

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
MOTORES DE ULTRALIVIANOS**

**RONAL GUILLERMO PINZÓN DURAN
JORGE ALBERTO LEAL MARTÍNEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2008**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
MOTORES DE ULTRALIVIANOS**

**RONAL GUILLERMO PINZÓN DURAN
JORGE ALBERTO LEAL MARTÍNEZ**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de:
Ingeniero Mecánico**

**Director:
JORGE ENRIQUE MENESES FLORES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2008**

DEDICATORIA

A pesar de todos mis reproches, a Dios.

A mi gordita mi madre quien es la mujer más hermosa por su inacabable fe y espera.

A mi papá que está arriba con Dios por su ejemplo por ser un excelente modelo a seguir

A mi hermana Sofía por que sin su colaboración y fe en mi persona no hubiese culminado.

A Rafael por ser el apoyo después de mi papa.

A Flor Marina por enseñarme a dar aun cuando no se tiene, por sus buenos consejos.

A Lucho por ser un buen amigo hermano y jefe.

Alejo por estar ahí para salvarme de todas con todos.

A Nubia, Diego, Carolina por ser pacientes y su valioso apoyo.

A mi familia de Venezuela que siempre me han esperado y querido como otro hijo más.

Al paquete Iván Díaz por ser el mejor de los amigos.

El valor del éxito alcanzado se mide por las cosas que hubo que sacrificar en el camino para obtenerlo.

Ronal.

DEDICATORIA

A Dios por ser mi guía y amigo.

A mi madre por ser mi fortaleza y consuelo.

A mi padre por su fe y por su apoyo en el camino recorrido.

A la Familia Vergara Leal por su amor y comprensión.

A mis amigos por los momentos vividos y por los que vienen.

Beto.

AGRADECIMIENTOS

Los Autores expresan un agradecimiento muy especial a:

Al ingeniero Jorge Enrique Meneses por no ser solamente el director del proyecto sino un buen amigo.

Don Gonzalo jefe de taller por su valiosa colaboración con su experiencia. Sus consejos y relatos hicieron de la construcción de este proyecto una forma divertida de aprendizaje.

A Henry Cruz por las desfalcadas todos los días con el tinto.

A Yira, Julián Gómez, Leonardo Pallares, Miguel Palencia por su compañía, aportes y ánimos.

A Pedro Grimaldos de Mecanizados y troqueles por su generosa colaboración.

Al Gimnasio la Nueva figura por la confianza con el préstamo de los pesos.

A Olga Sandoval de Verdeza por su pronta colaboración.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. OBJETIVOS	3
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	3
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	5
2.1 ALTERNATIVAS.....	7
2.1.1 Alternativa 2..	10
2.1.2 Alternativa 3..	12
2.1.3 Alternativa 4.	14
2.1.4 Propuesta 5.	16
2.1.5 Sistema de Guiado Lineal.	20
2.2 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA	20
3. GENERALIDADES.....	23
3.1 HISTORIA DEL PARAMOTOR.....	23
3.2 DEFINICIONES.....	24
3.2.1 Parapente.....	24
3.2.2 Paramotor.....	25
3.3 ULTRALIVIANO.....	27
3.3.1 Categorías de ULV	27
3.3.2 Clasificación y peso.....	30
3.4 PRINCIPALES FABRICANTES DE PARAMOTORES.....	31
3.4.1 Motores utilizados en paramotores.....	33
4. DISEÑO PRELIMINAR	44
4.1 CALCULO DE LA FUERZA DE EMPUJE	44
4.2 REQUERIMIENTOS.....	4—52
4.2.1 Caso Paramotor 4—53	

