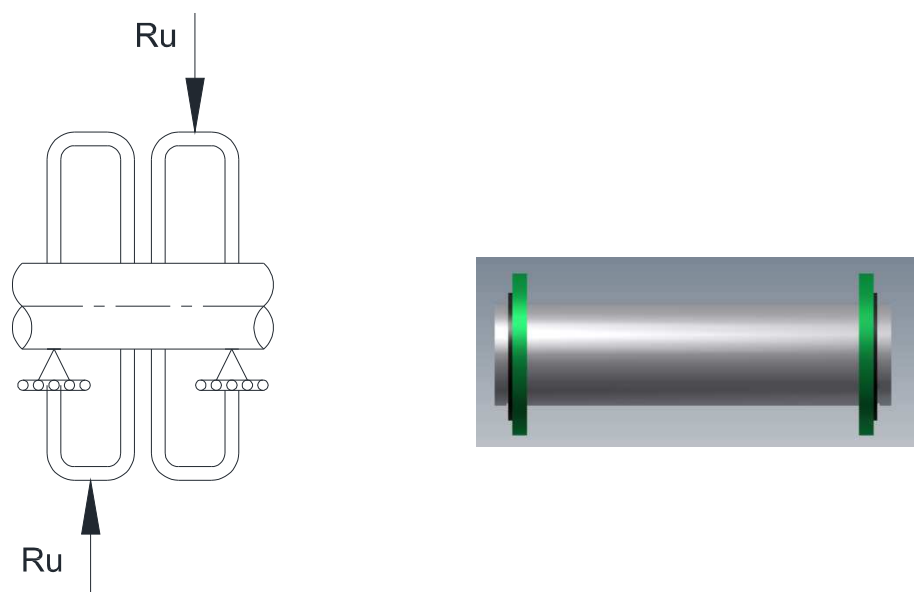


Fig. 3.48.- Esquema de la sujeción b).

$D_p = 45 \text{ mm}$ Diámetro del Pasador

$L_D = 132 \text{ mm}$ Longitud del Pasador (aumentado placa de refuerzo)

$M_{m\acute{a}x}$ ¹⁸

$$\sigma = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\frac{\pi * D_p^3}{32}} = 274.8 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma} = 2.9$$

Tabla 3.6 Esfuerzos y factor de seguridad por flexión vincha-vincha

Unión	Diámetro del pasador [mm]	Fuerza [kN]	t [mm]	t1 [mm]	Esfuerzo Flexión [MPa]	Fs. Flexión
A	45	1,8	3,18	-	1,2	646,5
B	45	2,1	3,18	-	1,4	554,1
R	45	40,6	3,18	-	27,9	28,7
C	45	40,6	3,18	-	27,9	28,7
D	45	40,6	3,18	-	27,9	28,7
S	45	129,3	3,18	5.18	93,9	8,5
E	45	88,8	3,18	-	61,0	13,1
F	45	88,8	3,18	-	61,0	13,1
T	45	233,5	3,18	7.18	177,3	4,5
G	45	144,8	4,76	-	99,5	8,0
H	45	144,8	4,76	-	99,5	8,0
U	45	354,7	4,76	9.76	274,8	2,9
I	45	210,0	7,94	-	144,4	5,5
J	45	210,0	7,94	-	144,4	5,5
V	45	212,1	7,94	-	145,8	5,5
K	45	47,1	7,94	-	32,4	24,7
L	45	25,616	7,94	-	17,6	45,4

¹⁸ AISC, Manual of Steel Construction LRFD, 2nd Ed. P 4-192

3.1.3.6.2. *Esfuerzo cortante.*

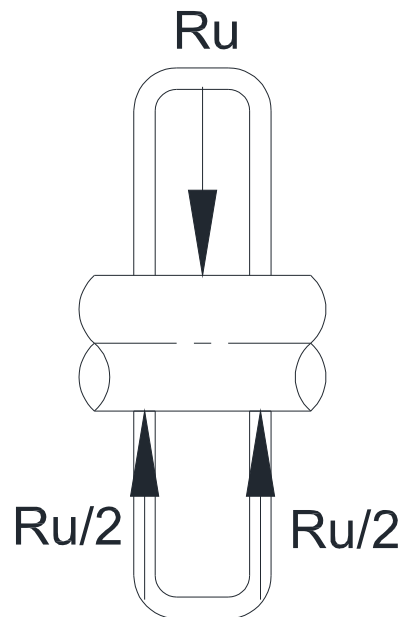


Fig. 3.49.- Ubicación de la reacción en el tubo estructural.

A continuación se analiza el esfuerzo cortante en el pasador.

$$\tau = \frac{Ru}{2 * A}$$

$$\tau = \frac{Ru}{2 * \pi * \frac{D_p^2}{4}}$$

$$\tau = 111.5 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad de acuerdo a la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$F_s = \frac{0.5 * S_y}{\tau}$$

$$F_s = 4.1$$

Tabla 3.7 Esfuerzos y factor de seguridad por esfuerzo cortante

Unión	Diámetro del pasador [mm]	Fuerza [kN]	t [mm]	t1 [mm]	Esfuerzo Cortante [MPa]	Fs. Cortante
A	45	1,8	3,18	-	0,6	815,7
B	45	2,1	3,18	-	0,7	699,2
R	45	40,6	3,18	-	12,8	36,2
C	45	40,6	3,18	-	12,8	36,2
D	45	40,6	3,18	-	12,8	36,2
S	45	129,3	3,18	5.18	40,6	11,4
E	45	88,8	3,18	-	27,9	16,5
F	45	88,8	3,18	-	27,9	16,5
T	45	233,5	3,18	7.18	73,4	6,3
G	45	144,8	4,76	-	45,5	10,1
H	45	144,8	4,76	-	45,5	10,1
U	45	354,7	4,76	9.76	111,5	4,1
I	45	210,0	7,94	-	66,0	7,0
J	45	210,0	7,94	-	66,0	7,0
V	45	212,1	7,94	-	66,7	6,9
K	45	47,1	7,94	-	14,8	31,2
L	45	25,6	7,94	-	8,1	57,3

Si bien se observa factores de seguridad altos estos corresponden a las uniones que tienen bajas fuerzas como se observa en las tablas correspondientes, esto se puede evitar disminuyendo el diámetro de los pasadores pero esto generaría aumento de costos en la operación de maquinado debido a que se debe mantener la colinealidad entre los agujeros.

A continuación se realiza un análisis que nos permita establecer que el tubo estructural utilizado posee un espesor adecuado, que no falla al aplicar la fuerza de la reacción más alta entre articulaciones.

Esfuerzos a Cizalladura¹⁹

Datos:

$S_y = 344.74 \text{ MPa}$ Resistencia mínima a la Fluencia del acero ASTM - 588

$R_u/2 = 177.35 \text{ kN}$ Valor de la reacción más alta entre articulaciones.

¹⁹ LANDETA Y MOYA, Diseño y Construcción de una Máquina de tipo Tijeras para Mantenimiento, pp 47

A_{ciz} :

Área de cizalladura

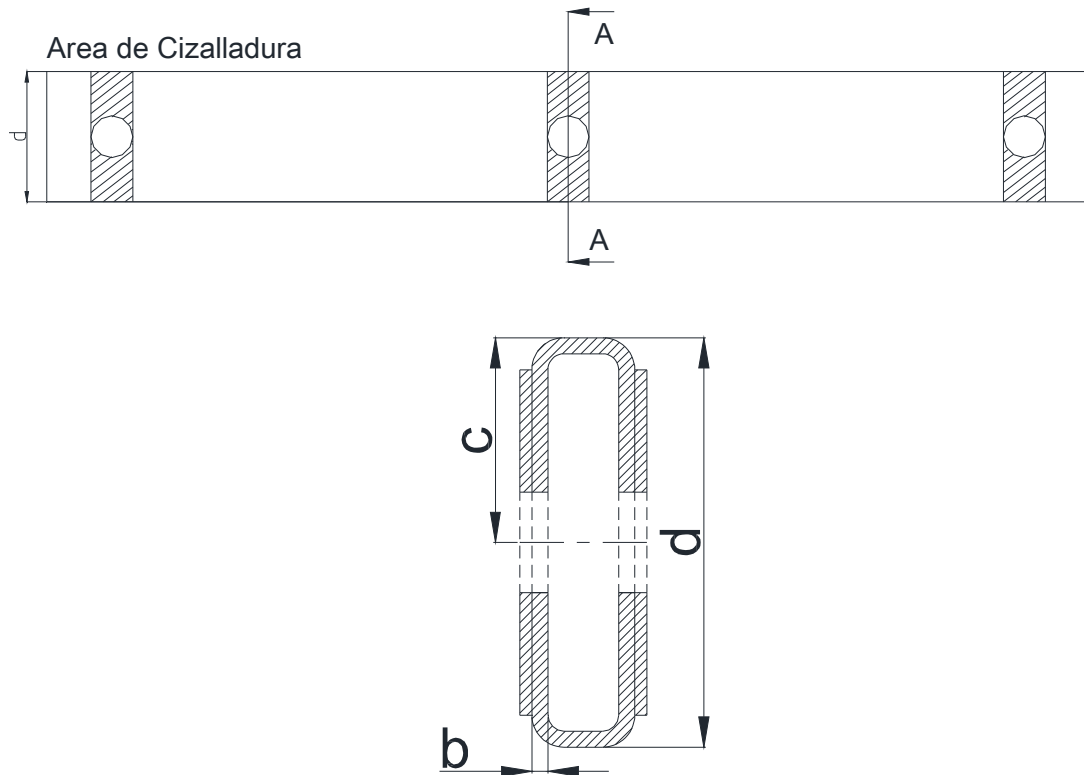


Fig. 3.50.- Sección del Tubo Estructural en unión U.

$$A_{ciz} = b * \frac{d}{2}$$

$$A_{ciz} = 991.87 \text{ mm}^2$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 198.91 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ciz} = \frac{Ru/2}{2 * A_{ciz}}$$

$$\tau_{ciz} = 84.90 \text{ MPa}$$

$$F_S = \frac{S_{sy}}{\tau_{ciz}}$$

$$F_S = 2.22$$

En el Anexo E.2 se muestran los factores de seguridad en las distintas uniones, con lo cual se observa en que uniones se aumentó placa de refuerzo.

La unión de diseño seleccionada será la que tiene un extremo empotrado y uno con vincha de seguridad (ver fig.3.47).

En el extremo articulado se selecciona vinchas de seguridad DIN 471-45x1.75 (ver Anexo F), y arandelas planas ISO 8738-45-140HV seleccionadas a partir del diámetro del eje y la reacción más alta entre articulaciones.

3.1.3.6.3. Dimensionamiento de los cojinetes y camisas

Las uniones están compuestas por un buje de desgaste el mismo que disminuye la fricción y facilita la movilidad, un cojinete fijo anclado al tubo estructural exterior y un separador que será encargado de mantener la distancia entre los tubos estructurales (ver Fig. 3.51).

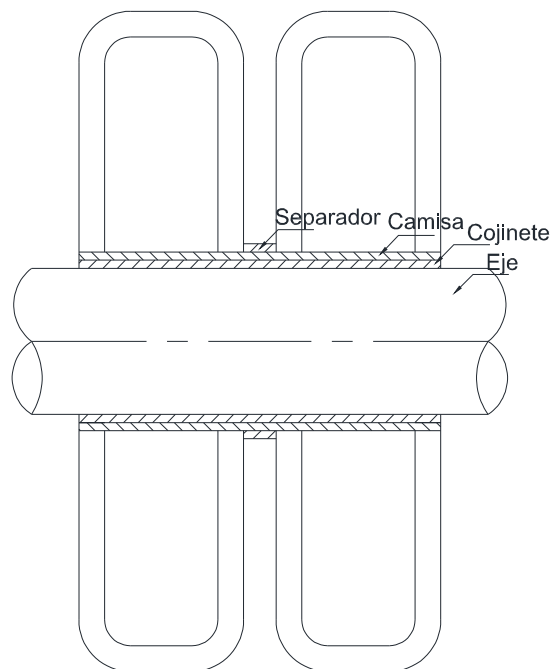


Fig. 3.51.- Esquema de la unión.

El diseño de estas articulaciones no permite que los cojinetes y camisas estén sometidos a esfuerzos de corte, para eso están los pasadores. Por lo tanto el cálculo aquí detallado tiene como objeto el dimensionamiento de cojinetes y camisas en base a los esfuerzos de aplastamiento a los que están sometidos únicamente²⁰.

Datos para cálculo del cojinete fijo:

$S_y = 628 \text{ MPa}$ Límite a la fluencia del Ovako 280²¹

$R_u = 354.7 \text{ kN}$ Valor de la reacción más alta entre articulaciones

$b = 55 \text{ mm}$ Diámetro externo

$d = 50 \text{ mm}$ Diámetro del eje.

A_{apl} : Área de aplastamiento

$$A_{apl} = b * d$$

$$A_{apl} = 2750 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{apl} = \frac{R_u}{A_{apl}}$$

$$\sigma_{apl} = 128.98 \text{ MPa}$$

$$F_S = \frac{S_y}{\sigma_{apl}}$$

$$F_S = 4.87$$

Las dimensiones para los diámetros exteriores de los cojinetes, son dimensiones que se encuentran disponibles en el mercado local y que se acoplan al diámetro del eje calculado.

²⁰ LANDETA Y MOYA, Diseño y Construcción de una Máquina de tipo Tijeras para Mantenimiento, pp50

²¹<http://www.acerosdelperu.pe/es/pdf-productos-aceros-del-peru/NuevaOvako280.pdf>

Datos para el cálculo del buje de desgaste:

$S_y = 176 \text{ MPa}$ Límite a la fluencia del DELRIN²²

$R_u = 354.7 \text{ kN}$ Valor de la reacción más alta entre articulaciones

$b = 50 \text{ mm}$ Diámetro externo

$d = 45 \text{ mm}$ Diámetro del pasador.

A_{apl} : Área de aplastamiento

$$A_{apl} = b * d$$

$$A_{apl} = 2250 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{apl} = \frac{R_u}{A_{apl}}$$

$$\sigma_{apl} = 78.82 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{apl}}$$

$$F_s = 2.2$$

3.1.3.7. Esfuerzos en los tubos rigidizadores

Los tubos rigidizadores son elementos que van ubicados a lo ancho de la plataforma y sirven para proporcionarle rigidez a la misma además de mantener la distancia de 1,5 m y para su diseño se los asume como vigas, los mismos que están en sus extremos empotrados, los que solamente presentan una pequeña carga a tensión.

²² IGUS; http://www.igus.es/wpck/default.aspx?Pagename=iglidur_x_Werkstoffdaten; 06/09/2011

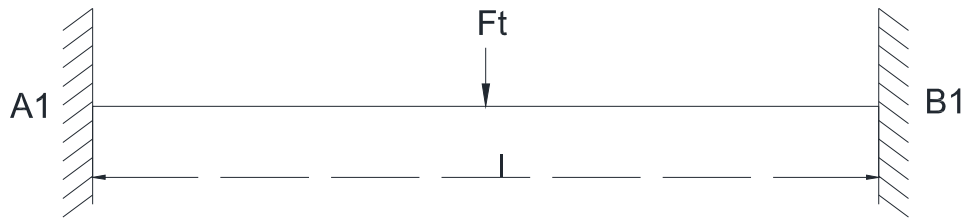


Fig. 3.52.- Tubo rigidizador.

Datos para calcular la Fuerza que soporta el tubo rigidizador.

Ft: Carga en el Tubo Rigidizador

l: Longitud del eslabón

Ppl: Peso de la Canastilla

lc: Longitud de la canastilla

Wt: Peso de todos los módulos de la estructura

θ : Ángulo de elevación

P: Carga a elevar

Ac: Ancho de la canastilla

Ap: Ancho del tubo estructural

$$Ft * l \cos \theta = (Ppl + P) * lc/2 + Wt/2 * l \cos \theta$$

$$Ft = 6.85 \text{ kN}$$

Momento máximo de una viga empotrada en los extremos

$$M_{\text{máx}} = Ft * \frac{Ac - 4 * Ap}{8}$$

$$M_{\text{máx}} = 1.1 \text{ kNm}$$

Para el dimensionamiento se toman las propiedades del tubo de vapor que se puede ver a continuación (Anexo G):

Tabla 3.8 Propiedades del tubo rigidizador.

Diámetro nominal	Diámetro exterior	Espesor	Peso	I/c [cm ³]	I [cm ⁴]	Sy [MPa]
2"	60.30	5.54	7.48	11.97	36.09	248

El esfuerzo a flexión se obtiene de la ecuación 3.12, $I/c = 11.97$ ver tabla 3.8

$$\sigma = \frac{M_{\text{máx}}[\text{Nm}]}{I/c[\text{cm}^3]}$$

$$\sigma = 92.83 \text{ MPa}$$

De la ecuación 3.13 se tiene:

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

$$F_s = 2.67$$

3.1.3.8. Cálculo de la base de la estructura

La base se compone de perfiles UPN, 2 laterales, 1 frontal y 1 posterior tal como se muestra en la figura.

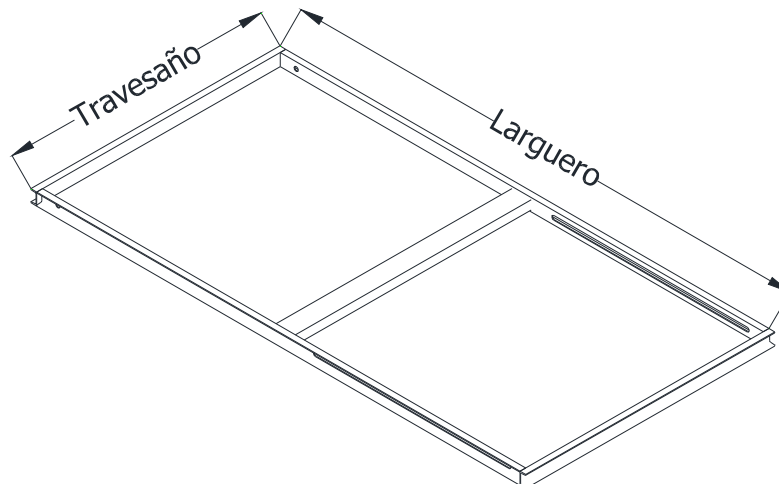


Fig. 3.53.- Base de la Estructura.

3.1.3.8.1. Cálculo de reacciones en los perfiles UPN laterales



Fig. 3.54.- Diagrama de cuerpo libre a 6°.

Cálculo de reacciones y momentos en la unión K' y L' .

$Ky_{6^\circ} = -1.03 \text{ kN}$: Reacción a 6° en la dirección y en el apoyo fijo.

$Kx_{6^\circ} = 47.12 \text{ kN}$: Reacción a 6° en la dirección x en el apoyo fijo.

$Ly_{6^\circ} = 25.62 \text{ kN}$: Reacción a 6° en la dirección y en la corredera.

$Fpy_{6^\circ} = -33.79 \text{ kN}$ Fuerza ejercida en la dirección y por el cilindro hidráulico.

$Mo_{6^\circ} = -9.42 \text{ kNm}$: Momento generado debido a la fuerza ejercida en la dirección "x" por el cilindro hidráulico.

$$l = 3.15 \text{ m}$$

$$a_L = 2.96 \text{ m}$$

$$a_K = 0.2 \text{ m}$$

$$b_L = 0.2 \text{ m}$$

$$b_K = 2.96 \text{ m}$$

$$RK' = \frac{(Ly_{6^\circ} - Fpy_{6^\circ})(3 * a_L + b_L)b_L^2}{l^3} + \frac{(Ky_{6^\circ})(3 * a_K + b_K)b_K^2}{l^3} + \frac{6 * Mo_{6^\circ} * a_K * b_K}{l^3}$$

$$RK' = 0.68 \text{ kN}$$

$$MK' = \frac{(Ky_{6^\circ})a_K * b_K^2}{l^2} - \frac{(Ly_{6^\circ} - Fpy_{6^\circ}) * a_L * b_L^2}{l^2} - \frac{Mo_{6^\circ} * b_K * (2 * a_K - b_K)}{l^2}$$

$$MK' = -6.71 \text{ kNm}$$

De manera similar se calcula para L' y se obtienen los siguientes valores:

$$RL' = 57.70 \text{ kN}$$

$$ML' = 9.13 \text{ kNm}$$

3.1.3.8.2. Cálculo de esfuerzos

Tabla 3.9 Propiedades de los perfiles para los travesaños (ver Anexo H.1).

UPN	kg/m	I_{zz}/c [cm ³]	I_{yy}/c [cm ³]	Inercia z [cm ⁴]	Ancho [mm]	inercia y [cm ⁴]	Área [cm ²]	t_z [mm]	t_y [mm]
220,0	29,4	245,0	33,6	2690,0	80,0	197,0	37,4	9,0	12,5

El esfuerzo por flexión se lo obtiene con la ecuación 3.12 donde $I/c = 245 \text{ cm}^3$ (ver tabla 3.9).

$$\sigma_z = \frac{-6.71 \text{ kNm}}{245 \text{ cm}^3} = -27.37 \text{ MPa}$$

El esfuerzo por Compresión se lo obtiene con la ecuación 3.15 donde $A = 37.4 \text{ cm}^2$ (ver tabla 3.9).

$$\sigma_x = \frac{47.12 \text{ kN}}{37.4 \text{ cm}^2} = 12.60 \text{ MPa}$$

El esfuerzo por flexión se lo obtiene con la ecuación 3.12 donde $I/c = 33.6 \text{ cm}^3$ (ver tabla 3.9) y la sección 3.1.3.2.8.

$$\sigma_y = \frac{4.22 \text{ kNm}}{33.6 \text{ cm}^3} = 125.7 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Mises

De la ecuación 3.16 se obtiene:

$$\sigma' = 137.5 \text{ MPa}$$

De la ecuación 3.13 se tiene:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{344.7 \text{ MPa}}{137.5 \text{ MPa}} = 2.5$$

3.1.3.8.3. Uniones para los perfiles de la base

El tipo de unión que se plantea para los perfiles UPN que conformaran la base de la estructura (ver fig. 3.55) es mediante un ángulo de 90° soldado (ver Anexo H.2), que permita la unión entre travesaño y larguero.