4.2.2 Caso Ultraliviano	4—60
4.2.3 Análisis estático.....	4—63
4.2.4 Eje 2.	73
4.3 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS LINEALES.	75
4.4 CALCULO DEL SISTEMA DE MEDICIÓN.	78
4.5 ANÁLISIS ESTRUCTURA.	80
4.6 SELECCIÓN DE LA CELDA DE CARGA.....	85
4.6.1 Rangos máximos de trabajo.....	85
4.6.2 Disposición de la carga..	85
4.6.3 Dispositivo indicador de la celda de carga..	85
4.6.4 Disponibilidad en el mercado local..	86
4.7 SELECCIÓN DE LOS PIES NIVELADORES.	86
4.7.1 Anclaje, Nivelación y Anti-vibración.....	87
4.7.2 Carga.....	87
5. FABRICACIÓN.....	90
5.1 ESTRUCTURA PRINCIPAL	90
5.1.1 Marco frontal y posterior.....	91
5.1.2 Travesaños laterales y platinas.....	91
5.1.3 Elaboración de cartelas.....	92
5.2 SISTEMA DE DESLIZAMIENTO	93
5.2.1 Pillow blocks.....	94
5.2.2 Ejes calibrados	94
5.2.3 Bridas de sujeción	94
5.2.4 Platina de Alineamiento.....	95
5.3 BANDEJA DESLIZANTE	96
5.4 SISTEMA DE MEDICIÓN.....	98
5.4.1 La Precisión.....	99
5.4.2 El rango de trabajo	99
5.4.3 Proceso de fabricación	99
5.4.4 Anclaje superior.....	100

5.4.5 Eje..	100
5.4.6 Collarín superior y Collarín inferior.	100
5.4.7 Tornillo de unión celda de carga	101
5.4.8 Rotula	102
5.5 SISTEMA DE ANCLAJES	103
5.5.1 Chasis Paramotor	104
5.5.2 Chasis Ultralivianos.	105
6. PRUEBAS	107
6.1 PRUEBA ESTÁTICA	107
6.2 PRUEBAS DINÁMICAS.	118
6.3 RESULTADOS PRUEBAS.	120
CONCLUSIONES	6—126
RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES.	6—128
ANEXOS	6—130

LISTA DE CUADROS

	Pág.
Cuadro 1. Marca de motores de paramotores	33
Cuadro 2. Marca de motores de Ultraliviano	35
Cuadro 3. Calculo Rango Fuerza de Empuje	79
Cuadro 4. Resultados	82
Cuadro 5. Carga	88
Cuadro 6. Prueba estática	110
Cuadro 7. Valores Prueba Estática Posicion1	112
Cuadro 8. Valores Prueba Estática Posición 2	114
Cuadro 9. Valores Prueba Estática Posición 3	115
Cuadro 10. Valores Prueba Estática posición 4	116
Cuadro 11. Valores Prueba Estática posición 5	117
Cuadro 12. Resultados Prueba Dinámica.	120
Cuadro 13. Calculo Fuerza de Empuje.	121
Cuadro 14. Cuadro de Verificación Fuerza de Empuje	122

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Paramotor en CAD	6
Figura 2. Paramotor comercial de Walkerjet	7
Figura 3. Propuesta # 1 de Banco de pruebas.	7
Figura 4. Sistema de Alineación Alternativa 1	8
Figura 5. Área de no momento en sistema de alineación	8
Figura 6. Alternativa 1. U dividida en sus 3 partes.	9
Figura 7. Vista lateral de sistema de alineación.	9
Figura 8. Alternativa 1. Sistema de guiado ensamblado.	9
Figura 9. Alternativa #2 Banco de Pruebas	10
Figura 10. Vista Lateral de la alternativa 2	11
Figura 11. Bandeja deslizante	11
Figura 12. Vista Trimetrica de la alternativa 3.	13
Figura 13. Estructura adicional	14
Figura 14. Base de la bandeja deslizante	14
Figura 15. Sistema de deslizamiento.	15
Figura 16. Banco alternativa 4 Ensamblado.	15
Figura 17 .Banco con sistema de Sujeción.	16
Figura 18. Explosión bandeja deslizante.	16
Figura 19. Explosión estructura Principal.	17

Figura 20. Sistema de Deslizamiento.	18
Figura 21. Sistema de Medición	19
Figura 22. Banco de pruebas fuerza de empuje alternativa 5.	19
Figura 23. Sistema de guiado lineal	20
Figura 24. Sistema de Sujeción paramotor	21
Figura 25. Sistema de Sujeción Ultraliviano Rotax 532	22
Figura 26. Parapente	24
Figura 27. Paramotor	26
Figura 28. Paramotor	27
Figura 29. Planeador	28
Figura 30. TRIKE	28
Figura 31. Avión Ultraligero Ala alta	29
Figura 32. Autogiro	29
Figura 33. Dirigible	30
Figura 34a. Dimensiones de una hélice	45
Figura 34b. Perfil Alar	45
Figura 35. Curvas L/D y C_L	47
Figura 36. Corrección de elevación, ∂C_L .	48
Figura 37. Corrección de elevación, ∂C_L .	49
Figura 38. Corrección de elevación, ∂C_L .	50
Figura 39. DCL Bandeja-Pillows blocks-Ejes Paramotor.	53
Figura 40. Sistema total	55

Figura 41. Subsistema 1	56
Figura 42. Subsistema	56
Figura 43. Método superposición Sub-sistema 2.	56
Figura 44. DCL Bandeja-Pillows blocks-Ejes Ultriviano.	60
Figura 45. Conjunto Eje – pillows - Bridas.	63
Figura 46. Diagrama de cuerpo libre eje 1.	63
Figura 47. Diagramas de Cortante y Momento para el eje 1.	67
Figura 48. Enmallado del sistema de guiado eje 1-2.	68
Figura 49. Deformaciones del Sistema de Guiado eje 1.	69
Figura 50. Verificación del Factor de Diseño eje 1	70
Figura 51. Diagrama de cuerpo libre eje 1.	71
Figura 52. Diagramas de Cortante y Momento para el eje 2.	72
Figura 53. Deformaciones Eje 2.	73
Figura 54. Verificación del Factor de Diseño Eje 2	74
Figura 55. Factor de corrección de la carga dinámica.	75
Figura 56. Carga / Vida	76
Figura 57. Características técnicas pillow block.	77
Figura 58. Sistema de Medición	78
Figura 59. Diagrama de cortante y Momentos.	79
Figura 60. Análisis de Fuerzas Estructura	81
Figura 61. Malla estructura	81
Figura 62. Análisis Tensiones	83

Figura 63. Factor de seguridad	83
Figura 64. Deformaciones	84
Figura 65. Pies niveladores de anclaje a tierra y anti-vibración	87
Figura 66. Selección de pies niveladores	88
Figura 67. Sistema anclaje estructura	91
Figura 68. Estructura Principal.	92
Figura 69. Matriz de Anclaje Cartelas	93
Figura 70. Cartelas	93
Figura 71. Pillow Blocks	94
Figura 72. Brida	95
Figura 73. Anclaje de la Platina	96
Figura 74. Anclaje Platina-Estructura	96
Figura 75. Platina de Alineamiento.	96
Figura 76. Estructura soporte en varilla calibrada	97
Figura 77. Matriz de agujeros Roscados para anclaje.	97
Figura 78. Platinas de altura	98
Figura 79. Bandeja deslizante	98
Figura 80. Anclaje superior	100
Figura 81. Collarines	101
Figura 82. Tornillo de Unión Celda de carga.	102
Figura 83. Rotula	103
Figura 84. Sistema de medición	103
Figura 85. Soporte Anclado	104

Figura 86. Soporte Anclado	104
Figura 87. Sistema de sujeción Paramotor	105
Figura 88. Soporte motor Rotax.	106
Figura 89. Prueba Estática.	108
Figura 90. Grafica Posiciones celda de carga.	109
Figura 91. Grafica Posiciones de la celda	111
Figura 92. Grafica posición 1 celda de carga.	113
Figura 93. Grafica posición 2 Celda de Carga	114
Figura 94. Grafica posición 3 Celda de Carga	115
Figura 95. Grafica posición 4 Celda de Carga	116
Figura 96. Grafica posición 5 Celda de Carga	117
Figura 97. Pruebas dinámicas Paramotor.	119

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Principios aerodinámicos	131
Anexo B. Proppeller desing of the blade element theory	145
Anexo C. La deflexión máxima tomada para cuando $a < b$	147
Anexo D. Método de la doble integración	148
Anexo E. Tablas comparativas fuerza de empuje	151
Anexo F. Configuración del display	155
Anexo G. Características técnicas celda de carga.	160
Anexo H. Deflexión máxima ejes	162
Anexo I. Planos	164