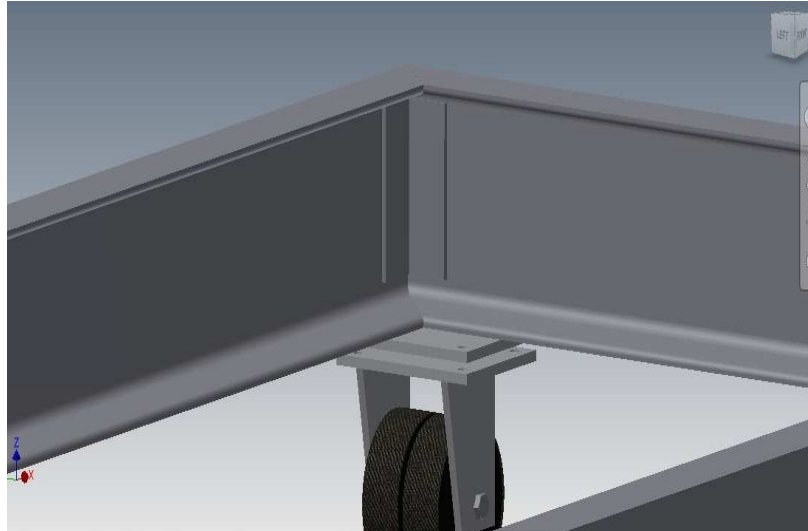


Fig. 3.55.-Unión Perfiles de la Base de la Estructura.

3.1.3.9. Estabilizadores

Considerando las dimensiones de la estructura al estar totalmente extendida se requiere de la utilización de dispositivos estabilizadores los cuales serán calculados para compensar de ser necesario desniveles en el sentido transversal a la superficie. Todos los cálculos realizados a continuación se toman en condiciones críticas de funcionamiento (ver Fig. 3.56).

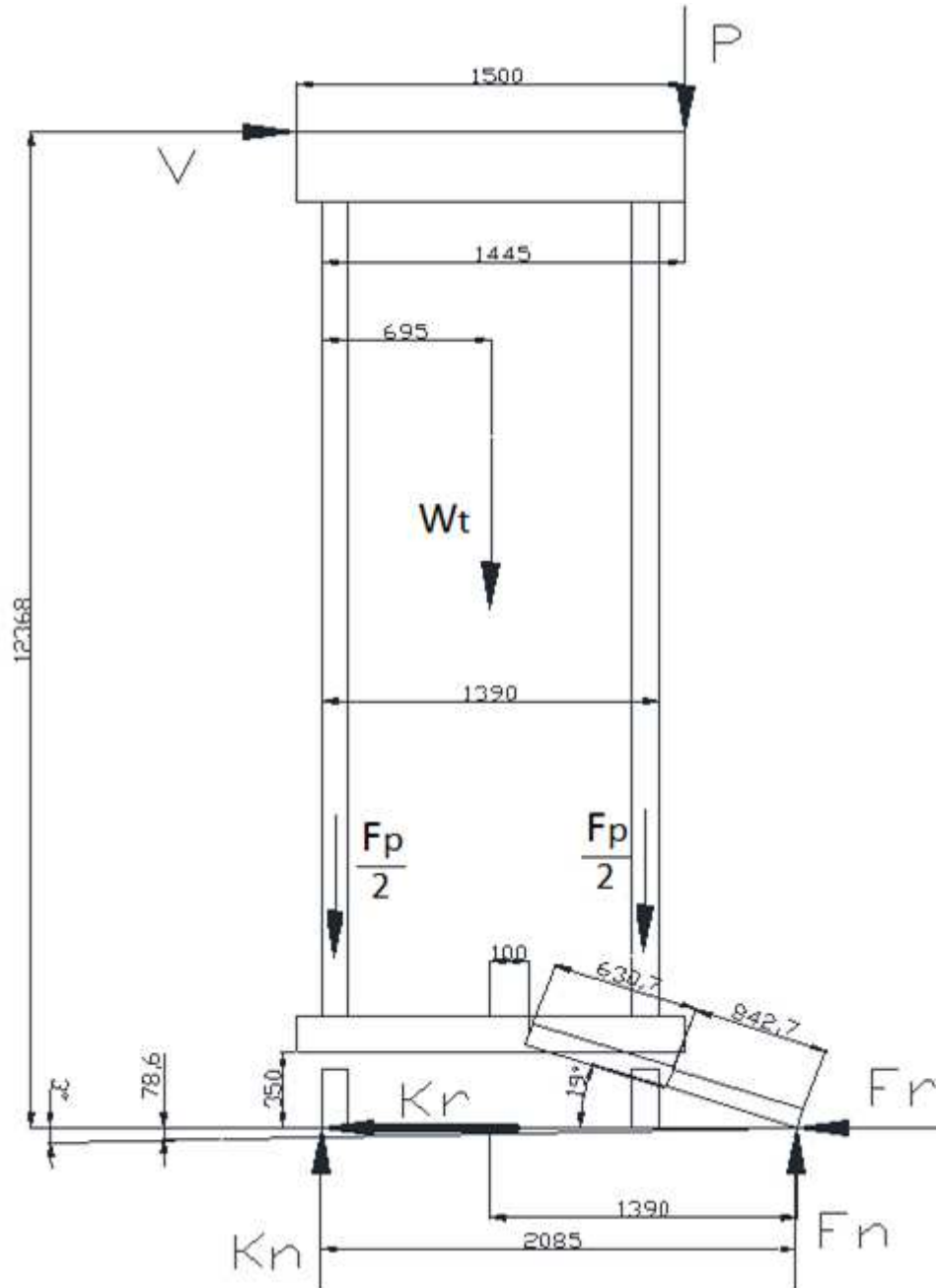


Fig. 3.56.- Esquema de la estructura y ubicación de los estabilizadores.

Datos:

Pendiente = 3°

$P = 4,905 \text{ kN}$: Carga a elevar

$V = 2.91 \text{ kN}$: Carga de viento(10%)de la carga total

$Wt = 10.68 \text{ kN}$: Peso de la estructura

$$\sum F_x = 0$$

$$V = K_r(\cos 3^\circ) + F_r(\cos 3^\circ)$$

$$V = \mu K_n(\cos 3^\circ) + \mu F_n(\cos 3^\circ)$$

$$2.91 = \mu(\cos 3^\circ)(K_n + F_n) \quad \text{Ec3. 17}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P + W_t + F_p = K_n(\cos 3^\circ) + F_n(\cos 3^\circ)$$

$$P + W_t + F_p = \cos 3^\circ(K_n + F_n)$$

$$\frac{P + W_t + F_p}{\cos 3^\circ} = (K_n + F_n) \quad \text{Ec3. 18}$$

Reemplazando Ec 3,17 en Ec 3,18

$$\mu = 0.022 \quad \text{Coeficiente de Fricción} \quad \text{Ec3. 19}$$

$$\sum M_K = 0$$

$$V(12368.1) + P(1445) + W_t(695) = F_n(\cos 3^\circ)(2085) - F_r(\cos 3^\circ)(78.61) - \frac{F_p}{2}(13.90)$$

$$\begin{aligned} V(12368) + P(1445) + W_t(695) & \quad \text{Ec3. 20} \\ & = F_n(\cos 3^\circ)(2085) - \mu F_n(\cos 3^\circ)(78.61) - \frac{F_p}{2}(13.90) \end{aligned}$$

Reemplazando Ec 3,19 en Ec 3,20

$$F_n = 44.49 \text{ kN} \quad \text{Ec3. 21}$$

$$F_r = \mu F_n \quad \text{Ec3. 22}$$

Reemplazando Ec 3,21 en Ec 3,22

$$F_r = 0.98 \text{ kN}$$

$$F_{total} = \sqrt{F_n^2 + F_r^2}$$

$$F_{total} = 44.50 \text{ kN}$$

En este caso teóricamente el equipo estaría asentado sobre 4 puntos, dos ruedas y dos estabilizadores. Sin embargo en la realidad solo se asienta sobre tres puntos, es decir sobre una rueda y dos estabilizadores por lo tanto la fuerza que actuaría sobre un estabilizador sería la mitad de F .

$$F_e = \frac{F_{total}}{2} = 22.25 \text{ kN}$$

Los estabilizadores estarán formados por una parte fija que será un canal UPN al cual se le soldara dos placas en los extremos para que trabaje como corredera, una parte móvil (extensible) constituida de un tubo estructural rectangular y un tornillo nivelador de máquina.

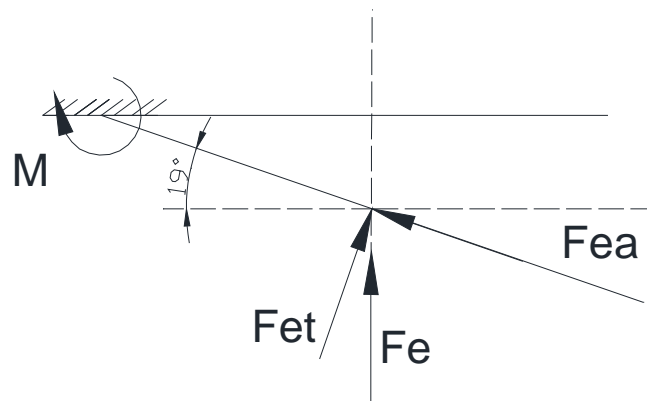


Fig. 3.57.- DCL estabilizadores.

$$M = F_e (\cos 19^\circ)(811.46)$$

$$M = 16800 \text{ kNmm}$$

Mediante procesos iterativos y la ayuda de hojas de cálculo se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 3.10 Propiedades del tubo estructural rectangular (Anexo I.1).

W_{xx} [cm^3]	W_{yy} [cm^3]	Área [cm^2]	S_y [MPa]
97.34	46.54	32.77	344.74

$$\sigma = \frac{F_{ea}}{A_t} + \frac{M}{W_{xx}}$$

$$\sigma = \frac{22.25}{32.77} + \frac{16800}{97.34}$$

$$\sigma = 175.08 \text{ MPa}$$

De la ecuación 3.13 se tiene:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{344,74}{175.08} = 1.97$$

A continuación se dimensiona el Canal UPN.

Tabla 3.11 Propiedades del canal UPN (Anexo I.2).

Tipo	Espesor [mm]	W_{xx} [cm^3]	W_{yy} [cm^3]	Área [cm^2]	S_y [MPa]	Ancho [mm]
UPN 180	8	150	22.4	28	248	70

$$\sigma = \frac{M}{W_{xx}}$$

$$\sigma = \frac{16800}{150}$$

$$\sigma = 112 \text{ MPa}$$

De la ecuación 3.13 se tiene:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{248.21}{112} = 2.21$$

3.1.3.9.1. Tornillo nivelador

Se debe escoger un tornillo nivelador que se acople a las dimensiones ya determinadas del tubo estructural rectangular (ver tabla 3.2).

Tabla 3.12 Propiedades del tornillo nivelador.

d [mm]	24	Diámetro exterior de la rosca
p [mm]	2	Paso de la rosca

$$Carga [daN] = \frac{(Wt + Fp + P + Ppl + Pb)}{n}$$

C : Carga [daN]

Wt : Peso de la Estructura

Ppl : Peso de la Canastilla

Pb : Peso de la Base

Fp : Reacción del cilindro hidráulico

P : Capacidad de Carga del Equipo

n : Número de tornillos en contacto con la superficie

$$C = \frac{(10.68 + 115.96 + 4.905 + 2.81 + 2.7) \text{ kN}}{4} = 34.26 \text{ kN}$$

$$C = 3.49 \text{ Ton}$$

$$C = 3425.9 \text{ daN}$$

Por lo tanto se escoge un tornillo nivelador tipo PRP200 M24x2 (ver Anexo I.3).

3.1.3.10. Selección del cilindro hidráulico²³.

La selección del cilindro hidráulico se la realiza en función de la presión ejercida por la fuerza F_p , la carrera necesaria y el Caudal.

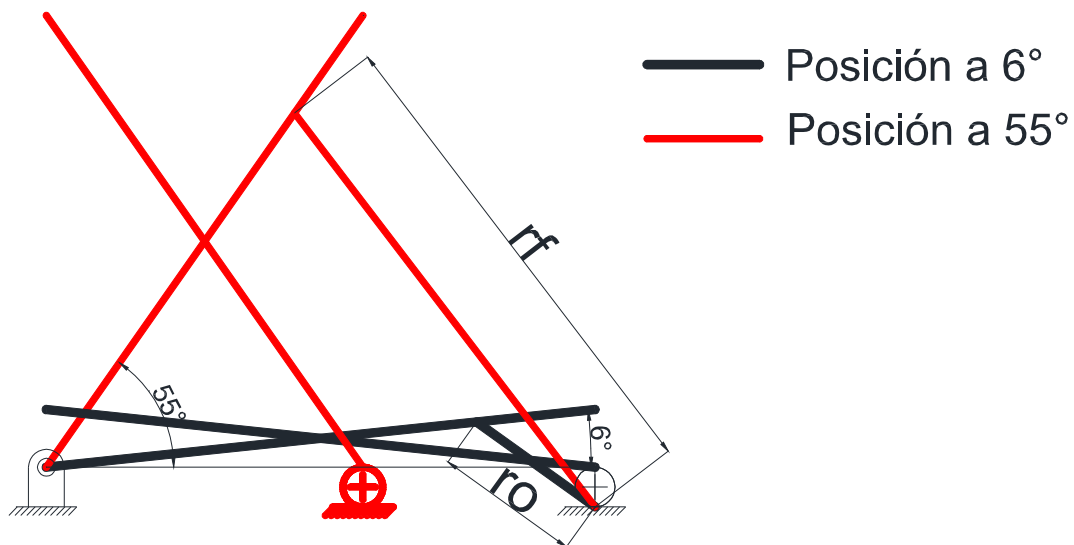


Fig. 3.58.- Posición del cilindro.

Datos:

$F_p = 11820 \text{ kg}$:	Fuerza del Cilindro Hidráulico
$r_0 = 734.3$:	Longitud inicial del vástago del pistón (mm)
$r_f = 2497.3$:	Longitud final del vástago del pistón (mm)
$h = 11386$:	Altura total (mm)
$V_{pa} = 200$:	Velocidad del vástago asumida (mm/s)
$d = 127$:	Diámetro (mm)
V_{pt} :	Velocidad real del vástago (mm/s)

²³ SPERRY, VICKERS, Manual de Ole-hidráulica Industrial; 1ra ed.; España; Bluma; 1979; pág. 299.

$$t = \frac{\Delta r_{pt}}{V_{pt}} = \frac{\Delta r_{pa}}{V_{pa}}$$

$$\frac{r_f - r_o}{V_{pt}} = \frac{h}{V_{pa}}$$

$$\frac{2497.4 - 734.3}{V_{pt}} = \frac{11386}{200}$$

$$V_{pt} = 30.97 \text{ [mm/s]}$$

Con esta consideración se ha determinado que el tiempo requerido para que la estructura alcance la altura máxima es 56.9 segundos aproximadamente 1 minuto, cabe señalar que este tiempo es el necesario para que el cilindro hidráulico se extienda por completo.

3.1.3.10.1. Caudal del fluido

Q_{pt} : Caudal del fluido

$$Q_{pt} = V_{pt} * A$$

$$Q_{pt} = V_{pt} * \left(2\pi \frac{d^2}{4}\right)$$

$$Q_{pt} = 30.97(\text{mm/s}) * \left(\pi \frac{(127\text{mm})^2}{4}\right)$$

$$Q_{pt} = 392293 \text{ [mm}^3/\text{s]}$$

$$Q_{pt} = 23.54 \text{ [lt/min]}$$

3.1.3.10.2. Presión del sistema hidráulico

P_r : Presión ejercida por el cilindro

$$P_r = \frac{F_p}{A}$$

$$P_r = \frac{4F_p}{\pi(d^2)}$$

$$P_r = 93.31 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$P_r = 1324 \text{ [Psi]}$$

El cilindro hidráulico que cumple con las especificaciones requeridas fue escogido mediante procesos iterativos con la ayuda de hojas de cálculo, el modelo PMC-SAE-81 de cinco etapas, fue seleccionado a partir del catálogo de PRINCE como se muestra en el Anexo J.

3.1.3.10.3. Potencia de la motobomba

$$Q_{pt} = 23.54 \text{ [lt/min]}$$

$$P_r = 1324 \text{ [Psi]}$$

$$P_r = 91.3 \text{ [Bar]}$$

$$Pot = \frac{Q_{pt} \text{ (ltr/min)} * P_r \text{ (Bar)}}{600}$$

$$P_{ot} = 3.58 \text{ kW}$$

$$P_{ot} = 4.8 \text{ Hp}$$

3.1.3.10.4. Volumen para la bomba

$$t = 0.95 \text{ min}$$

$$Q_{pt} = 23.54 \text{ (lt/min)}$$

$$Q_{pt} = 6.22 \text{ (gal / min)}$$

$$Q_1 = 2Q_{pt}$$

$$Q_1 = 12.44 \text{ (gal / min)}$$

$$\text{Vol} = Q_1 * t$$

$$\text{Vol} = 12.44 \text{ (gal / min)} * 0.95 \text{ min}$$

$$\text{Vol} = 11.8 \text{ (gal)} \Rightarrow 44 \text{ (lt)}$$

3.1.3.11. Selección de ruedas y garruchas

El sistema de movimiento para la estructura será en base a garruchas las cuales se las escoge mediante los requerimientos mecánicos de capacidad de carga, peso de la estructura así como también con la consideración de multiplicar a la capacidad de carga del equipo por un factor de seguridad, así aconseja el fabricante y los cálculos se presentan a continuación de acuerdo a la norma Europea de manutención EN 12528.

$$C = \frac{(Wt + Fpy + Ppl + Pb + P * \eta)}{n}^{24}$$

C: Capacidad de Carga (por cada rueda)

Wt: Peso de la Estructura

Fpy: Reacción del cilindro hidráulico en y

²⁴ <http://www.alex.es/guia-tecnica/capacidad-de-carga/>; 06/09/2011

P : Capacidad de Carga del Equipo

P_b : Peso de la base

n : Número de Ruedas en contacto con la superficie

η : Factor de seguridad (entre 1.3-2)

$$C = \frac{(10.68 + 67.57 + 2.81 + 2.7 + 4.905 * 2) \text{ kN}}{4} = 23.39 \text{ kN}$$

$$C = 2.38 \text{ Ton}$$

$$C = 2338.8 \text{ daN}$$

Con esta capacidad de carga la selección se la realiza en el catalogo TELLURE ROTA considerando un valor mayor de capacidad para efectos de seguridad.

Se selecciona las garruchas EEG 648057 y EEG 648157 (ver Anexo K), que soportan una carga de 3000 (daN) y tienen un diámetro de 250 mm.

3.1.3.12. Análisis tubos de la canastilla

Los tubos colocados en la Canastilla se analizan suponiendo que se coloca una carga puntual igual a la mitad de la carga total en un tubo de largo igual al de la plataforma

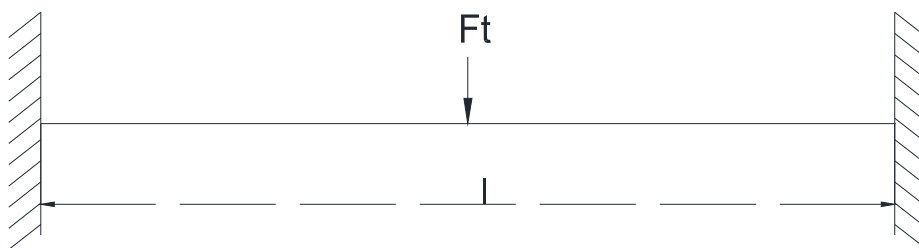


Fig. 3.59.- Tubo de la Canastilla.

Las propiedades del tubo se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3.13 Propiedades del tubo rectangular (ver Anexo L.1).

DIMENSIONES SEGÚN DIPAC TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR										
DIMENSIONES					EJES XX			EJES YY		
A	B	ESPESOR	PESO	ÁREA	I	W	i	I	W	i
40	60	3	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57

Momento máximo de una viga empotrada en los extremos

—

—

De la ecuación 3.13 se tiene:

— —

3.1.3.13. Esfuerzo en el soporte del cilindro hidráulico

Para este estudio se considera que el eje que servirá como soporte del cilindro hidráulico esta soldado en sus extremos a placas que a su vez están soldadas a los perfiles de la base de la estructura.

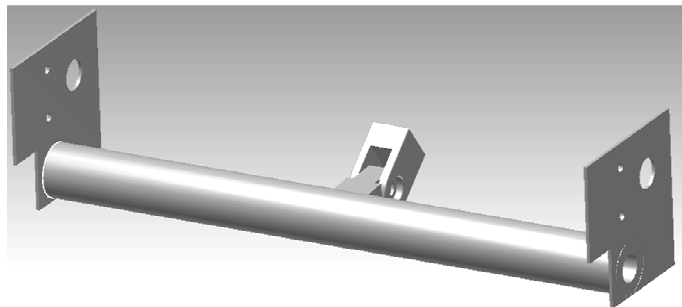


Fig. 3.60.- Tubo Soporte del Cilindro Hidráulico.

Para el dimensionamiento del eje del soporte del cilindro se considera una viga empotrada en los extremos con una carga central como se muestra en la figura 3.61.

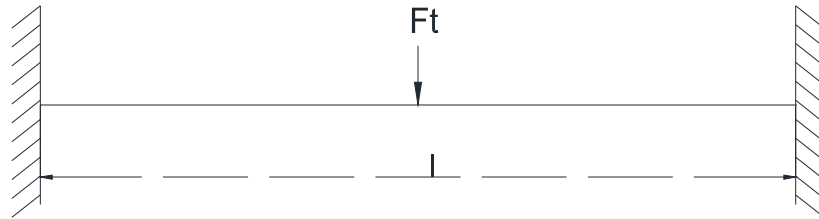


Fig. 3.61.- Diagrama de Cuerpo Libre del Soporte del Cilindro.

$$Fp = 115.96[kN] \quad \text{Fuerza del cilindro}$$

$$l = 1.12[m] \quad \text{Longitud del eje soporte del cilindro hidráulico}$$

$$S_y = 800[MPa] \quad \text{Limite de resistencia a la fluencia (Bohler V 155)}$$

$$M_{max} = \frac{Fp * l}{8}$$

$$M_{max} = 16.19 [kN.m]$$

Para determinar el esfuerzo se utiliza las propiedades de los ejes del catálogo de Böhler (ver Anexo E).

$$\sigma = \frac{M_{max}}{\frac{I_{xx}}{c}}$$

$$\sigma = 226.19 [MPa]$$

Mediante procesos iterativos se procede a determinar las dimensiones del eje que cumple con las características mecánicas requeridas. Por lo que se tiene el siguiente factor de seguridad.

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

$$F_s = 3.5$$

El eje soporte del cilindro seleccionado presenta las siguientes características:

Tabla 3.14 Propiedades del eje soporte (ver Anexo E).

Diámetro (mm)	I/c (cm^3)	I (cm^4)	Peso (kg)
90	71.57	322	50.26

3.1.3.13.1. *Cálculo de la horquilla del soporte del cilindro hidráulico.*

La Horquilla macho unida al eje (ver Fig. 3.62) se la calcula mediante procesos iterativos con la ayuda de hojas de cálculo que nos permitan determinar las dimensiones exactas de la Horquilla.

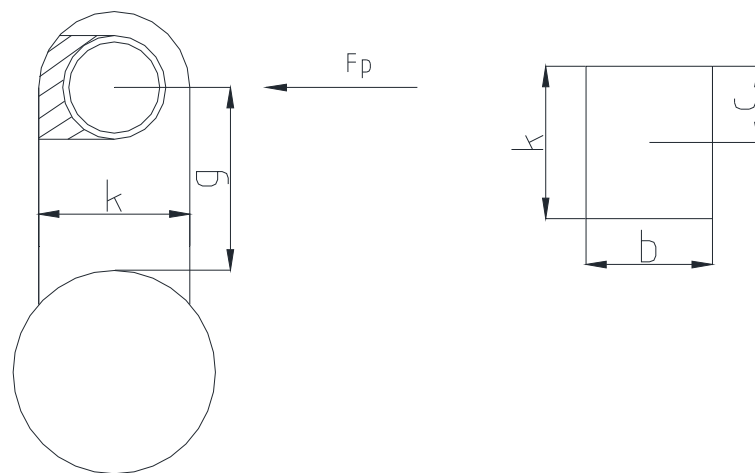


Fig. 3.62.- Área de Cizalladura y sección transversal de la unión entre la horquilla y el rigidizador.

$$F_p: 11.82 \text{ [kgf]}$$

$$g: 50.8 \text{ [mm]}$$

$$b: 50 \text{ [mm]}$$

$$k: 90 \text{ [mm]}$$

$$c: 45 \text{ [mm]}$$

$$S_y: 25.3 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$I_{xx} = \frac{b * k^3}{12}$$

$$I_{xx} = 303.7 [cm^4]$$

$$M_{max} = g * F_p$$

$$M_{max} = 600.48 [kgf.m]$$

$$\sigma = \frac{M_{max}}{\frac{I_{xx}}{c}}$$

$$\sigma = 87.27 [MPa]$$

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

$$F_s = 2.8$$

Debido a que la Horquilla posee un orificio en el cual se alojara el bulón, este formará una área de cizalladura (ver fig.3.62) para lo cual se calcula el factor de seguridad correspondiente.

$$A_c = \frac{b * k}{2}$$

$$A_c = 2250 [mm^2]$$

$$Ss_y = 0.577 * S_y$$

$$Ss_y = 14.60 [kg/mm^2]$$

$$\sigma_c = \frac{F_p}{2 * A_c}$$

$$\sigma_c = 2.63 [kg/mm^2]$$

$$F_s = \frac{Ss_y}{\sigma_c}$$

$$F_s = 5.5$$

3.1.3.13.2. F. de seguridad conjunto placa – soporte del cilindro – horquilla

Con ayuda del Software Autodesk Inventor se puede notar que el menor factor de seguridad que se tiene en el conjunto (ver fig.3.63) es de 1.85 lo cual indica que las dimensiones calculadas tanto de la barra perforada como de la horquilla cumplen satisfactoriamente los requerimientos mecánicos.

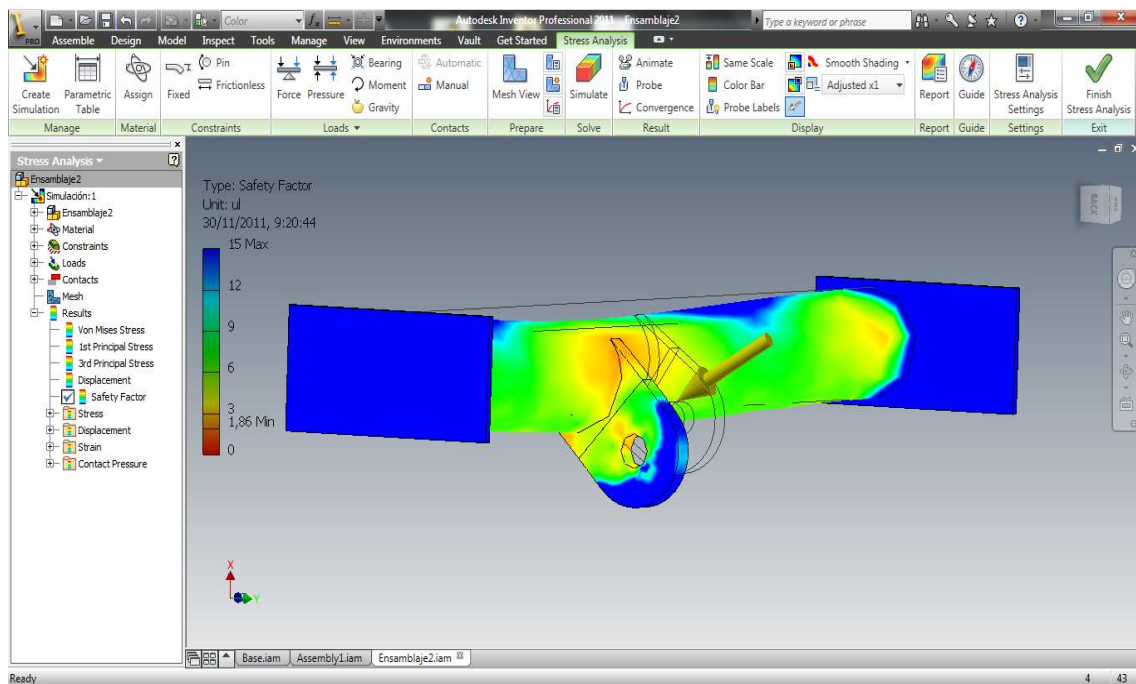


Fig. 3.63.-Fs. conjunto placa - soporte del cilindro - horquilla

3.1.3.13.3. Cálculo de soldaduras^{25, 26}

A continuación se establecerá la altura adecuada del filete, de la unión entre los estabilizadores y los travesaños de la base de la estructura, para esto se realizaran las siguientes suposiciones:

Se supone que ambas brazos trabajan igual, aunque en realidad uno puede estar más esforzado que otro pero es claro que en un momento crítico, todos trabajaran.

Como se puede apreciar en los respectivos gráficos las soldaduras están formando un rectángulo.

²⁵<http://www.monografias.com/trabajos14/elementosmáquinas/elementosmáquina.shtml>; 17/11/2011

²⁶<http://es.scribd.com/doc/39627693/APUNTE-SOLDADURA>; 17/11/2011

Las juntas a soldar son del tipo Filete con material base Acero A36.

La soldadura se considera ideal libre de esfuerzos residuales de origen térmico.

Datos:

$d = 0.18 \text{ m}$ Distancia vertical del cordón
 $b = 0.18 \text{ m}$ Distancia horizontal del cordón

$F = 44.50 \text{ kN}$ (Ver pág. 79)

$M = 16800 \text{ kNmm} = 16.8 \text{ kNm}$ (Ver pág. 79)

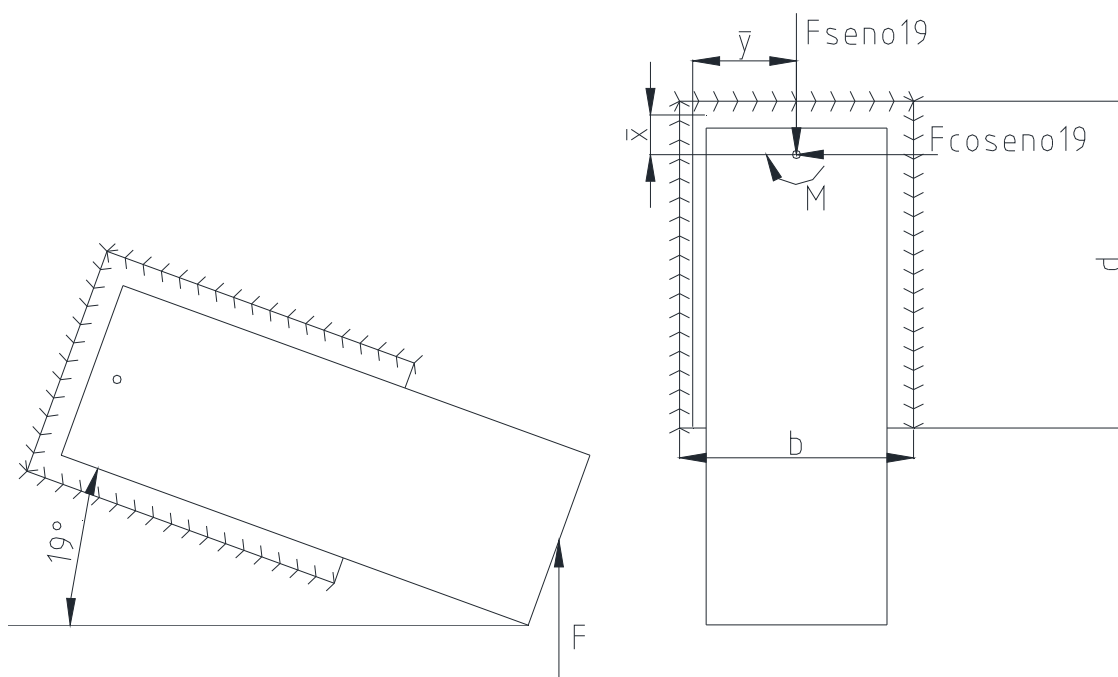


Fig. 3.64.- Soldadura de estabilizadores.

$$\bar{y} = 0.09m$$

$$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d} = 0.060m$$

$$A = 0.707h(2b + d)$$

$$A = 0.3818 * h$$

Esfuerzo cortante primario, debido a la fuerza cortante transversal.

$$\tau'_x = \frac{V}{A} = \frac{F * \sin (19)}{A}$$

$$\tau'_x = \frac{37.95 (kN/m^2)}{h}$$

$$\tau'_y = \frac{V}{A} = \frac{F * \cos (19)}{A}$$

$$\tau'_y = \frac{110.22 (kN/m^2)}{h}$$

Esfuerzo cortante secundario, debido al momento torsor.

$$\tau''_y = \frac{T_z r_x}{J} = \frac{533.4}{h}$$

$$r_x = b - \bar{x}$$

$$r_x = 0.12 \text{ m}$$

$$\tau''_x = \frac{T_z r_y}{J} = \frac{400.04}{h}$$

$$r_y = \bar{y}$$

$$r_y = 0.09 \text{ m}$$

Para la obtención del momento polar de inercia J, se tiene:

$$J = 0.707 * h * J_u (m^4)$$

Donde J_u (momento polar de inercia unitario) se calcula a partir de la Tabla 3.15:

Tabla 3.15 Propiedades a la torsión de soldaduras de filete

PROPIEDADES A LA TORSIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE*			
Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento polar de inercia unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{2bd + d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$

$$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} + \frac{b^4}{2b + d}$$

$$J_u = 0.00535m^3$$

$$J = 0.0038 * h$$

Remplazando en el esfuerzo cortante secundario se tiene:

$$\tau''_y = \frac{533.38}{h}$$

$$\tau''_x = \frac{400.04}{h}$$

$$\tau_x = \tau'_x + \tau''_x = \frac{437.9}{h}$$

$$\tau_y = \tau'_y + \tau''_y = \frac{643.6}{h}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} = \frac{778.5}{h}$$

$$\tau = \frac{778.5}{h}$$

Para obtener h, se halla el esfuerzo permisible en la soldadura según American Institute Of Steel Construction AISC, Tabla 3.16.

Tabla 3.16 Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura

Tipo de carga	Tipo de soldadura	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

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.4S_y$$

Los perfiles que conforman los estabilizadores son soldadas con un electrodo E60XX, ya que estos electrodos son de fácil consecución en el medio, su costo es bajo, su resistencia ultima y límite de fluencia, ver Tabla 3.16, son los adecuados

para un acero estructural A36, además este electrodo es de alta penetración, lo que garantiza fusión y por consiguiente una buena unión en la mezcla.

Tabla 3.17 Propiedades mínimas del metal de soldadura.

AWS número de electrodo*	Resistencia a la tensión, kpsi	Resistencia de fluencia, kpsi	Porcentaje de alargamiento
E60xx	62	50	17–25
E70xx	70	57	22
E80xx	80	67	19
E90xx	90	77	14–17
E100xx	100	87	13–16
E120xx	120	107	14

En donde S_y es la resistencia a la fluencia del metal de soldadura para el metal de aporte seleccionado (electrodo E60XX) obtenida en la Tabla 3.17.

Como $S_y = 344.7 \text{ MPa}$

$$\tau_{\text{permissible}} = 138 \text{ MPa}$$

$$138 \text{ MPa} = \frac{778.5}{h}$$

$$h = 0.0056 \text{ m}$$

$$h = 5.65 \text{ mm}$$

Por lo tanto la soldadura debe tener una altura de filete mínima de 6 mm con un factor de seguridad, según la Tabla 3.16, de:

$$F_s = 1.44$$

Este factor de seguridad, es calculado de acuerdo al criterio de falla energía de distorsión.

CAPÍTULO 4

4. SIMULACIÓN DE LA MÁQUINA

4.1. APLICACIÓN DEL SOFTWARE UGS

El UNIGRAPHICS NX es una herramienta que permite realizar los procesos de fabricación de manera rápida y eficiente, debido a que independientemente de cuantos servidores se esté utilizando para realizar una misma aplicación NX comprime los datos X11 para minimizar la cantidad de datos transmitidos además envuelve las conexiones remotas en las sesiones de SSH para el cifrado.

La tecnología NX es un programa de ordenador que maneja a distancia conexiones X WindowSystem, aprovecha al máximo el hardware moderno de almacenamiento en función de todo tipo de datos para hacer la sesión de responder lo mejor posible, lo que implica que mientras en un ordenador se estén terminando los trabajos de modelado en los diferentes software que ofrece el mercado, inmediatamente en otro se realice los procesos de fabricación pertinentes en NX²⁷.

4.2. SIMULACIÓN DEL ELEVADOR

La funcionalidad del dispositivo elevador tipo tijeras es relativamente simple ya que las tijeras responden al principio de palanca de primer grado que es el más común y más sencillo.²⁸

²⁷PINZARI Gian Filippo; Building and using NX Open Source components; <<http://www.nomachine.com/documentation/html/building-components.html>>;14/11/2011

²⁸MIRAVALLE; Las tijeras; descripción y análisis al artefacto; Tecnología E Informática.<<http://www.slideshare.net/thejah/las-tijeras-1983832>>

4.2.1. UGS NX 7

Debido a que el dispositivo elevador consta de un número grande de piezas se dificulta la movilidad en el software NX 7.

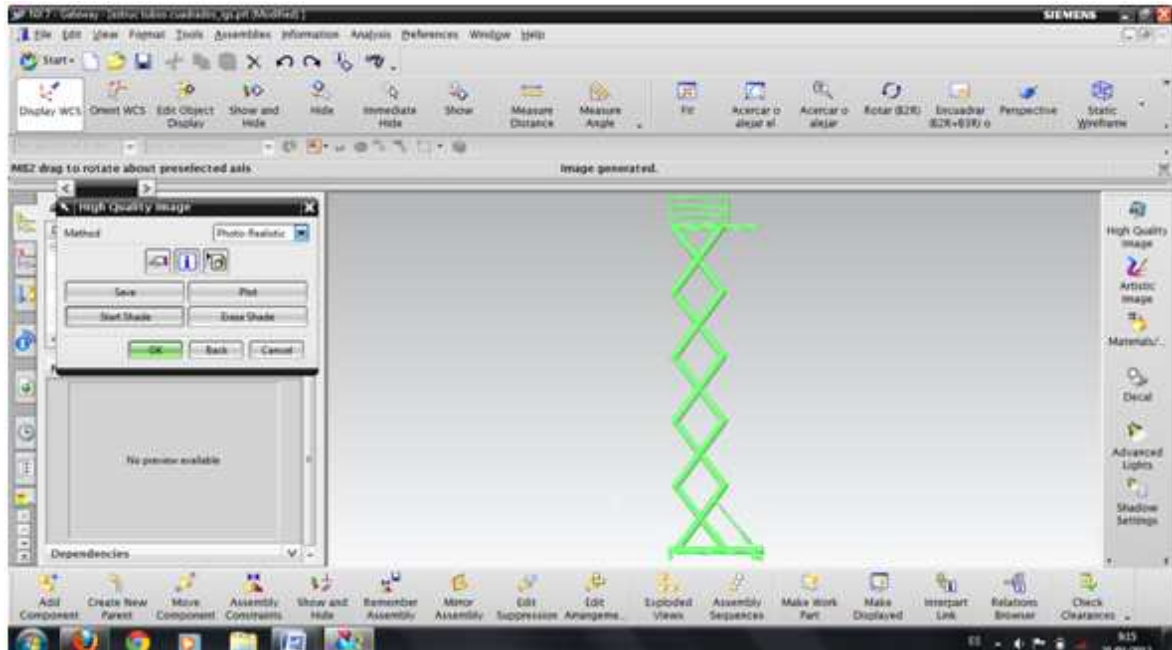


Fig. 4.1 Estructura extendida.

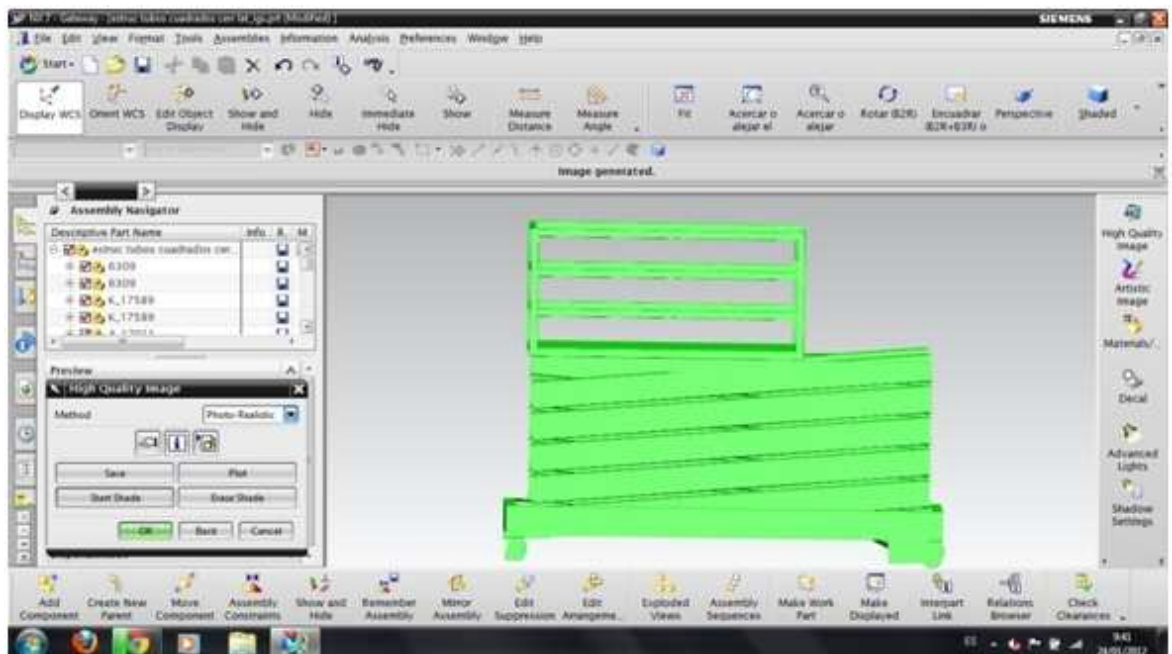


Fig. 4.2 Estructura Cerrada.