NOMENCLATURA O GLOSARIO

NOTACION

d_0	Distancia entre los centros de los pillows blocks.
d_1	Distancia entre los centros de los ejes en Y.
d_2	Distancia de la mitad de la bandeja a la carga en el eje X.
d_3	Distancia de la mitad de la bandeja a la carga en el eje Y.
H	Distancia de la fuerza de empuje a la bandeja en el eje Z.
W	Peso del motor.
W_B	Peso de la bandeja.
$F_{1-2-3-4}$	Fuerza en los respectivos pillows blocks en el eje Z.
$F_{F1-2-3-4}$	Fuerza de fricción entre el eje y los pillows blocks.
F_E	Fuerza de empuje generada.
R	Reacción generada por la celda de carga.
T	Momento generado por la hélice del motor.
μ	Coefficiente de fricción.
L	Longitud total del eje
a	Distancia desde el primer empotramiento hasta la carga.
b	Distancia de la carga hasta el segundo empotramiento.
E	Modulo de elasticidad
I	Momento de Inercia de la sección transversal del eje.
$Y_{TOTAL-MAX}$	Deformación total máxima del sistema.
$Y_{SUB1-MAX}$	Deformación máxima del subsistema 1.
$Y_{SUB2-MAX}$	Deformación máxima del subsistema 2.
$y(x)$	Flecha, o desplazamiento vertical, respecto de la posición sin cargas.

x La ordenada sobre la viga.

$M_z(x)$ Momento flector sobre la ordenada x .

I_z [Segundo momento de inercia](#) de la sección transversal.

E [Módulo de elasticidad](#) del material.

a : Posición de la carga con respecto al origen

X : Distancia desde el origen de la viga hasta el tramo de corte

n : Coeficiente para cada tipo de carga.

L : Longitud de la viga.

D Hélice de madera de diámetro.

P Paso de la hélice.

r Radio al 75 % de la pala de hélice.

h_u Máxima curvatura superior de la sección de la hélice.

b Ancho de cualquier la sección de la hélice.

c Ancho máximo de la hélice.

B Numero de palas de la hélice.

N Revoluciones por minuto de la Hélice.

V Velocidad de Avance del paramotor.

n_s Revoluciones por segundo de la hélice.

ϕ_B Angulo de la pala.

ϕ Angulo al cual la trayectoria de las aspas se hace perpendicular con el plano del eje de la hélice.

α Angulo aparente de ataque de la sección.

α' Angulo de ataque corregido.

ε Corrección de interferencia para el ángulo de ataque

$\frac{h_u}{b}$ Relación de curvatura de cualquier sección.

γ Angulo entre fuerza resultante sobre el aspa y la línea perpendicular

a V_r .

ρ Densidad del aire. Esta puede ser tomada como 0.00237 a nivel del mar y condiciones de atmósfera estándar.

C_L Coeficiente absoluto de elevación de la superficie de sustentación.

∂C_L Corrección de interferencia del aspa para el coeficiente de elevación

C'_L Coeficiente de elevación corregido.

L/D Cociente de elevación y fricción para la superficie de sustentación.

T_C Coeficiente de Empuje de cualquier sección de la hélice.

Q_C Coeficiente de Torque de cualquier sección de la hélice.

Q Torque de la hélice.

T Empuje de la hélice.

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR FUERZA DE EMPUJE EN MOTORES DE ULTRALIVIANO*

AUTORES:

Jorge Alberto Leal Martínez.
Ronald Guillermo Pinzón Durán.**

PALABRAS CLAVES:

Paramotor, ultraliviano, Empuje, Sistema de Guiado Lineal.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto surge de la necesidad de comprobar las características técnicas del prototipo del sistema motriz de un paramotor continuando con la idea de desarrollar capacidades en el área de diseño y manufactura para la creación de pequeña empresa.

Se construye un banco de pruebas para la medición de la fuerza de empuje para la gama de motores que van desde 0 -250 Kg. Utilizando una celda de carga como elemento sensor adaptada a la estructura mediante un mecanismo de palanca y pivotes con el fin de intensificar la carga por razones de sensibilidad, permitiendo abarcar todos los rangos. Esta a su vez esta acoplada a una bandeja que posee un sistema de guiado lineal antifricción que elimina la tendencia al error en la medición. La bandeja posee una matriz de agujeros gracias a una estructura soldada a la parte inferior de la misma la cual permite acoplar cualquier estructura adicional para soportar los elementos motrices gracias a que esta matriz de agujeros se encuentran roscados.

El banco de pruebas cuenta con especificaciones de excelente rigidez, facilidad en el ensamblaje adaptabilidad a cualquier terreno ya que posee un conjunto de pies niveladores y de anclaje al piso además posee buena estética.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico- Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Jorge Enrique Meneses

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BED FOR DETERMINE THRUST FORCE IN ENGINES ULTRALIGHT*.