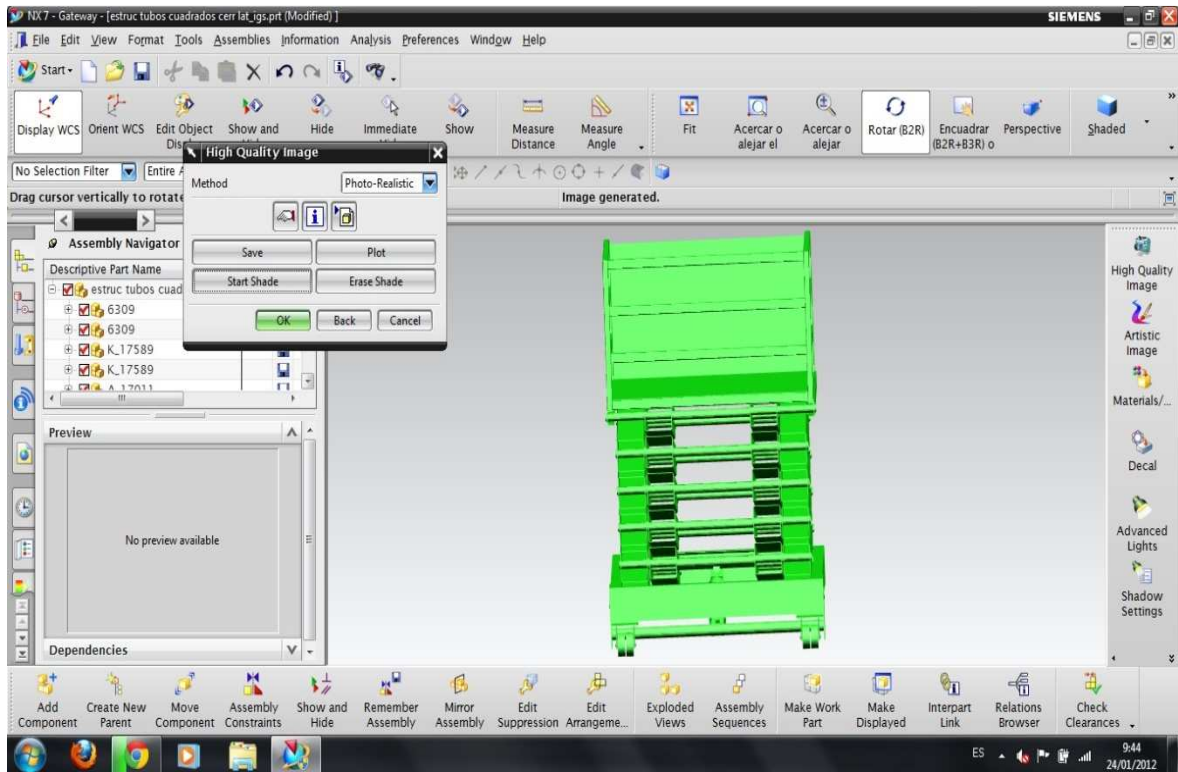


Fig. 4.3 Estructura cerrada vista lateral.

Para verificar que los resultados obtenidos de fuerzas y reacciones mediante el método analítico, están correctos, se ha utilizado el software para análisis estructural SAP 2000.

Consideraciones para el cálculo:

Posición crítica: 6°

Carga a levantar: 500 Kg.

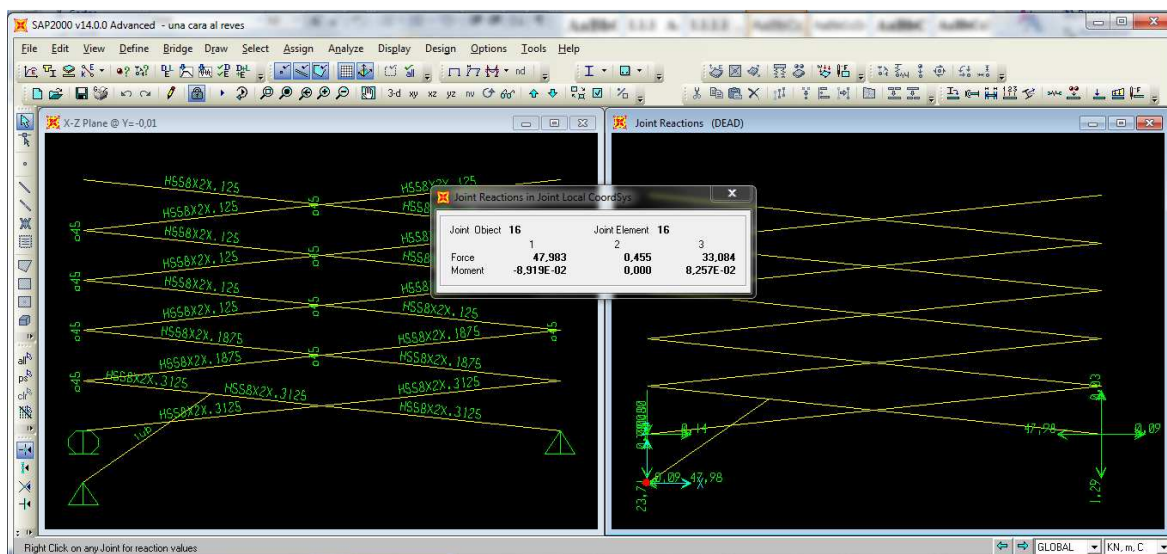
Altura de trabajo de la Plataforma: 12 m

Dimensiones de la Base: 3 m x 1.5 m

Dimensiones base de la Canastilla: 2 m x 1.5 m

Dimensión c (ver figura tal): 0.2 m

De modo que se ha obtenido los siguientes resultados:



Joint Object	16			Joint Element	16		
	1	2	3		1	2	3
Force	47,983	0,455	33,084				
Moment	-8,919E-02	0,000	8,257E-02				

Fig. 4.4 Cálculo de fuerzas y reacciones en SAP 2000.

A continuación se presenta un resumen con los valores de la fuerza del cilindro hidráulico obtenida mediante los análisis realizados en el capítulo 3 y los valores correspondientes obtenidos mediante la simulación en SAP 2000.

Tabla 4.1 Comparación de resultados obtenidos mediante método analítico y (SAP 2000).

	Método Analítico	SAP 2000
Fx (cilindro)kN	47.119	47.983
Fy (cilindro)kN	33.786	33.084
F(total del cilindro) kN	57.98	58.28

De los resultados obtenidos se determina que se tiene un error de 0.5, mismo que es atribuido a aproximaciones decimales realizadas por facilidades de cálculo.

CAPÍTULO 5

5. SIMULACIÓN DE LA PRODUCCIÓN

5.1. PRESENTACIÓN DEL SOFTWARE UGS

Para el presente proyecto se ha seleccionado la versión más reciente del software la cual corresponde al UGS NX 7.0.

Al correr el programa la pantalla de inicio nos da la posibilidad de escoger entre las opciones de la barra de herramientas (ver Fig. 5.1).

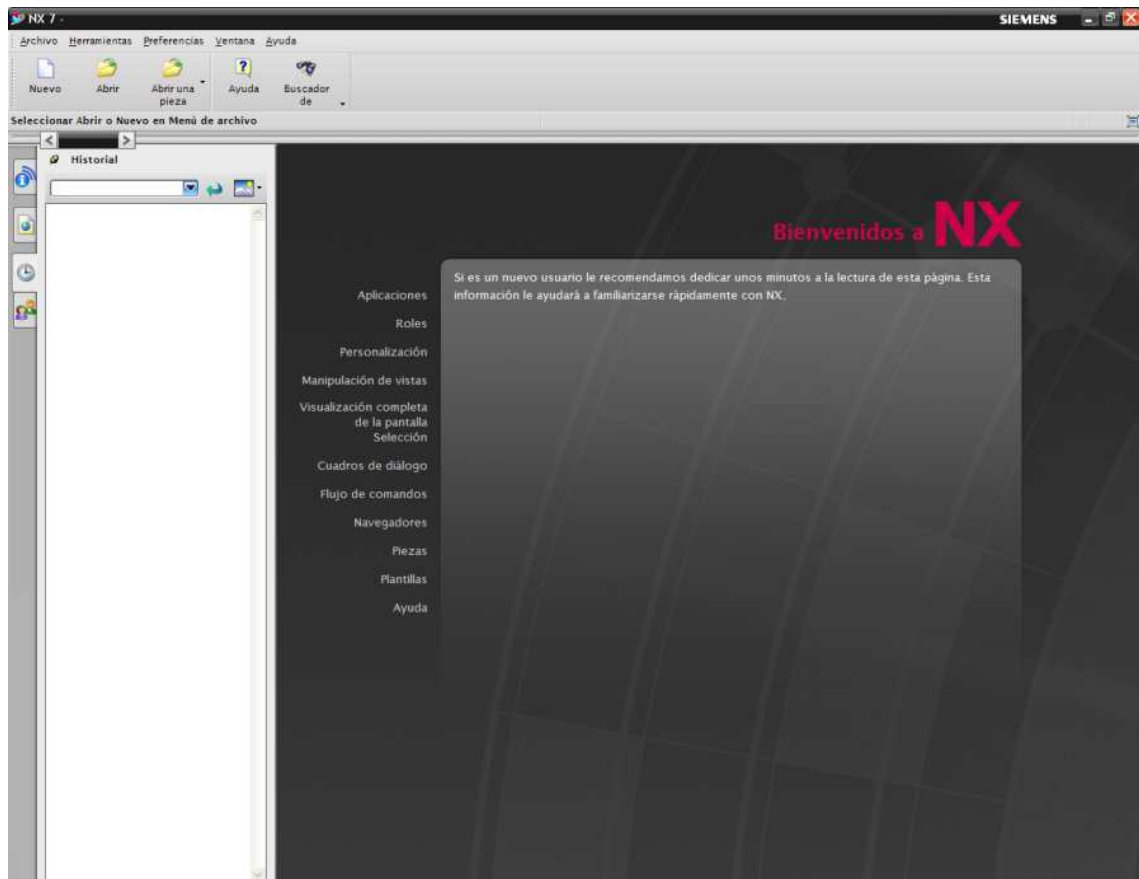


Fig. 5.1 Pantalla de inicio UGS NX 7.0

Por tratarse de un software de Diseño Mecánico las herramientas de modelado de piezas son similares que Solid-Works, Inventor, etc. Por lo que para un mejor entendimiento se procederá con el modelado de un tubo rectangular y realizar los agujeros de los ejes.

5.1.1. SELECCIONAMOS LA OPCIÓN NUEVO

Se desplegará una nueva pantalla (ver Fig. 5.2) la cual nos da la opción de escoger:

5.1.1.1. Modelo

Donde además se especifica las unidades con las cuales se trabajará el modelado de la pieza teniendo por default en milímetros.

5.1.1.2. Nombre

Para establecer una identificación de nuestro modelo.

5.1.1.3. Carpeta

Que nos permite que cada nueva pieza se guarde en una dirección que contenga a todo el conjunto.

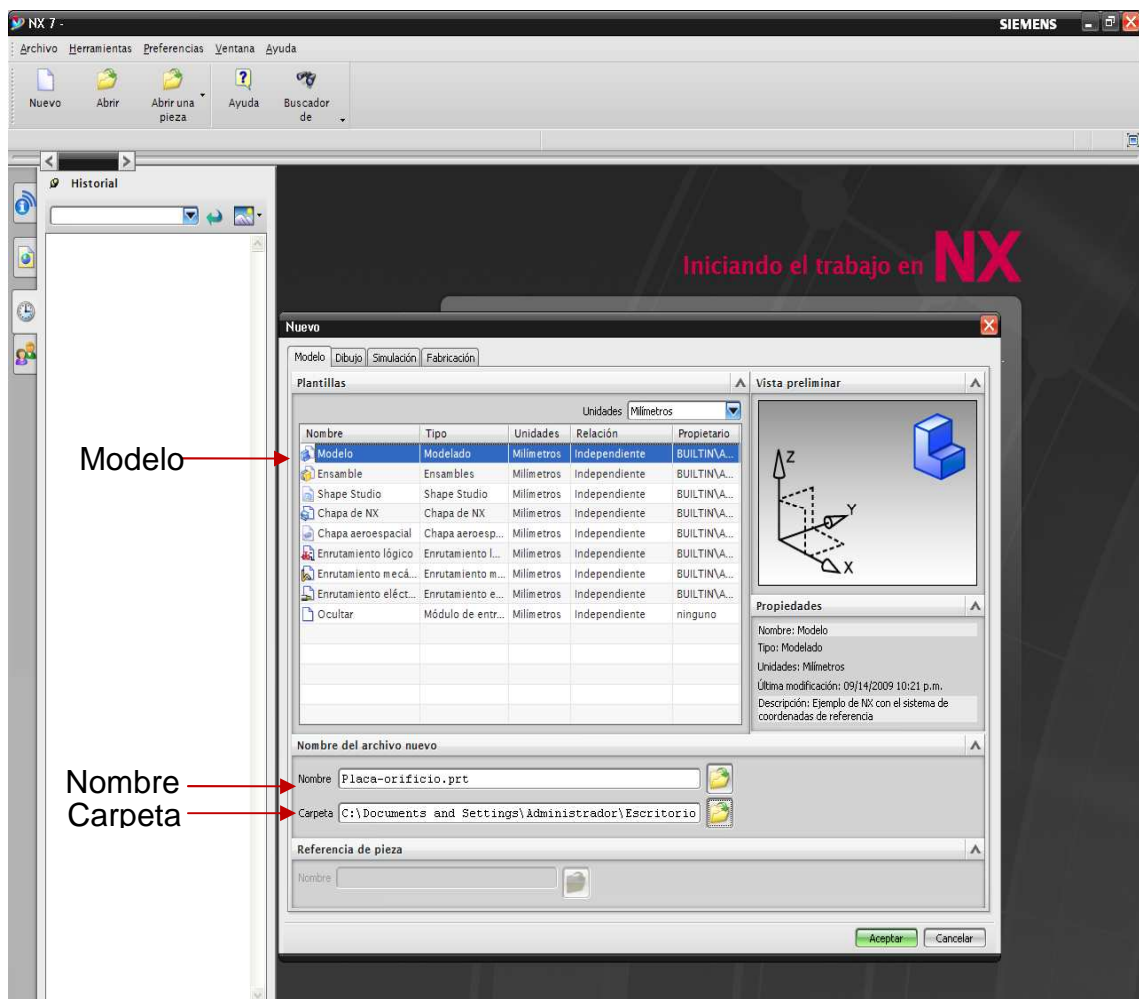


Fig. 5.2 Opción nuevo.

5.1.2. SELECCIONAMOS LA OPCIÓN CROQUIS

Se desplegará una nueva pantalla (ver Fig. 5.3) la cual nos da la opción de escoger:

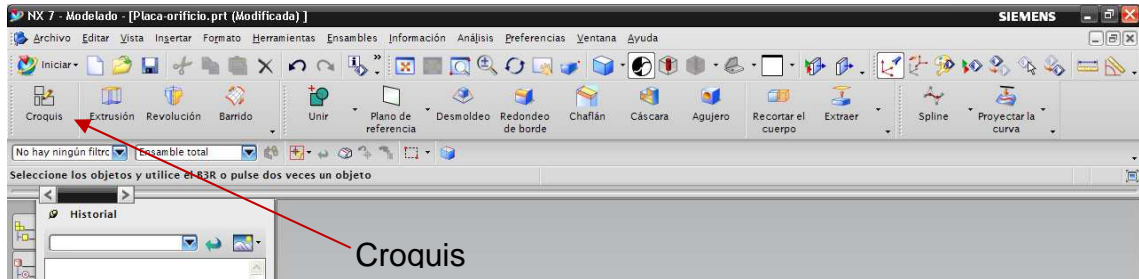


Fig. 5.3 Opciones de Croquis

5.1.2.1. Plano del croquis

Donde se selecciona una cara o un plano, por default se escoge el plano XY (ver Fig. 5.4).

5.1.2.2. Orientación del croquis

Para especificar el trabajo en sentido positivo o negativo con referencia en X, Y o Z, por default se escoge X (ver Fig. 5.4).

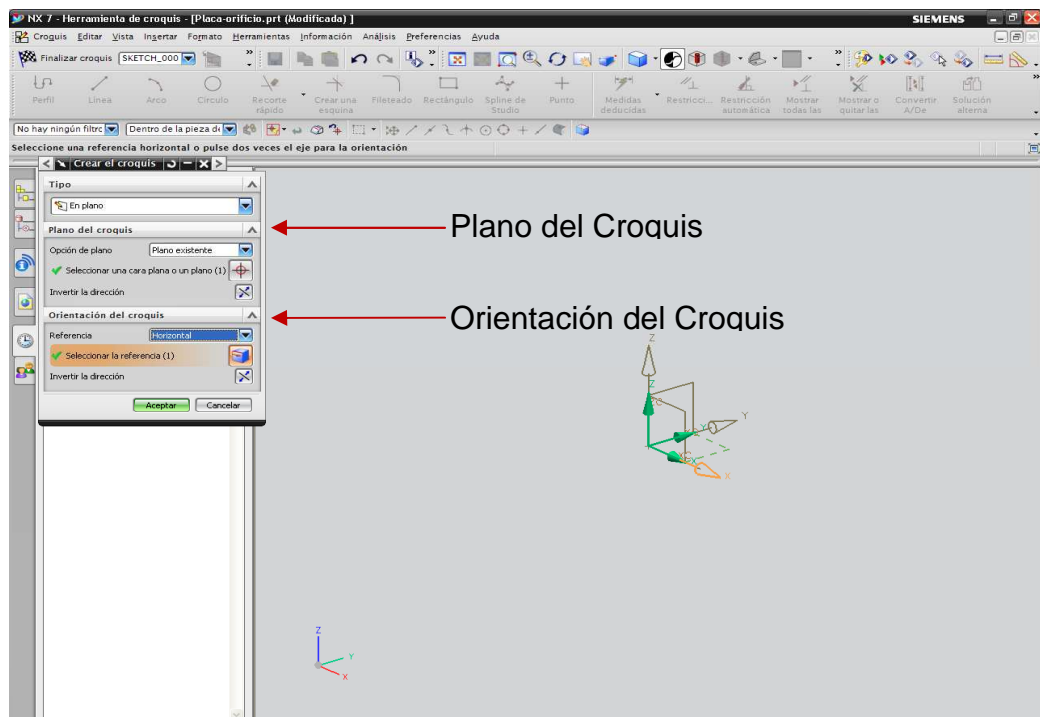


Fig. 5.4 Selección de ejes

5.1.3. SELECCIONAMOS LA OPCIÓN PERFIL

Para iniciar con el proceso de modelado se debe antes establecer las coordenadas de referencia (0:0) (ver Fig. 5.5).

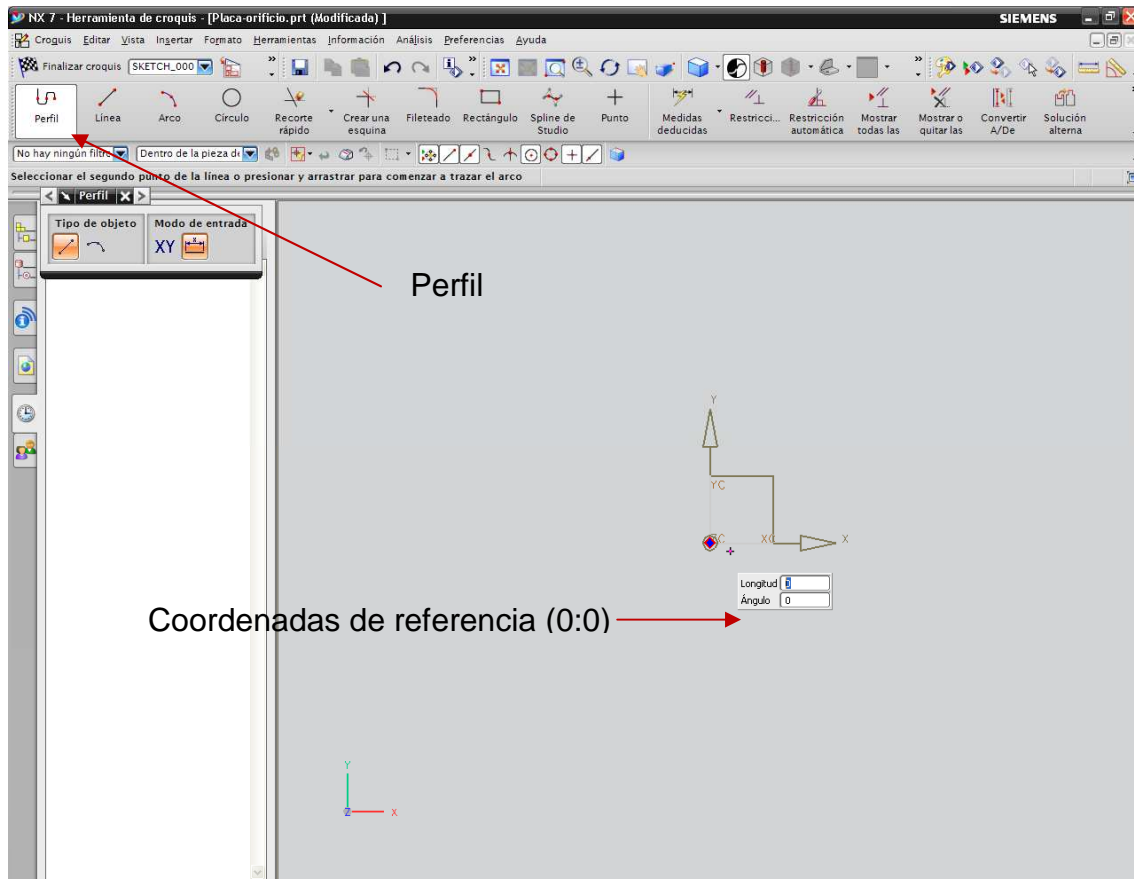


Fig. 5.5 Opción Perfil

5.1.4. BARRA DE HERRAMIENTAS

Como se mencionó al inicio del capítulo las herramientas con las que se trabaja en UGS NX 7.0 son similares que en la mayoría de software de Diseño Mecánico (ver Fig. 5.6) por lo cual no se realizará la descripción de cada uno de los elementos.