AUTHOR:

Jorge Alberto Martínez Leal.
Ronald Guillermo Pinzón Durán. **

KEYWORD:

Paraglider, Ultra-light, Thrust force, Linear Guidance System.

DESCRIPTION:

This project arises from the need to check the technical characteristics of the prototype system driving a paramotor with the idea of developing capabilities in the area of design and manufacturing further to the creation of small businesses.

It builds a test bed for the measurement of thrust force the range of engines ranging from 0 to 250 kg. Using a cell loading sensing element adapted to the structure through a lever mechanism and pivots in order to intensify the burden for reasons of sensitivity allowing the covering of all ranks. This in turn is coupled to a tray that holds a system of guided antifriction that eliminates the tendency of errors in measurement. The tray has an array of holes through a structure welded to the bottom of the same which allows attach any additional structure to withstand the motors elements through this array of holes are threaded.

The test bed has excellent rigidity specifications, ease of assembly adaptable to any spot that has a set foot level and anchoring the floor and good esthetics.

* Project of Grade

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering, Mechanical Engineering school, Ing. Jorge Enrique Meneses

INTRODUCCIÓN

Teniendo en cuenta que el parapentismo en Colombia ha experimentado un crecimiento notable y que en el país aun no existe una fábrica de paramotores; dentro del Grupo de Investigación en Mecatrónica GIM-KT de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander se han generado proyectos de grado en la línea de investigación de la aviación experimental (proyecto Lilienthal) con el fin de generar una factoría que utilice elementos y mano de obra nacional para la fabricación de paramotores y ultralivianos con miras a la exportación, generando así soluciones a la realidad económica nacional.

Para que la empresa pueda ser competitiva internacionalmente se necesita comprobar la calidad del producto y compararlo con los existentes actualmente en el mercado, de allí la necesidad de un mecanismo que permita conocer las características del equipo tales como: Potencia, Consumo, Fuerza de Empuje, Velocidad de giro de la Hélice, Niveles de Ruido, para así poder generar, más seguridad y confianza a la hora de experimentar la exquisita sensación de volar.

El presente trabajo de grado “ **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR FUERZA DE EMPUJE EN MOTORES DE ULTRALIVIANO**” tiene por interés el diseñar y construir una herramienta útil para medición de fuerza de elementos motrices propulsados por hélices, dejando a modo de propuesta el desarrollo de las variables mencionadas anteriormente a futuro.

El capítulo 2 tiene como objeto presentar los objetivos y las diferentes propuestas generadas por los autores dentro del cual se destacan sus ventajas sus desventajas y la propuesta seleccionada.

El capítulo 3 presenta un repaso de historia, definición, clasificación y designación de los paramotores aparte de señalar los principales fabricantes a nivel mundial de paramotores y ultralivianos.

El capítulo 4 contiene las memorias de los cálculos realizados del banco de pruebas y de la fuerza de empuje teórico además del diseño y selección de ejes sistema de medición y pies niveladores.

El capítulo 5 muestra el proceso de fabricación de cada una de las partes del banco de pruebas.

El capítulo 6 finaliza con la realización de las pruebas estáticas y dinámicas y presentación de resultados.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Continuar con la línea de investigación relacionada con el diseño aeromotriz participando en la tecnificación, investigación y fabricación de elementos de aviación, mediante el desarrollo de proyectos que integren áreas de conocimiento de Ingeniería Mecánica; participando así de la misión de la Universidad de atender y dar solución a diferentes necesidades de todas las comunidades.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

✓ Diseñar y Construir un banco de pruebas el cual permita medir la fuerza de empuje de la unidad motriz del paramotor utilizando las herramientas CAD, CAE, CAM con que cuenta la Escuela de Ingeniería Mecánica y que cumpla las siguientes características:

1. Dimensiones máximas de la unidad motriz del paramotor: 1400*1400*600 mm. (Base*Altura*Profundidad).
2. Peso máximo del equipo motriz: 150 Kg.
3. Dimensiones máximas de hélice: 2m.
4. Desarmable.

- ✓ Utilizar herramientas modernas para el diseño y la manufactura:

CAD	Solid Works 2007 SP0.0
	Solid Edge v.17
CAE	Ansys Workbench
	Cosmos Works
CAM	Mastercam Mill v.X

2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

En el mundo, no son muchas las fabricas de paramotores o de ultralivianos y menos las casas constructoras de los motores. Estas cuentan con sus respectivos mecanismos (bancos de pruebas) para poder brindarle a los practicantes de este deporte algunas características de sus productos tales como: Potencia, Consumo, Fuerza de Empuje, Velocidad de giro de la Hélice, Niveles de Ruido, Peso; para que los consumidores puedan escoger de manera correcta sus equipos.

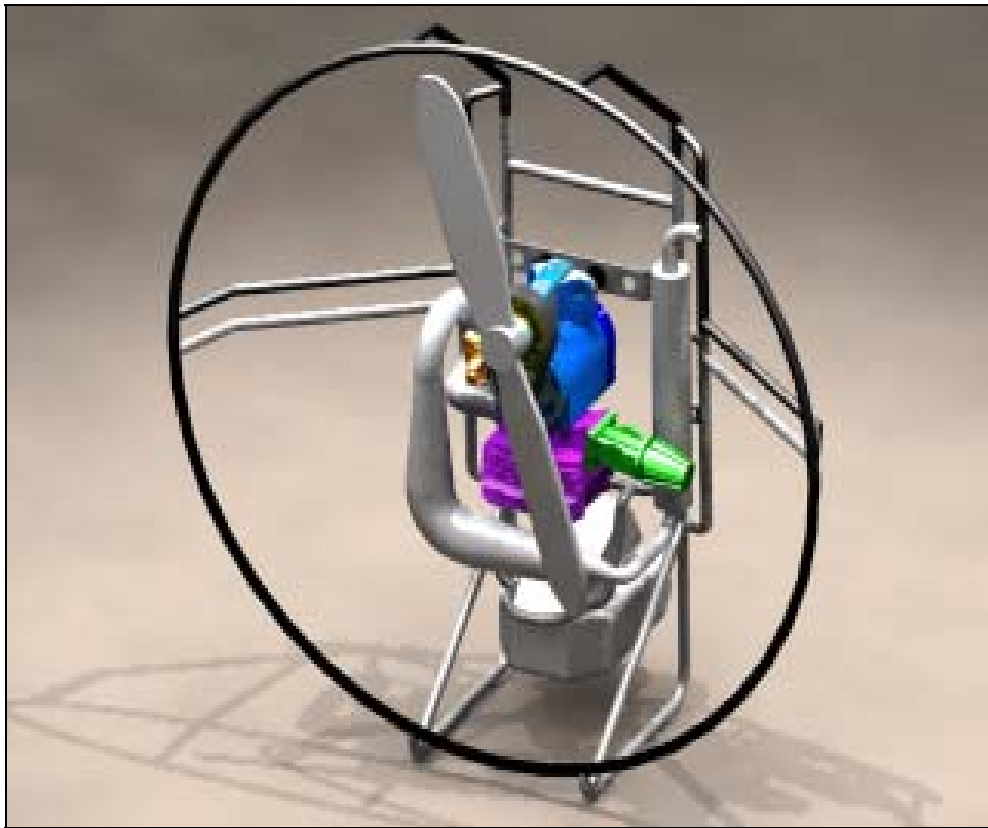
Este trabajo de grado busco fabricar un banco de pruebas para motores de ultralivianos, pero en esta primera fase se enfatizará en la medición de la fuerza de empuje, ya que en nuestro medio no existe (este banco se diseñara y fabricara sin dejar de ser un preámbulo para la siguiente fase: medición de consumo de combustible, vibraciones, ruido).

La sincronización entre la hélice y el motor, o sea la elección correcta para cada tipo de aeronave, es importante debido a que estos elementos son los encargados de convertir la potencia en empuje efectivo, siendo en definitiva quien nos brinda la tracción necesaria para acelerar inicialmente la aeronave hasta la velocidad de vuelo, logrando posteriormente la elevación de la aeronave.

Debido a lo anterior es que los autores realizan la elección de la Fuerza de Empuje por encima de las otras variables técnicas, ya que en los paramotores de esta característica los fabricantes deciden para qué tipo de aeronave es el equipo motriz diseñado.

En un paramotor como en un ultraliviano, su equipo motriz consta básicamente de un motor¹ y de una hélice, el cual genera la fuerza de empuje necesaria para el movimiento del aeromodelo. La fuerza de empuje es axial al eje de la hélice, y su sistema de anclaje del motor al aeromodelo varía según la clase de ultraliviano o paramotor.