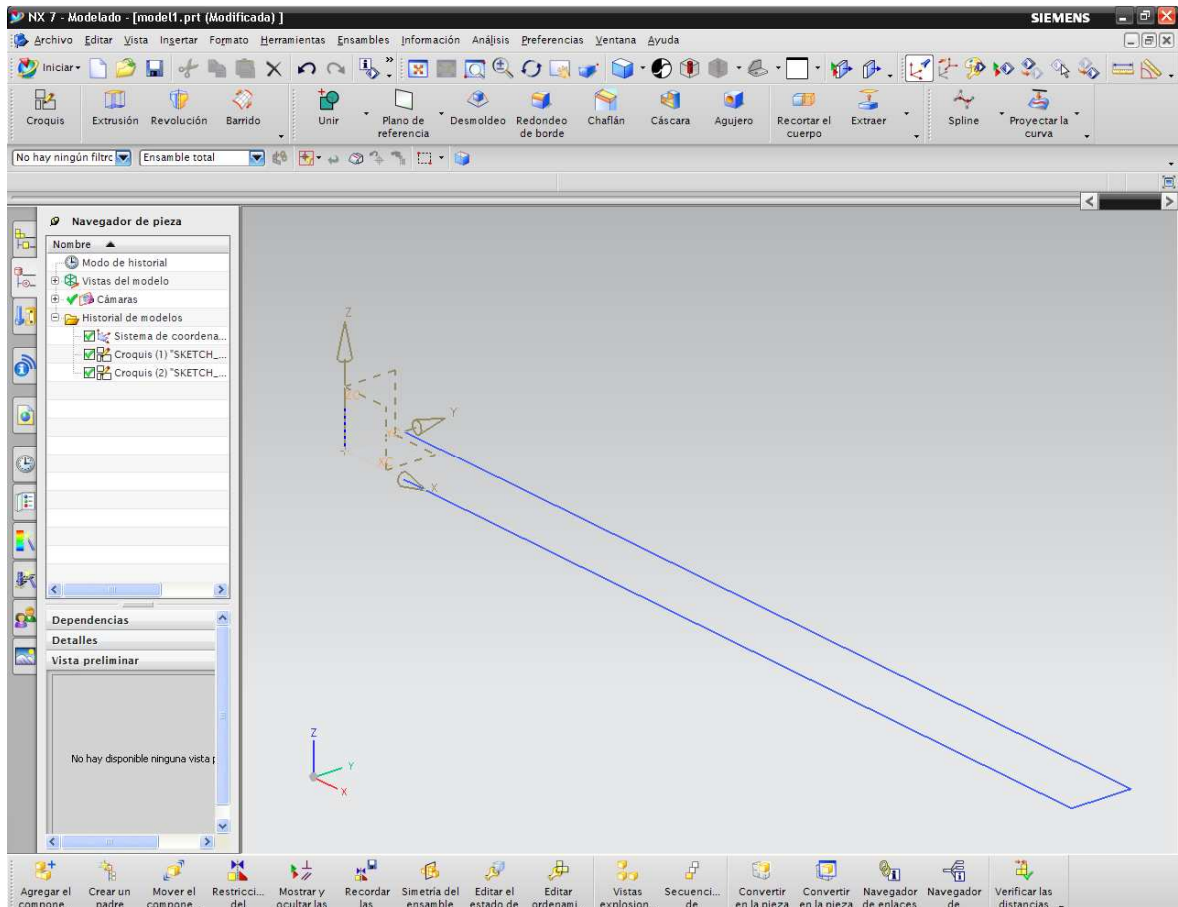


Fig. 5.6 Croquis en el plano XY

5.1.5. SELECCIONAR FINALIZAR CROQUIS

Se desplegará una nueva pantalla con las opciones necesarias para dar a nuestro croquis realizado en el plano las características completas de un sólido (ver Fig. 5.7), para nuestro caso específico se selecciona EXTRUSIÓN lo cual nos da las siguientes opciones:

5.1.5.1. Límites

Este comando tiene la característica de dar el espesor requerido.

5.1.5.2. Desmoldeo

Para trabajar con matrices.

5.1.5.3. Ajustes

Para obtener un sólido o una lámina.

5.1.5.4. Vista preliminar

Facilita la selección de las dimensiones.

5.1.5.5. Navegador de pieza

Mediante esta opción se puede visualizar todos los pasos realizados para la obtención del sólido, por lo que nos permite editar el modelo de ser necesario.

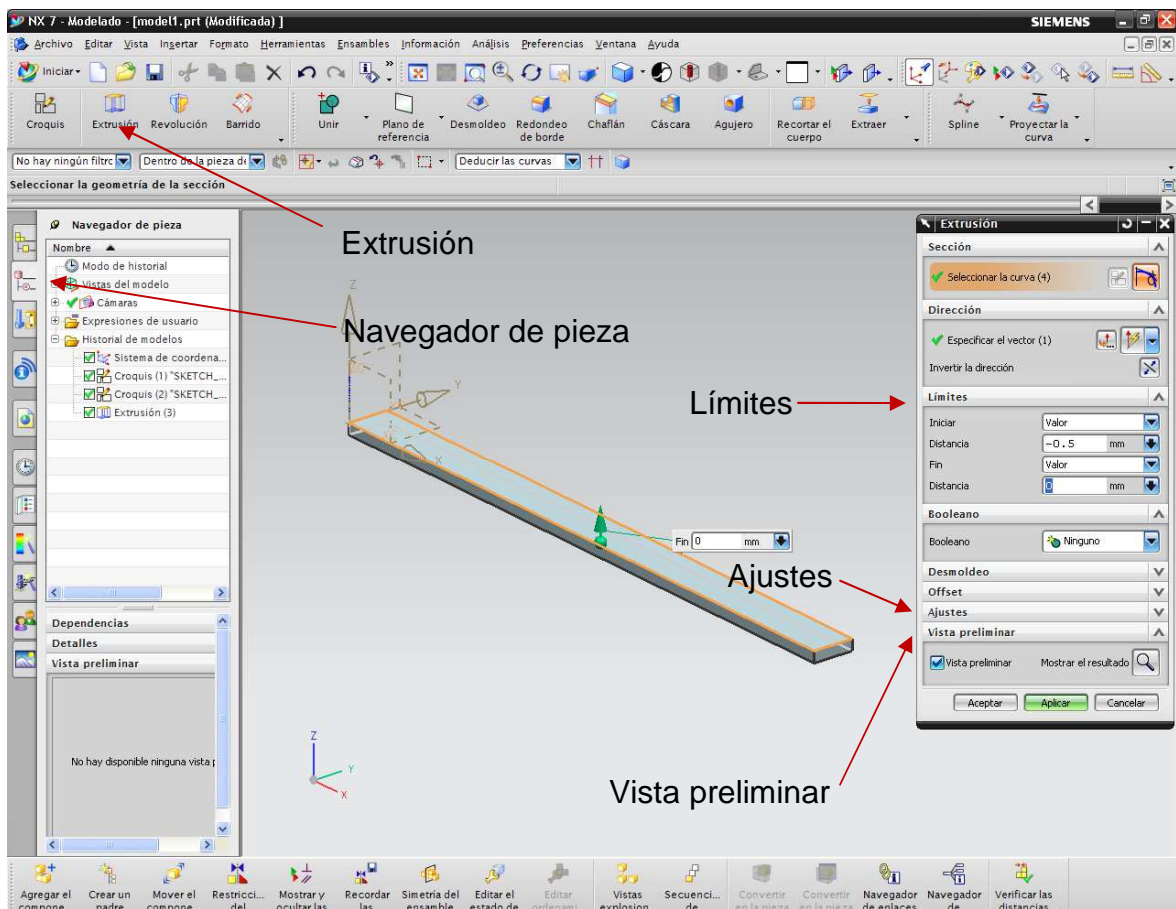


Fig. 5.7 Conformación del sólido

5.1.6. OPCIÓN FABRICACIÓN

Una vez conformado el sólido de acuerdo a las especificaciones requeridas se debe seleccionar INICIAR con lo cual se tiene acceso a la opción FABRICACIÓN (ver Fig. 5.8)

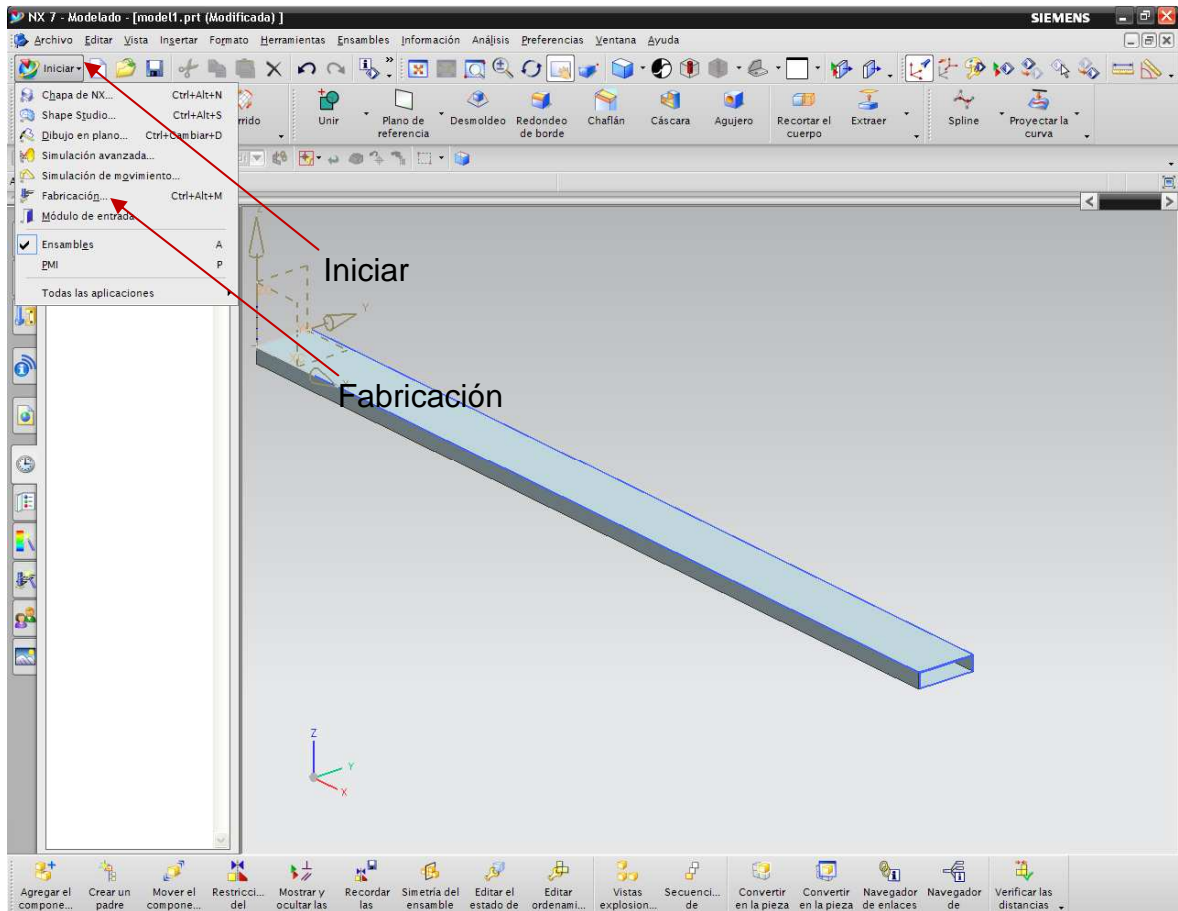


Fig. 5.8 Opción fabricación

5.1.7. SELECCIONAR FABRICACIÓN

Se desplegará una nueva pantalla con las opciones necesarias para describir paso a paso nuestro proceso (ver Fig. 5.9)

5.1.7.1. Configuración de la sesión CAM

Esta opción sirve para filtrar de todas las opciones de fabricación, específicamente la requerida (escogemos CAM general por default).

5.1.7.2. Ajuste inicial de CAM para crear

Seleccionamos las unidades y una descripción más específica (escogemos Mill Planar por default).

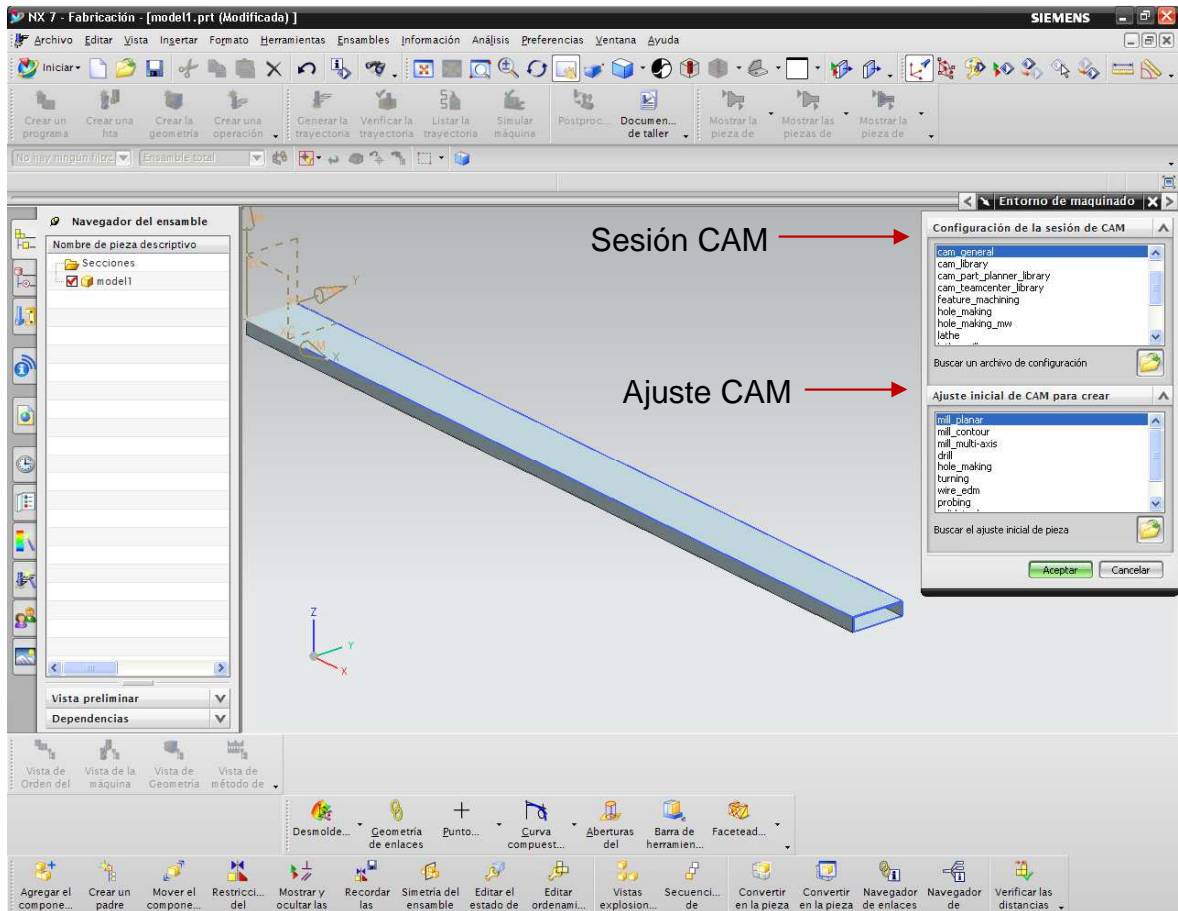


Fig. 5.9 Entorno de Maquinado.

5.1.8. OPCIÓN PROGRAMA

Al aceptar se debe cambiar el nombre del modelo, para esto damos click derecho sobre la opción programa con lo cual se despliega un lista de opciones (ver Fig. 5.10).

5.1.8.1. Cambiar nombre

Esta opción nos permite ir clasificando las actividades que realizaremos dependiendo del proceso de fabricación.

5.1.8.2. Pieza de trabajo

Para visualizar las características de la pieza como relleno, mostrar modelo 3D, 2D, espesor, color y poder guardar antes de continuar con la fabricación.

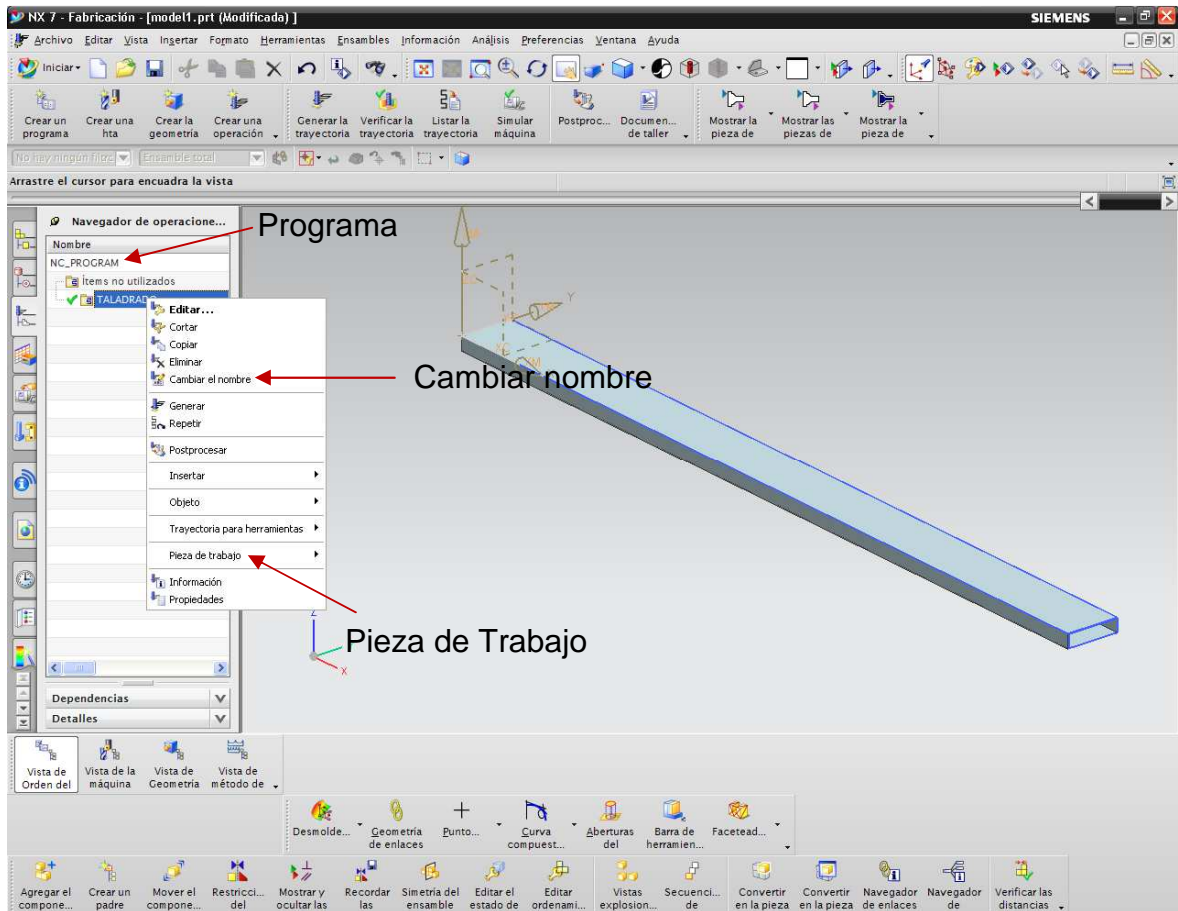


Fig. 5.10 Programa (cambiar nombre)

5.1.9. CREACIÓN DE HERRAMIENTAS

Para cada operación que se quiera realizar se debe crear la herramienta con las dimensiones necesarias (ver Fig. 5.11).

5.1.9.1. Tipo de herramienta

En esta opción escogemos de manera general la operación con la cual estamos trabajando.

5.1.9.2. Biblioteca

Dependiendo de la operación que hayamos escogido previamente, automáticamente en esta opción nos da una gran variedad de herramientas dependiendo de la aplicación, para lo cual debemos introducir los valores de requeridas en la operación.

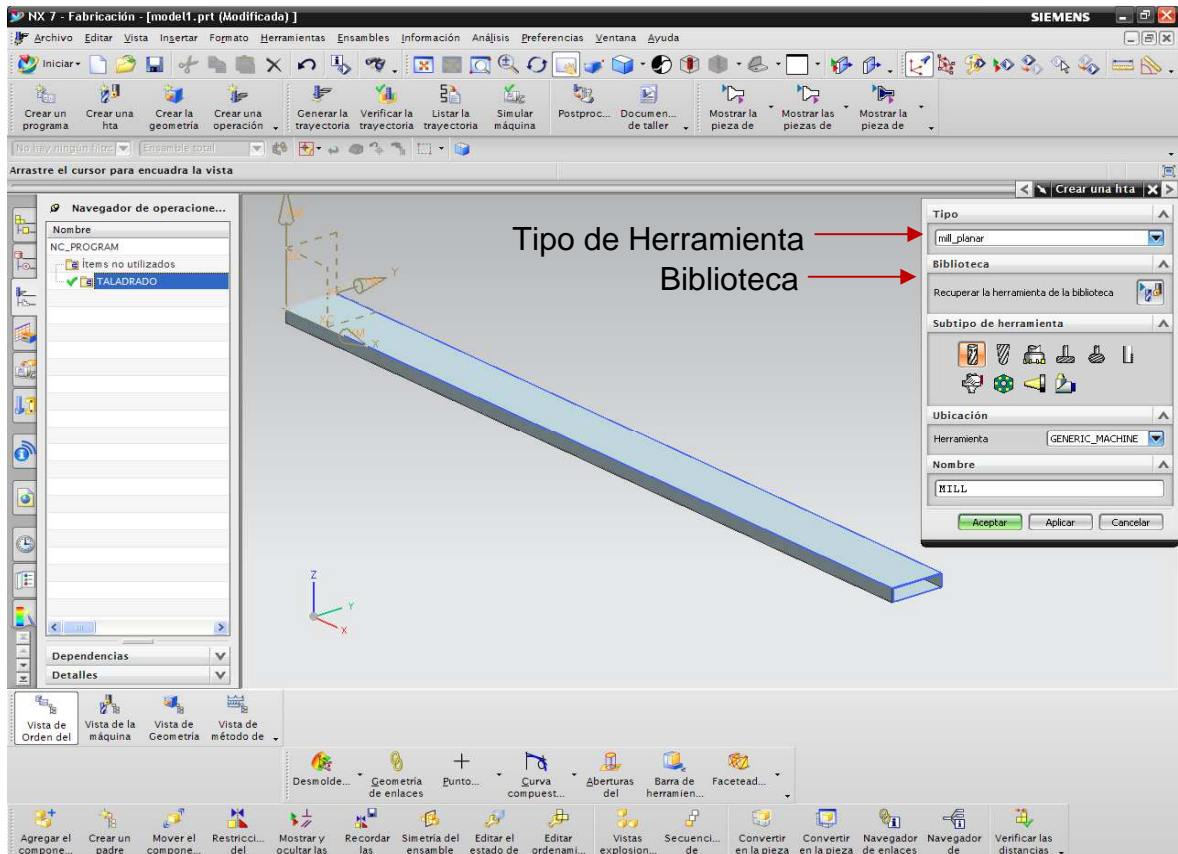


Fig. 5.11 Creación de Herramientas

5.1.10. DIMENSIONES DE HERRAMIENTA

En nuestro caso, ya creada la Broca se procede a poner las dimensiones (ver Fig. 5.12).

5.1.10.1. Dimensiones

En esta opción debemos ingresar todos los datos para que el programa reconozca nuestra broca para operaciones posteriores.

5.1.10.2. Descripción

Se debe especificar la operación que se va realizar con esta herramienta para evitar confusiones ya que la misma va permanecer almacenada en la biblioteca del presente proyecto.

5.1.10.3. Porta herramienta

Para el proceso de maquinado un parámetro importante son las dimensiones del Porta Herramienta debido a que en la realidad pueden existir choques con el material base así como falta de espacio para realizar la operación.

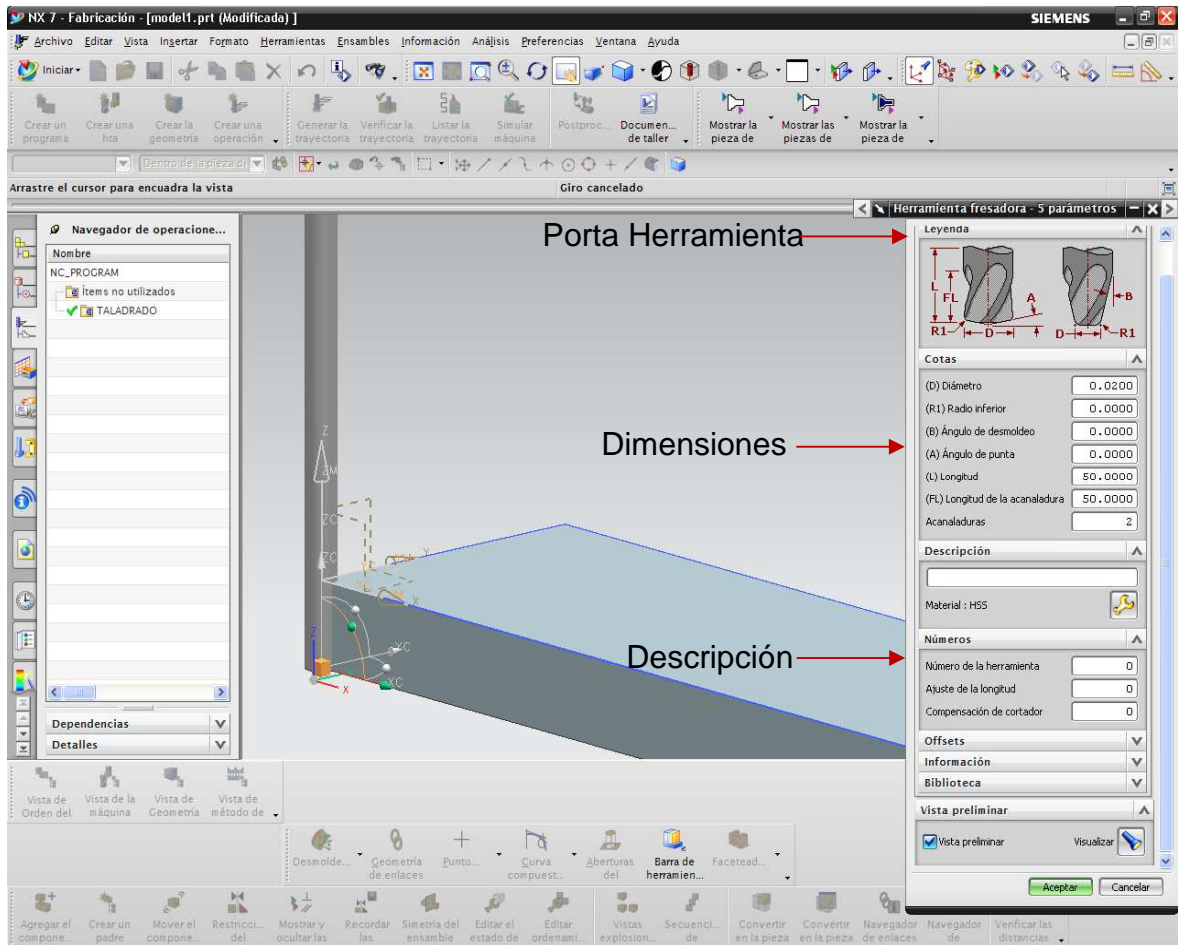


Fig. 5.12 Dimensiones de la Herramienta.

5.1.11. VISTA DE GEOMETRÍA

En este comando se debe declarar la pieza y se especifican dimensiones generales (ver Fig. 5.13).

5.1.11.1. Pieza de Trabajo

Dando doble click en esta opción (Workpiece) se desplegará una lista de opciones las cuales nos permiten dimensionar la pieza en bruto.

5.1.11.2. Especificar pieza

Esta opción sirve para declarar el modelo en el cual vamos a realizar algún proceso de fabricación.

5.1.11.3. Pieza en bruto.

Se debe especificar que dimensiones es el material en Bruto, esta opción es necesaria para empezar a determinar dimensiones de separación de las herramientas y pieza a maquinar.

5.1.11.4. Material

Al igual que con la herramienta el tipo de material en bruto debe ser escogido de entre la lista que el software nos provee.

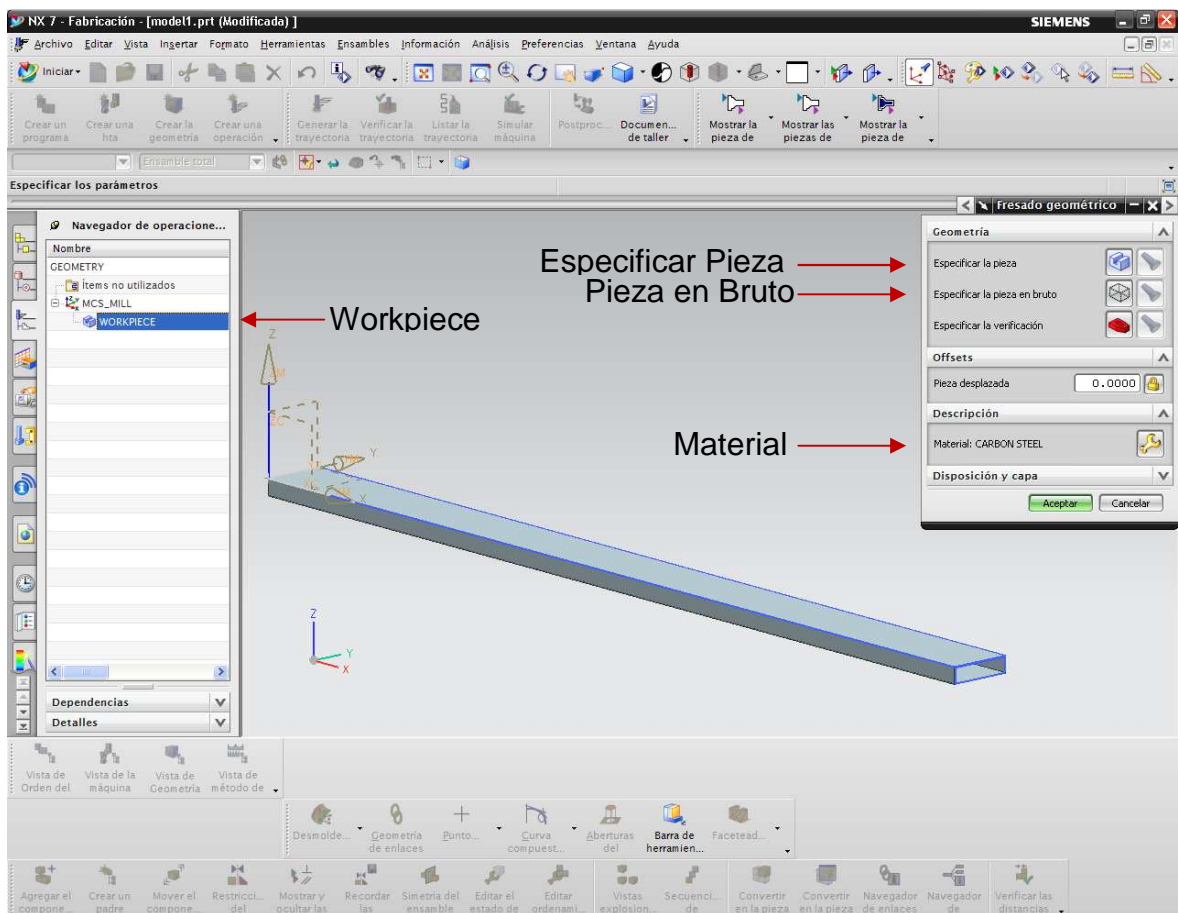


Fig. 5.13 Opciones de Vista de Geometría.

5.1.12. CREACIÓN DE OPERACIONES

Esta opción nos da la facilidad de que ya creada la operación permanecerá guardada para posteriores aplicaciones. (Ver Fig. 5.14).

5.1.12.1. Subtipo de operaciones

Nos da todas las opciones de operaciones que se pueden realizar con la misma Porta Herramientas tales como avellanado, roscado, etc.

5.1.12.2. Ubicación

Los datos previamente guardados como la herramienta creada, en este punto es necesario declararlas para definir nuestra operación.

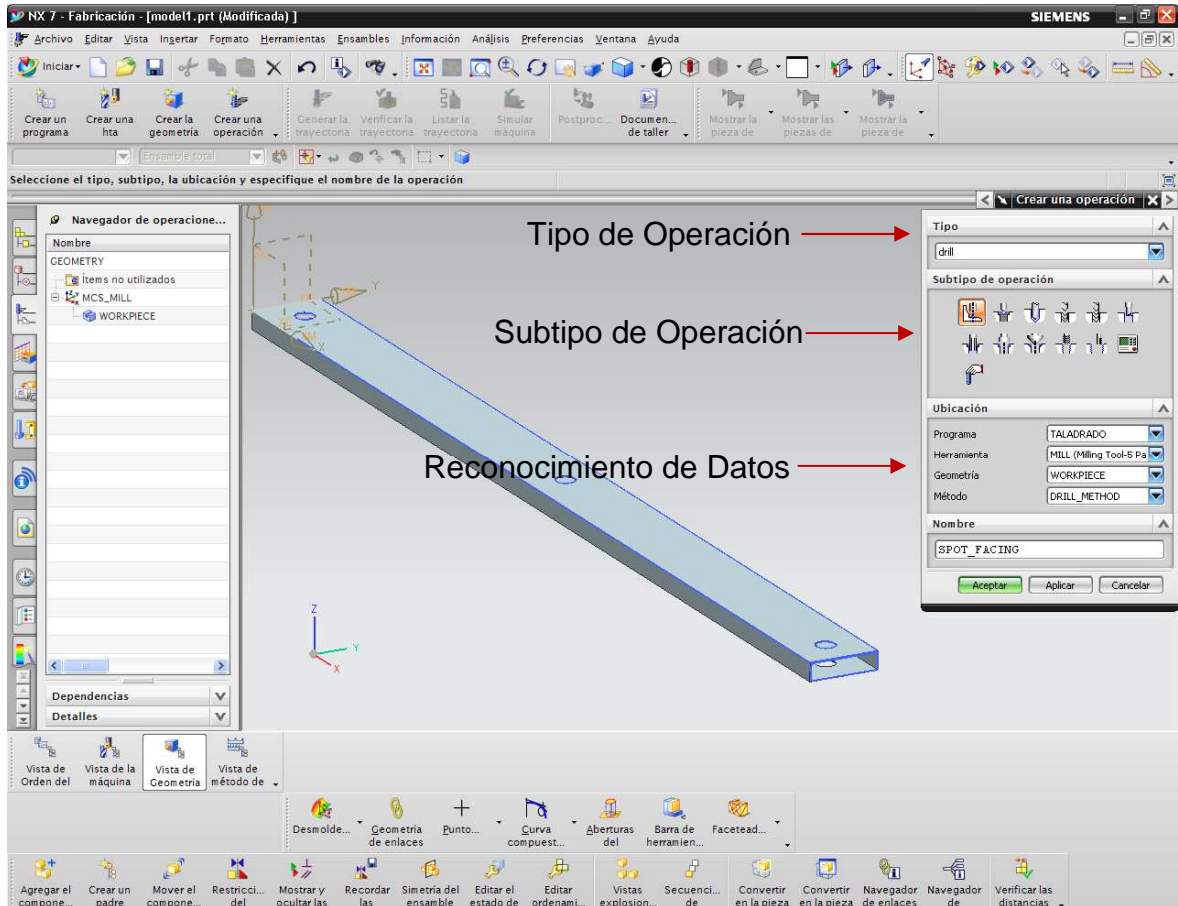


Fig. 5.14 Creación de OPERACIONES.

5.1.13. OPCIONES DE OPERACIÓN

Para poder empezar a realizar la operación especificada se debe ajustar parámetros propios del proceso. (Fig. 5.15).

5.1.13.1. Geometría

Nos permite editar la geometría de la pieza de ser necesario y seleccionar la geometría específica a realizar el proceso (agujeros en el proceso taladrado).

5.1.13.2. Herramienta

Se debe determinar el eje y espesores a ser removido.

5.1.13.3. Ajuste de trayectoria

Para especificar los avances y velocidad.

5.1.13.4. Control de máquina

Con esta opción se delimita el inicio y el final de la operación.

5.1.13.5. Generar

Una vez ingresados todos los parámetros requeridos se procede a generar la operación.

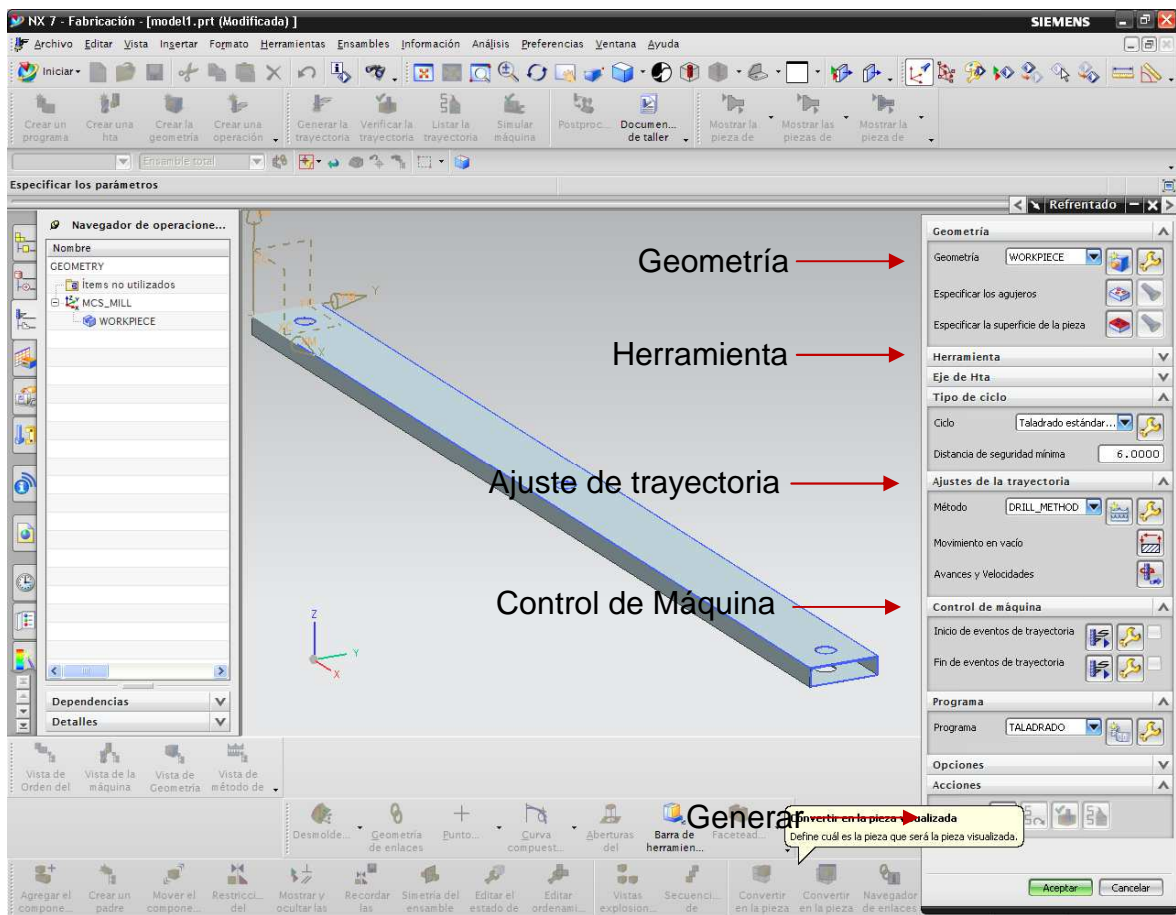


Fig. 5.15 Opciones de Operación

5.2. PROCESOS DE FABRICACIÓN

Como se mencionó en la sección anterior, el software UGS nos permite obtener de manera rápida la codificación post-simulación de los procesos de fabricación, de esta manera solo resta ingresar esta codificación en la maquina CNC que se esté trabajando para obtener el resultado similar al de la simulación.

A continuación se muestran los comandos para realizar la operación de post-proceso.

5.2.1. OPCIÓN ACCIONES

Se desplegará una nueva pantalla (ver Fig. 5.16) la cual nos da la opción de escoger:

5.2.1.1. Generar

Una vez introducidos todos los parámetros el software genera automáticamente la trayectoria de la herramienta para que realice el proceso de fabricación.

5.2.1.2. Repetir

Repite el proceso antes realizado.

5.2.1.3. Verificar

Nos permite visualmente inspeccionar la trayectoria de la herramienta mientras realiza cada uno de los procesos.

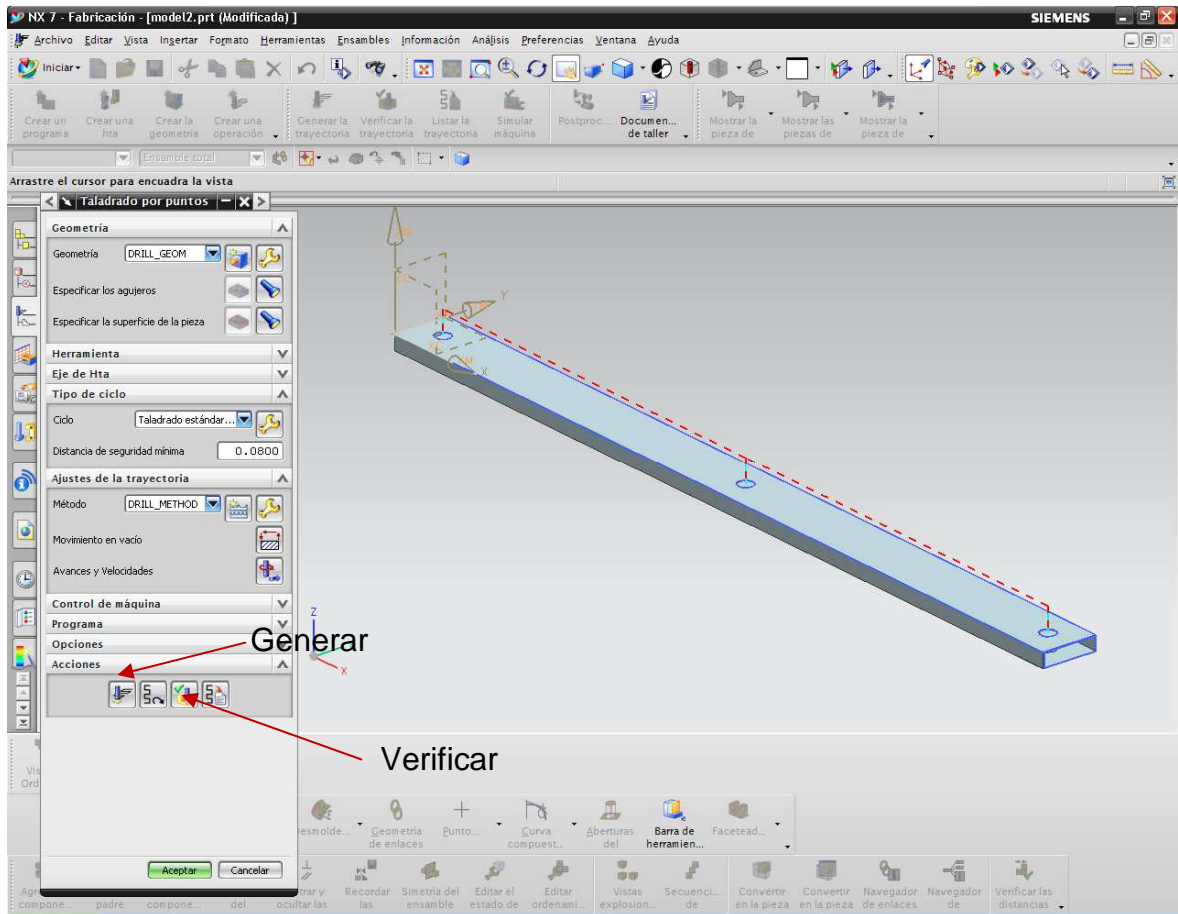


Fig. 5.16 Opción generar.

5.2.2. VISUALIZACIÓN DE TRAYECTORIA PARA HERRAMIENTAS

Una vez generada la simulación, aceptando la opción verificar podemos cambiar parámetros de la simulación:

5.2.2.1. Herramienta

Existen aplicaciones en las que es necesario ocultar la herramienta para inspeccionar de mejor manera el proceso.

5.2.2.2. Tipo de visualización

Por default se escoge Dinámico 3D.

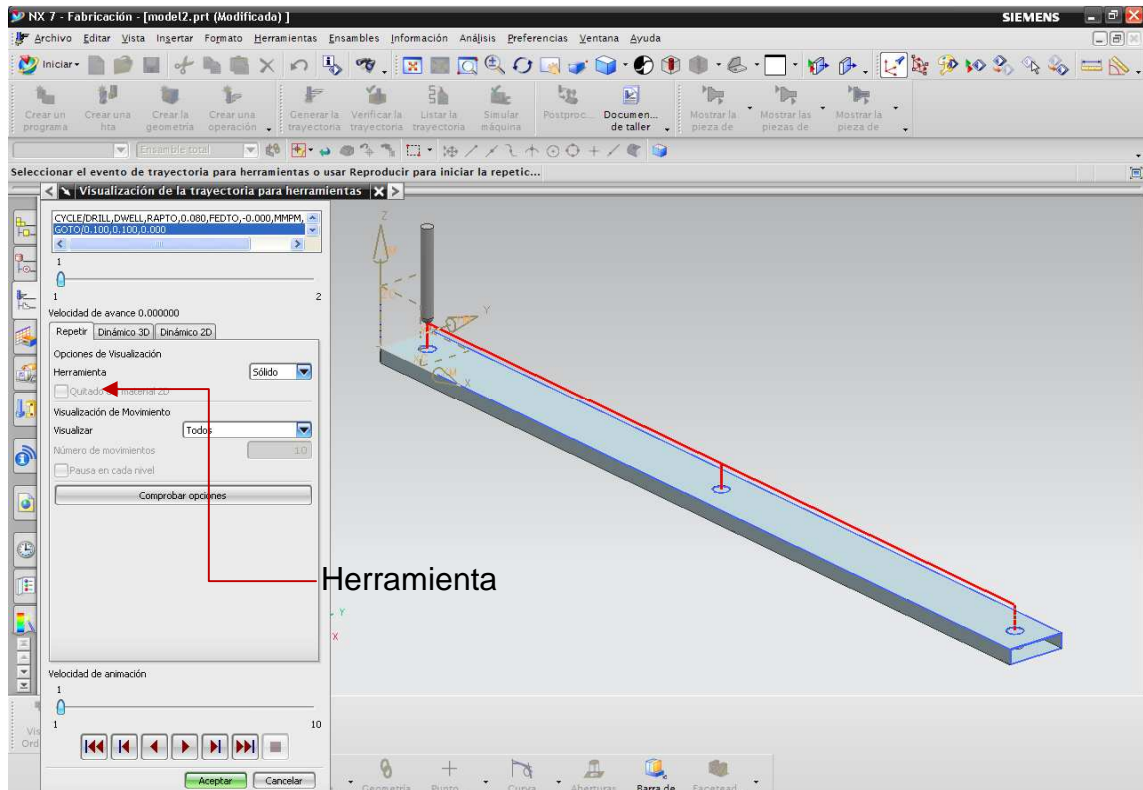


Fig. 5.17 Ventana visualización de la trayectoria para herramientas.

5.2.3. VELOCIDAD DE ANIMACIÓN

En un rango de 0-10 se puede cambiar... la velocidad de la animación o avance de la herramienta (ver Fig. 5.18).

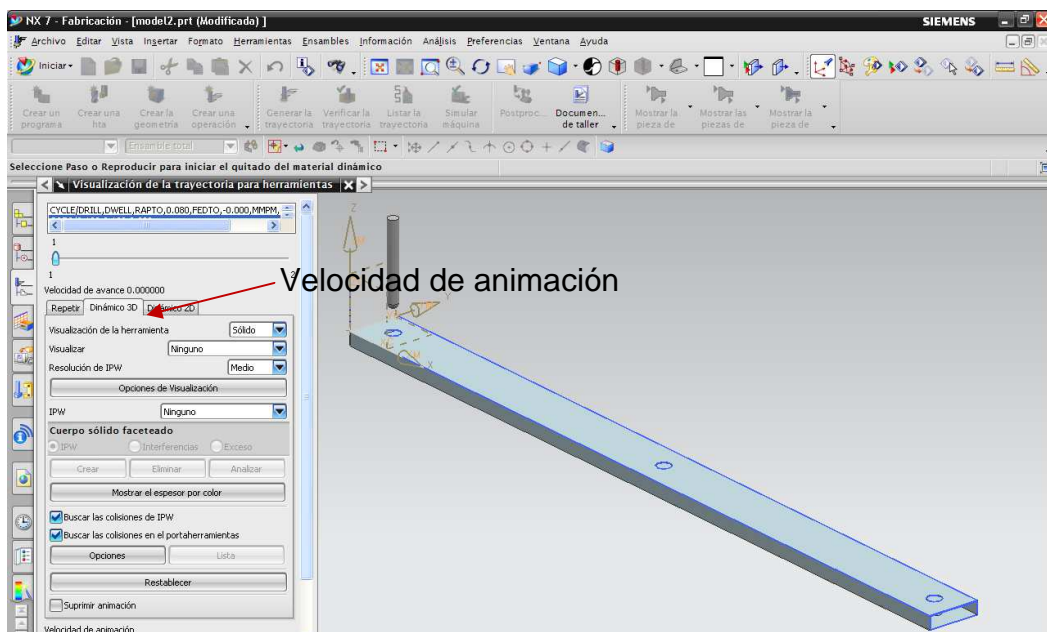


Fig. 5.18 Velocidad de avance de animación.

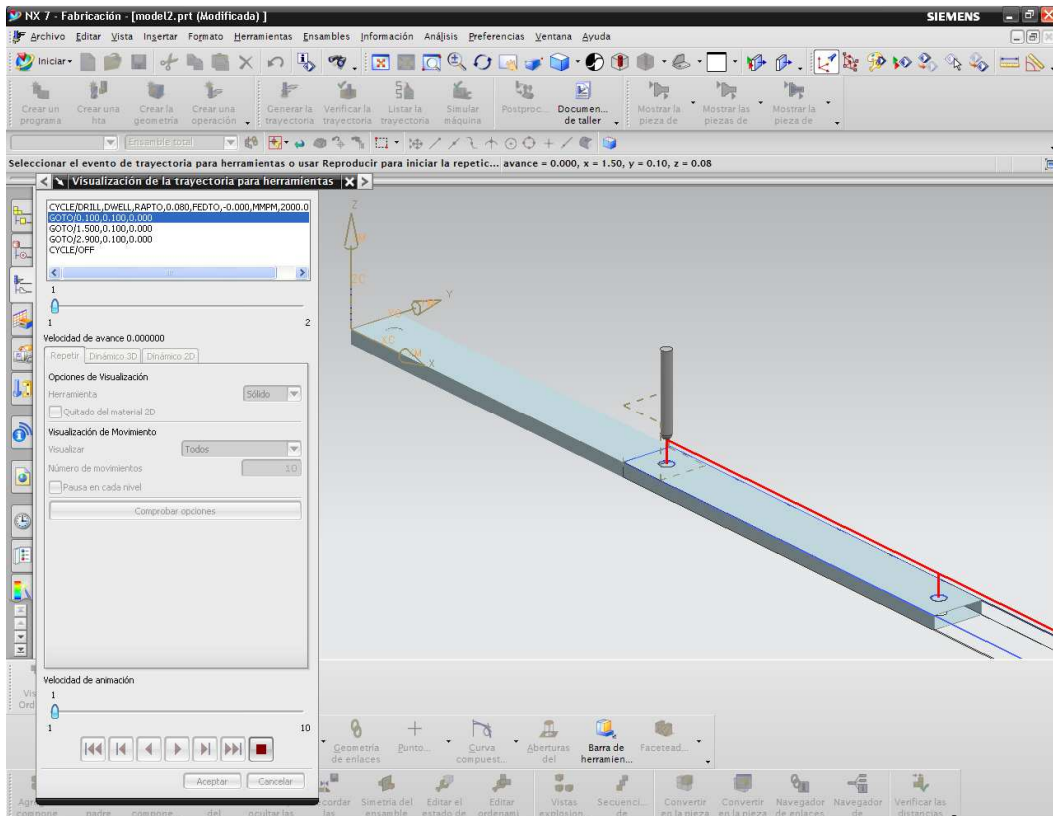


Fig. 5.19 Proceso de simulación.

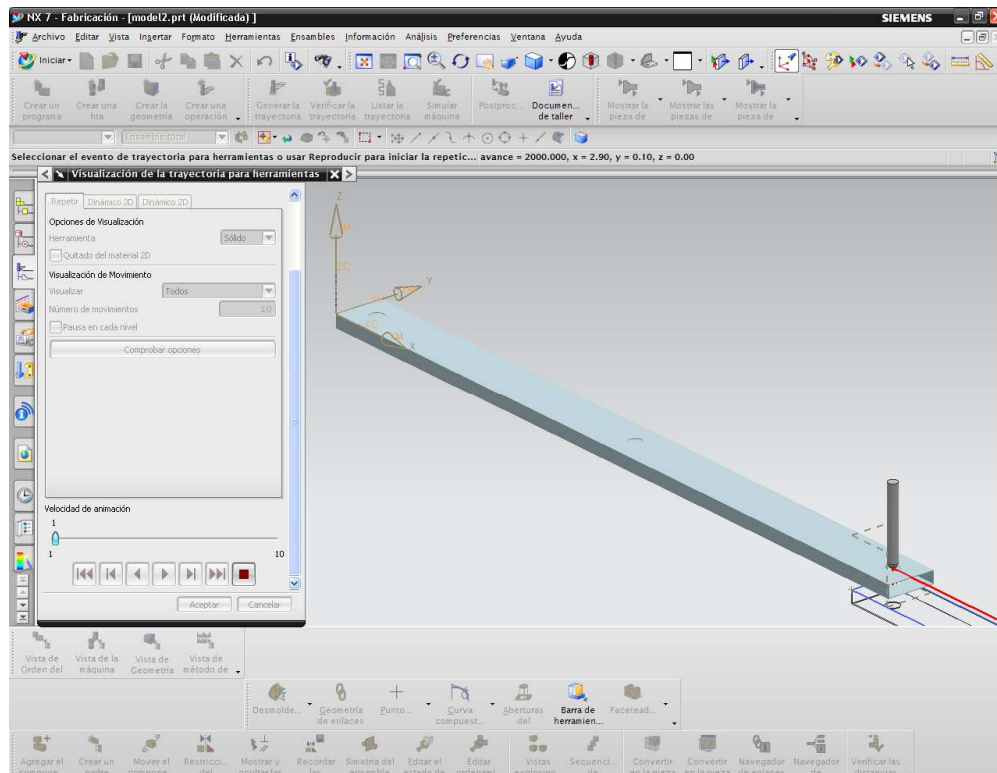


Fig. 5.20 Proceso de simulación.

5.2.4. SELECCIONAMOS LA OPCIÓN POST-PROCESO

Se desplegará una nueva pantalla (ver Fig. 5.21) la cual nos da la opción de escoger:

5.2.4.1. Número de ejes

En aplicaciones de maquinado como la elaboración de engranes es necesario trabajar en cuatro ejes para lo cual esta opción nos da esa posibilidad.

5.2.4.2. Ajustes

Una vez realizado el proceso podemos escoger cambiar las unidades de trabajo de [mm] a [in].

5.2.4.3. Carpeta

Que nos permite que cada nueva simulación se guarde en una dirección que contenga a todo el conjunto.

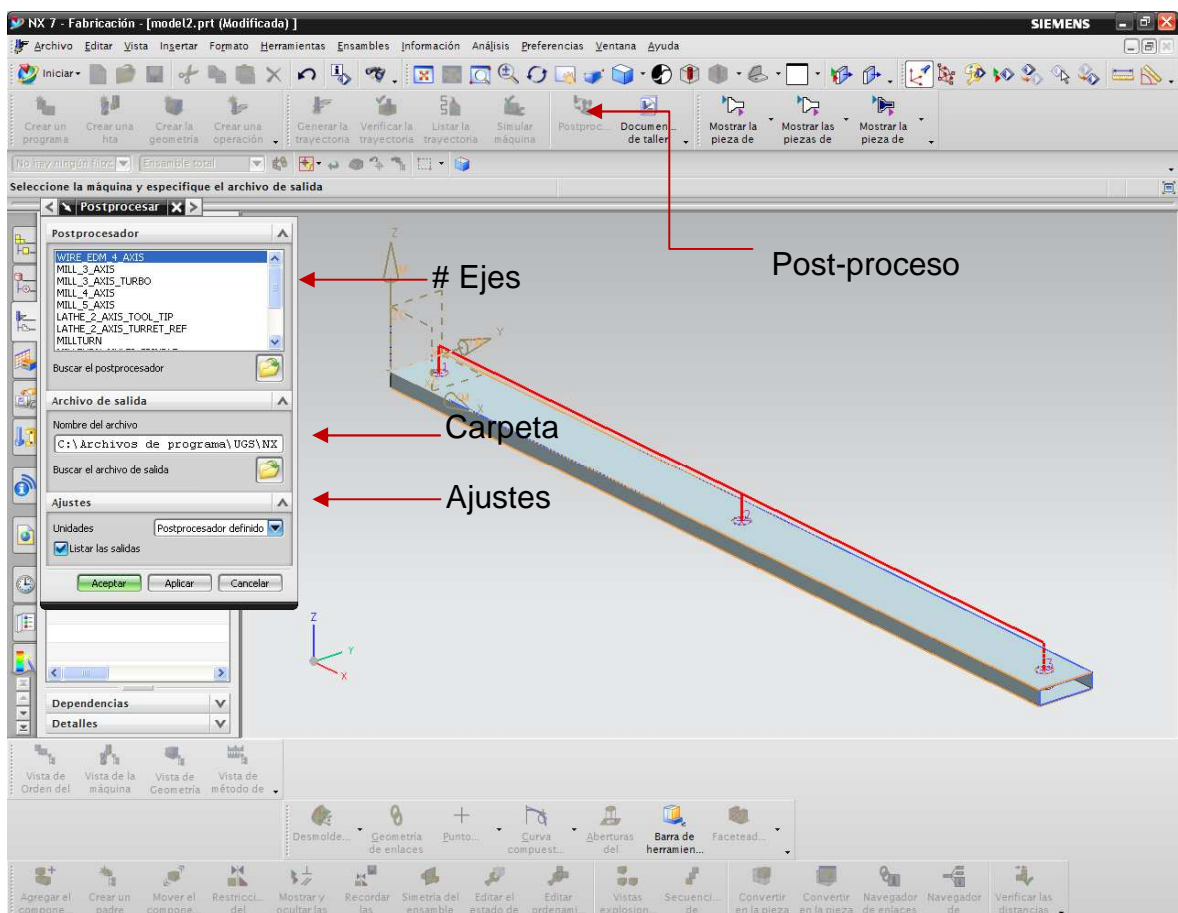


Fig. 5.21 Opción post-proceso.

5.2.5. CODIFICACIÓN DEL PROCESO

Al aceptar la opción post-proceso (ver Fig. 5.22) se desplegará automáticamente la lista de códigos que serán los requeridos por la máquina CNC para fabricar la operación procesada.

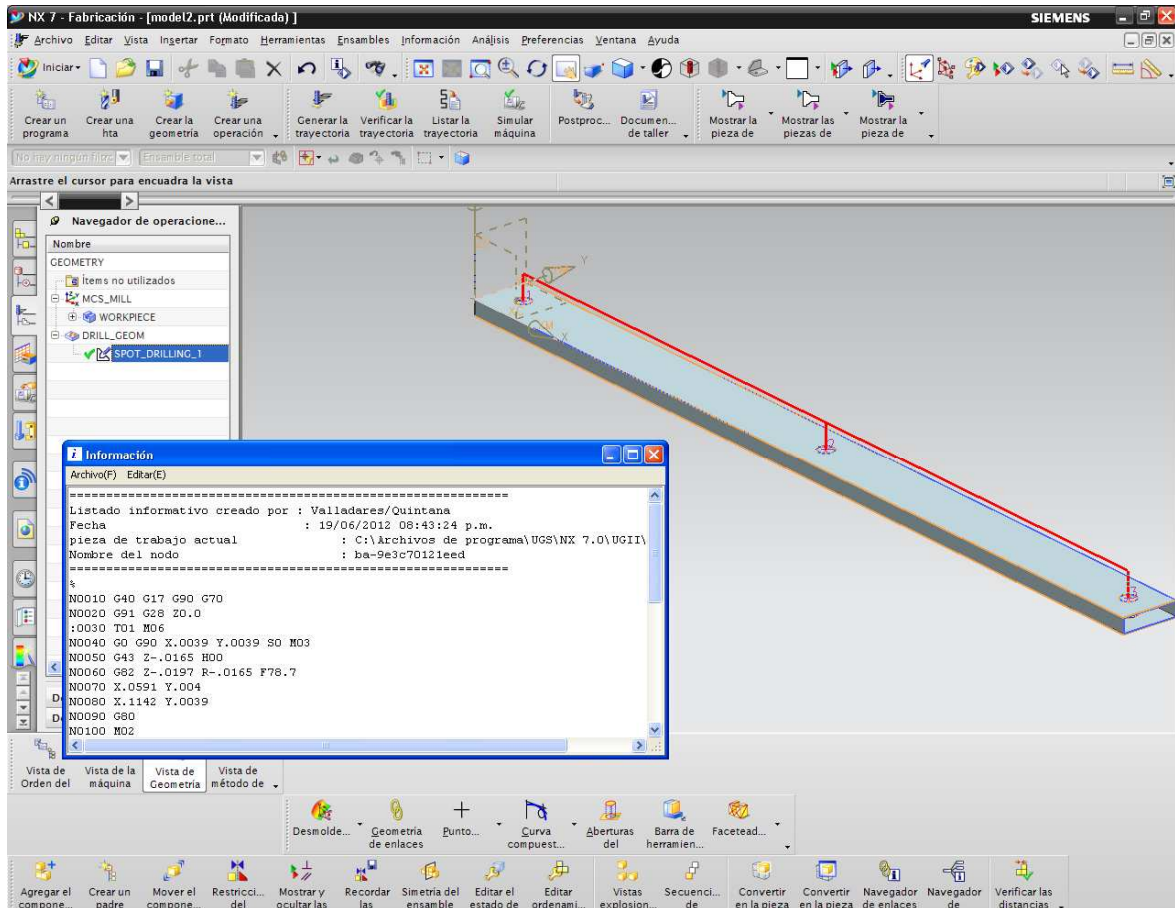


Fig. 5.22 Codificación del proceso.

A continuación se presenta la codificación necesaria para el maquinado en CNC

```

=====
Listado informativo creado por: Valladares / Quintana
Fecha: 02/04/2012 09:24:30 a.m.
Pieza de trabajo actual : H:\UGS\tubo rectangular.prt
Nombre: Agujero de centros : ba-9e3c70121eed
=====
%
N0010 G40 G17 G90 G70
N0020 G91 G28 Z0.0
:0030 T01 M06
N0040 G0 G90 X.3543 Y.3937 S1500 M03
N0050 G43 Z.9055 H00
N0060 G82 Z.7874 R.9055 F2.
N0070 X3.5433
N0080 X6.7323
  
```

N0090 G80
 N0100 M02
 %

```
=====
Listado informativo creado por: Valladares / Quintana
Fecha: 02/04/2012 11:03:02 a.m.
Pieza de trabajo actual      : H:\UGS\tubo rectangular.prt
Nombre: Taladrado 1         : ba-9e3c70121eed
=====
```

```
%
N0010 G40 G17 G90 G70
N0020 G91 G28 Z0.0
:0030 T02 M06
N0040 G0 G90 X.3543 Y.3937 S1500 M03
N0050 G43 Z.9055 H00
N0060 G81 Z.6653 R.9055 F9.8
N0070 G81 X3.5433 Y.3937 Z.7874 R.9055
N0080 G81 X3.5433 Y.3937 Z.6653 R.9055
N0090 G81 X6.7323 Y.3937 Z.7874 R.9055
N0100 G81 X6.7323 Y.3937 Z.6653 R.9055
N0110 G81 X.3543 Y.3937 Z.7874 R.9055
N0120 G80
N0130 M02
%
```

```
=====
Listado informativo creado por: Valladares / Quintana
Fecha: 02/04/2012 14:44:15 p.m.
Pieza de trabajo actual      : H:\UGS\tubo rectangular.prt
Nombre: Taladrado 2         : ba-9e3c70121eed
=====
```

```
%
N0010 G40 G17 G90 G70
N0020 G91 G28 Z0.0
:0030 T03 M06
N0040 G0 G90 X.3543 Y.3937 S1500 M03
N0050 G43 Z.9055 H00
N0060 G81 Z-.13 R.9055 F9.8
N0070 X3.5433
N0080 X6.7323
N0090 G80
N0100 M02
%
```

5.3. PLANOS DE TALLER Y MONTAJE

Los planos de construcción de la Plataforma Elevadora Móvil Tipo Tijeras para Mantenimiento se los presenta en el ANEXO M.

CAPÍTULO 6

6. ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1. INTRODUCCIÓN

Una vez terminada la etapa de diseño se procede al análisis económico para determinar que tan factible resultaría la construcción de la plataforma móvil tipo tijeras para mantenimiento de los aviones en la FAE, para esto se presentan las siguientes consideraciones de análisis:

Se ha considerado para el diseño del presente proyecto, una selección muy específica de materiales los cuales son de fácil acceso en el mercado local y por lo mismo esto abarata costos de materiales.

De la experiencia de los técnicos del Centro de Mantenimiento Aeronáutico (CEMA) se ha estimado que con todos los materiales requeridos para la construcción de la Plataforma Móvil tipo Tijeras, los preparativos y ensamble se lo podrían realizar en cinco días y dos días posteriores para la realización de pruebas. Por tal motivo los costos de mano de obra se los realizara adecuadamente de acuerdo a los salarios registrados en el Ministerio de Trabajo.

Los costos por procesos de producción son bajos debido a que las máquinas herramientas tomadas en cuenta en el proyecto son equipos con los cuales esta estación de reparación cuenta, lo cual implica una gran disminución en cuanto a costos de fabricación.

6.2. COSTOS

6.2.1. MATERIALES

Tabla 6.1 Costo de Materiales

Descripción	Cantidad	unidad	Precio unitario	Costo total
Tubos estructurales 8x2x1/8	36	m	25,30	910,80
Tubos estructurales 8x2x3/16	12	m	28,60	343,20
Tubos estructurales 8x2x5/16	12	m	32,70	392,40
Tubos estructurales 150x50x3	1	m	6,50	6,50
Tubos estructurales 40x60x3	1	m	5,20	5,20
Tubos rigidizadores 2"	10	m	14,00	140,00
Cilindro Hidráulico 2000 PSI	1		1300,00	1300,00
Equipamiento para el cilindro	1		4200,00	4200,00
Eje 80mm	2	m	6,00	12,00
Eje 45mm	14,53	m	3,00	43,60
Perfiles UPN 160	1	m	33,50	33,50
Perfiles UPN 220	9	m	52,00	468,00
Cojinetes PCM 505530 E	34	u	20,00	680,00
Ruedas y Garruchas	4	u	50,00	200,00
Plancha de acero 8 mm	0,5	u	260,60	130,30
Plancha de acero antideslizante 4mm	2	u	126,20	252,40
Bujes de desgaste (duralón)	34	u	3,00	102,00
Vinchas de seguridad	34	u	1,00	34,00
Arandelas	34	u	0,35	11,90
Tornillo nivelador	4	u	4,30	17,20
Otros	1		50,00	50,00
TOTAL				9333,00

6.3. MANO DE OBRA

Tabla 6.2 Costo de Mano de Obra.

Descripción	Cantidad	Horas de Trabajo	Precio por Hora	Costo total
Técnicos	2	40	3.125	250,00
Soldador	1	7	4,00	28,00
Ayudante de Soldador	1	7	1,70	11,90
Cortador	1	10	1,65	16,50
Operador Montacargas	1	8	1,70	13,60
1 Ingeniero	1	40	5,00	200,00
TOTAL				520,00

6.4. SERVICIOS Y FABRICACIÓN

Tabla 6.3 Costo de Servicios de Fabricación.

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Costo total
Taladrado CNC	30	5.00	150.00
Otros Servicios	-	-	700.00
TOTAL			850

6.5. COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN

Tabla 6.4 Costo Total de Fabricación.

RUBRO	\$
COSTO DE MATERIAL	9333.00
COSTO DE MANO DE OBRA	520.00
COSTO DE SERVICIOS DE FABRICACIÓN	850.00
COSTO DE PRUEBAS ENTREGA RECEPCIÓN	1297.00
TOTAL	12000.00

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- Se ha cumplido con el objetivo planteado, al obtener el diseño confiable y económicamente viable.
- La máquina diseñada cumple con todos los requerimientos previamente establecidos en cuanto a capacidad de carga, altura, disponibilidad de espacio y movilidad.
- El diseño de la estructura demuestra que su construcción es totalmente factible esto en parte a que los materiales empleados son de fácil acceso en el mercado nacional o local y en conjunto la estructura no sobrepasa valores de dispositivos disponibles en el mercado, por lo que se obtiene un costo de fabricación de \$12000.
- Los resultados obtenidos analíticamente fueron comprobados mediante software, determinando así que no existían variaciones. Por lo que el diseño presentado es viable para fabricación en serie, debido a su gran utilidad, facilidad de construcción y bajo costo.
- En la etapa de diseño es apropiado la utilización de software que faciliten los procesos de fabricación no solo con el fin de evitar desperdicios de material, más bien para disminuir la brecha con la automatización industrial.

7.2. RECOMENDACIONES

- La disposición del cilindro hidráulico en el presente proyecto es ubicado de tal manera que al alcanzar la altura requerida el ángulo formado se aproxime a 90°, debido a que en su posición final aumenta la ganancia mecánica del mecanismo.
- En el manejo de estas plataformas al trabajar con alturas de hasta doce metros, se recomienda un cuidado especial en la utilización de adecuados componentes de seguridad.
- La plataforma móvil de tipo tijeras para mantenimiento de aviones está constituida de un sistema hidráulico el cual tiene un costo elevado que se justifica debido a que la garantía ofrecida es total.
- El sistema hidráulico cuenta con un dispositivo de seguridad básicamente constituido por un sensor de proximidad el cual al detectar que un objeto se encuentra en el interior del cuerpo de la plataforma detiene el sistema inmediatamente hasta corregir el desperfecto, con lo cual se puede evitar problemas de atrapamiento.

REFERENCIAS

- AISC; ESPECIFICACIONES; 2005.
- AISC; Manual of Steel Construction LRFD 2nd Ed.
- Böhler, Aceros Böhler del Ecuador S.A.; Manual de Aceros Especiales; 2007.
- BUDYNAS-NISBETT; “Shigley’s Mechanical Engineering Design”, 2008; 8va ed., McGrawHill-Primis, USA,
- DIPAC; Catalogo de Acero
- General Airplane Characteristics-Douglas DC-10;
- PINZARI Gian Filippo; Building and using NX Open Source components; <<http://www.nomachine.com/documentation/html/building-components.html>>; 14/11/2011
- GORDON, David W. Bicycling Science. Cambridge, Mass: MIT Press (c. 2004)
- <http://www.acerosdelperu.pe/es/pdf-productos-aceros-del-peru/NuevaOvako280.pdf>
- <http://www.alex.es/guia-tecnica/capacidad-de-carga/>; 06/09/2011
- http://www.aulatecnologia.com/ESO/SEGUNDO/teoria21/mecani_smos/mecanismos.htm
- IGUS
<http://www.igus.es/wpck/default.aspx?Pagename=iglidur_x_Werkstoffdaten>;
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo; REAL DECRETO 486/1997
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo; REAL DECRETO 2177/2004
- LAIBLE Jeffrey P. “Análisis Estructural”, McGraw-Hill.

- LANDETA Y MOYA, Diseño y Construcción de una Máquina de tipo Tijeras para Mantenimiento,
- MIRAVALLE; Las tijeras; Descripción y Análisis al artefacto Tecnología e Informática. <<http://www.slideshare.net/thejah/las-tijeras-1983832>>
- Ribas Carles; Diseño Concurrente; Ediciones UPC, 2002.
- SPERRY, VICKERS, Manual de Ole-hidráulica Industrial; 1ra ed.; España; Bluma; 1999;
- Williams, John A. Engineering Tribology. New York : Cambridge University Press (2005)

ANEXO A
ESTRUCTURAS



Figura A.1.-Estructuras utilizadas en la actualidad.



Figura A.2.-Estructuras utilizadas en la actualidad.

ANEXO B
SELECCIÓN DE PERFILES

ANEXO C

FUERZAS RESULTANTES EN CADA UNIÓN

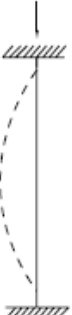

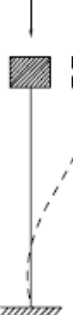



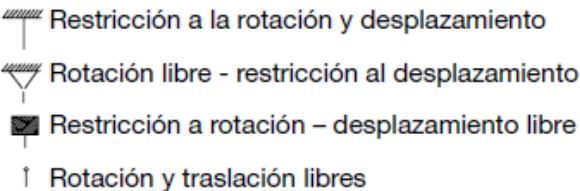




Tabla C.1 Reacciones en las diferentes uniones.

θ	Ay	By	Ax=Bx	Ry	Rx	Cy	Cx=Dx	Dy	Sy	Sx	Ey	Ex=Fx	Tx	Ty	Fy	Gy
	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN
6	1,8	2,1	0,00558	-0,3	40,6	2,2	40,6	2,5	-0,3	129,3	2,6	88,8	233,5	-0,3	2,9	3,0
10	1,7	2,1	0,00564	-0,4	24,2	2,1	24,2	2,5	-0,4	77,1	2,6	52,9	139,2	-0,4	2,9	3,0
20	1,6	2,2	0,00591	-0,6	11,7	2,0	11,7	2,6	-0,6	37,4	2,5	25,6	67,4	-0,6	3,0	2,9
30	1,5	2,4	0,00641	-0,9	7,4	1,9	7,4	2,8	-0,9	23,6	2,3	16,2	42,5	-0,9	3,2	2,7
40	1,1	2,7	0,00725	-1,6	5,1	1,5	5,1	3,1	-1,6	16,2	1,9	11,1	29,3	-1,6	3,5	2,4
45	0,9	2,9	0,00785	-2,0	4,3	1,3	4,3	3,3	-2,0	13,6	1,7	9,3	24,6	-2,0	3,8	2,1
50	0,6	3,2	0,00863	-2,6	3,6	1,0	3,6	3,6	-2,6	11,4	1,4	7,8	20,6	-2,6	4,0	1,8
51	0,6	3,3	0,00882	-2,8	3,5	1,0	3,5	3,7	-2,8	11,0	1,4	7,6	19,9	-2,8	4,1	1,8
52	0,5	3,4	0,00902	-2,9	3,3	0,9	3,3	3,8	-2,9	10,6	1,3	7,3	19,2	-2,9	4,2	1,7
53	0,4	3,5	0,00922	-3,1	3,2	0,8	3,2	3,9	-3,1	10,3	1,2	7,0	18,5	-3,1	4,3	1,6
54	0,3	3,5	0,00944	-3,2	3,1	0,7	3,1	3,9	-3,2	9,9	1,1	6,8	17,9	-3,2	4,3	1,5
55	0,2	3,6	0,00968	-3,4	3,0	0,6	3,0	4,0	-3,4	9,5	1,0	6,5	17,2	-3,4	4,4	1,4

θ	Gx=Hx	Ux	Uy	Hy	Iy	Ix=Jx	Jy	Vx	Vy	Fp _x =Kx	Fp _y	Ky	Ly	Fp	Fp
	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	Ton
6	144,7	354,7	-0,3	3,3	3,5	209,9	3,9	-209,9	-30,0	47,1	33,8	1,0	-25,6	58,0	5,9
10	86,3	211,4	-0,4	3,3	3,5	125,1	3,9	-125,1	-30,0	34,8	32,6	2,2	-25,6	47,7	4,9
20	41,8	102,4	-0,6	3,4	3,4	60,6	4,0	-60,6	-29,8	23,0	30,4	4,3	-25,5	38,1	3,9
30	26,4	64,6	-0,9	3,6	3,2	38,2	4,2	-38,2	-29,4	18,9	27,8	6,7	-25,3	33,6	3,4
40	18,1	44,4	-1,6	3,9	2,9	26,3	4,5	-26,3	-28,8	16,8	24,6	9,6	-25,0	29,8	3,0
45	15,2	37,3	-2,0	4,2	2,7	22,1	4,7	-22,1	-28,4	16,0	22,8	11,2	-24,8	27,8	2,8
50	12,8	31,3	-2,6	4,5	2,4	18,5	5,0	-18,5	-27,8	15,1	20,7	12,9	-24,5	25,7	2,6
51	12,3	30,2	-2,8	4,5	2,3	17,9	5,1	-17,9	-27,6	14,9	20,3	13,3	-24,4	25,2	2,6
52	11,9	29,1	-2,9	4,6	2,3	17,2	5,2	-17,2	-27,5	14,7	19,9	13,7	-24,3	24,8	2,5
53	11,5	28,1	-3,1	4,7	2,2	16,6	5,2	-16,6	-27,3	14,6	19,4	14,0	-24,3	24,3	2,5
54	11,1	27,1	-3,2	4,8	2,1	16,0	5,3	-16,0	-27,2	14,4	19,0	14,4	-24,2	23,8	2,4
55	10,7	26,1	-3,4	4,8	2,0	15,5	5,4	-15,5	-27,0	14,1	18,6	14,7	-24,1	23,3	2,4

ANEXO D
ESTABILIDAD

Tabla D.1.- Factores de longitud efectiva²⁹

<p align="center">TABLA C-C2.2 Valores Aproximados del Factor de Largo Efectivo, K</p>						
La geometría deformada se muestra en línea discontinua	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
						
Valor teórico de K	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valor recomendado para condiciones aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Vínculo en el extremo	 <p>  Restricción a la rotación y desplazamiento  Rotación libre - restricción al desplazamiento  Restricción a rotación - desplazamiento libre  Rotación y traslación libres </p>					

²⁹ AISC; Especificaciones; 2005; Capítulo C; pág 16-310

Tabla D.2.- Selección de miembros a compresión³⁰

Shape		HSS8 x 8 x						HSS6 x 6 x					
		F_y	F_u	R_y	R_x	r_y	r_x	F_y	F_u	R_y	R_x	r_y	r_x
t_{design} , in.		0.581	0.465	0.348	0.291	0.233	0.174	0.581	0.465	0.348	0.291	0.233	0.174
Wt/lb		33.1	46.7	57.8	61.8	65.8	69.8	58.8	41.9	32.5	27.5	22.4	17.1
Effective length KL (ft) with respect to least radius of gyration, r_{min}	0	830	700	580	541	482	421	660	532	400	443	382	320
	6	773	678	574	519	462	403	610	542	457	412	365	316
	7	763	668	568	511	453	397	600	528	446	401	354	307
	8	750	657	558	502	447	390	588	513	433	390	344	298
	9	735	644	545	489	436	382	573	499	419	377	334	289
	10	719	629	533	481	429	373	544	470	404	364	323	278
	11	701	614	520	470	418	364	521	456	390	349	309	267
	12	682	598	506	457	407	354	497	433	371	334	296	255
	13	662	581	492	444	395	343	473	417	357	318	282	242
	14	641	562	477	430	382	332	447	395	336	301	267	229
	15	620	544	461	415	369	321	422	373	317	283	252	217
	16	597	524	445	401	358	309	398	351	296	264	234	204
	17	574	504	428	386	348	297	373	328	280	250	223	191
	18	551	484	411	371	329	285	348	306	261	233	208	178
	19	527	464	393	355	314	272	323	285	243	218	194	166
	20	503	443	376	339	300	260	298	264	226	203	179	153
	21	480	422	358	323	286	247	273	243	208	187	166	141
	22	456	401	341	307	272	234	248	223	192	172	152	130
	23	432	381	324	292	258	220	223	204	175	157	139	119
	24	409	360	306	276	244	210	206	187	161	144	128	109
25	386	340	289	261	230	198	193	173	148	133	118	100	
26	363	320	272	246	218	186	178	160	137	123	109	92.8	
27	341	301	256	231	202	174	165	148	127	114	101	86.1	
28	319	282	240	217	190	162	154	138	118	106	93.9	80.0	
29	298	263	225	202	178	152	146	130	110	98.9	87.5	74.6	
30	278	246	210	188	166	142	134	120	100	89.5	81.8	69.7	
32	245	218	184	162	140	125	118	105	89.2	81.3	71.9	61.3	
34	217	190	163	147	128	110	104	93.3	80.2	73.0	63.7	54.3	
36	193	171	146	131	115	98.3	93.5	83.2	71.8	64.2	56.8	48.4	
38	173	153	131	118	103	88.4		74.7	64.2	57.6	51.0	43.3	
40	156	138	118	106	93.3	79.8				52.0	46.0	39.2	
Properties													
r_{avg} , in.	2.99	3.04	3.10	3.13	3.15	3.18	3.27	3.32	3.38	3.40	3.43	3.46	
r_{min}/r_{avg}	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.26	1.26	1.25	1.25	1.25	1.24	
$\phi_c M_{n_x}$, kip-ft	154	129	104	88.6	70.7	54.2	126	106	83.1	71.1	58.3	44.9	
$\phi_c M_{n_y}$, kip-ft	154	129	104	88.6	70.7	54.2	102	85.9	68.3	58.3	48.0	38.9	
$\phi_c (K_A L)^2 / 10^4$	32.2	28.0	24.3	21.9	19.4	16.8	24.0	21.9	18.6	16.8	14.8	12.8	
$\phi_c (K_T L)^2 / 10^4$	32.2	28.0	24.3	21.9	19.4	16.8	13.8	11.8	10.8	9.51	8.12		

Note: Heavy line indicates K_L/r equal to or greater than 200.

³⁰AISC, Manual of Steel Construction LRFD 3rdEd; p 4-117

ANEXO E
PASADORES

E1.-CATÁLOGO BÖHLER

**E2.- TABLA DE ESFUERZOS Y FACTORES EN TODAS
LAS UNIONES.**

Tabla E.2.1 Uniones de los tubos.

Unión	Diámetro del pasador [mm]	Fuerza [kN]	t [mm]	t1 [mm]	Esfuerzo Cizalladura [MPa]	Fs. Cizalladura
A	45	1,8	3,18	-	1,40	142,6
B	45	2,1	3,18	-	1,63	122,2
R	45	40,6	3,18	-	31,47	6,3
C	45	40,6	3,18	-	31,47	6,3
D	45	40,6	3,18	-	31,47	6,3
S	45	129,3	3,18	5.18	61,48	3,2
E	45	88,8	3,18	-	68,82	2,9
F	45	88,8	3,18	-	68,82	2,9
T	45	233,5	3,18	7.18	80,08	2,5
G	45	144,8	4,76	-	74,81	2,7
H	45	144,8	4,76	-	74,81	2,7
U	45	354,7	4,76	9.76	89,40	2,2
I	45	210,0	7,94	-	65,10	3,1
J	45	210,0	7,94	-	65,10	3,1
V	45	212,1	7,94	-	65,75	3,0
K	45	47,1	7,94	-	14,60	13,6
L	45	25,616	7,94	-	7,94	25,0

ANEXO F
VINCHAS DE SEGURIDAD

ANEXO G

PROPIEDADES DEL TUBO RIGIDIZADOR

ANEXO H
BASE DE LA ESTRUCTURA

H1.- PROPIEDADES DE LOS PERFILES DE LA BASE

H2.- PROPIEDADES DE LOS ÁNGULOS DE LA BASE

ANEXO I
ESTABILIZADORES

II.- TUBO RECTANGULAR

I2.- PROPIEDADES DEL PERFIL

I3.- TORNILLO NIVELADOR

ANEXO J
CILINDRO HIDRÁULICO

ANEXO K
RUEDAS Y GARRUCHAS

ANEXO L
CANASTILLA

ANEXO M
PLANOS DEL ELEVADOR