Figura 1. Paramotor en CAD



Fuente: Proyecto de Grado Diseño y construcción de un paramotor.

¹ Según la Reglamentación Aeronáutica Civil de Colombia, la potencia del motor de un ultraliviano en cualquiera de sus categorías no puede sobrepasar los 130 HP.

Figura 2. Paramotor comercial de Walkerjet

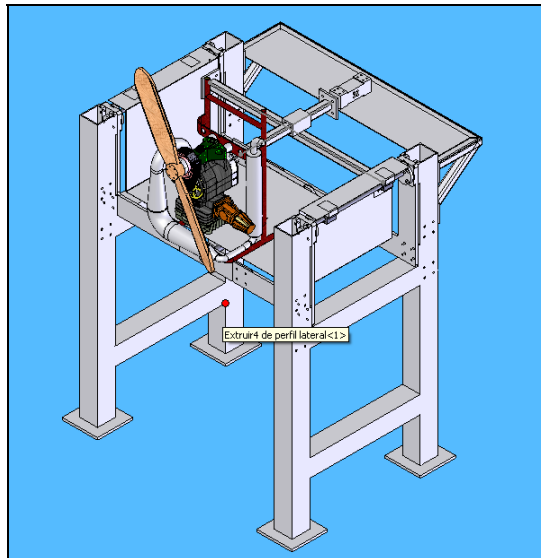


Fuente: www.walkerjet.cz; walkerjet paramotors equipment.

2.1 ALTERNATIVAS

Alternativa1

Figura 3. Propuesta # 1 de Banco de pruebas.



La bandeja se deslizará sobre un sistema de alineación, el cual brindará la suficiente rigidez al momento de realizar la medición. Este sistema de alineación se construye en 2 U's (ver figura 3), las cuales cada una se divide en 3 partes (2 en forma de L y una recta; ver figura 5) esto debido a las limitaciones que se tiene con el centro de mecanizado de la escuela. La gran ventaja es que al realizar el estudio estático de la acción de la fuerza de empuje, esta se encuentra dentro del área que no genera momento (Estudio realizado dentro del sistema de alineación completo y ensamblado.)

Figura 4. Sistema de Alineación Alternativa 1

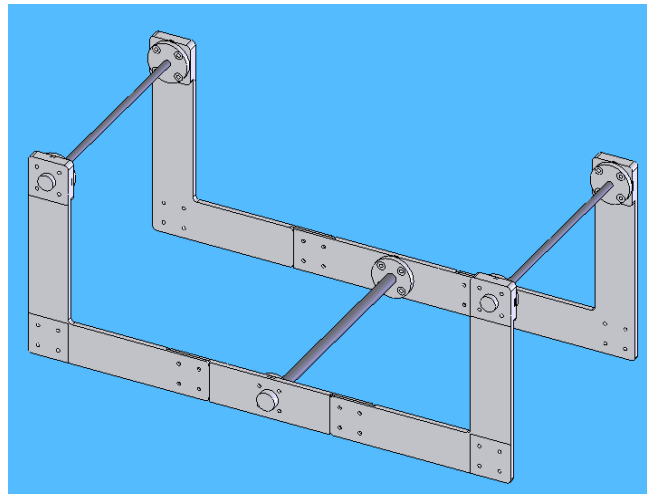


Figura 5. Área de no momento en sistema de alineación

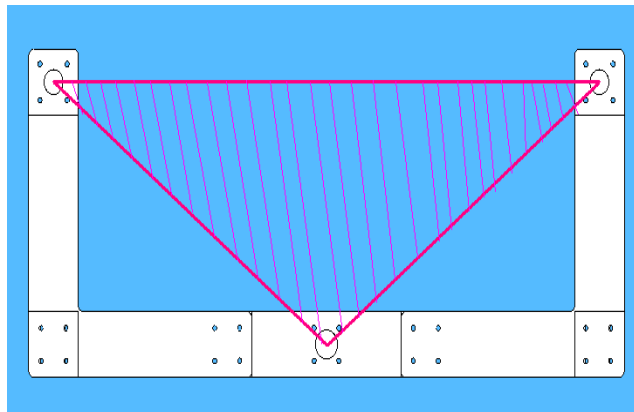


Figura 6. Alternativa 1. U dividida en sus 3 partes.

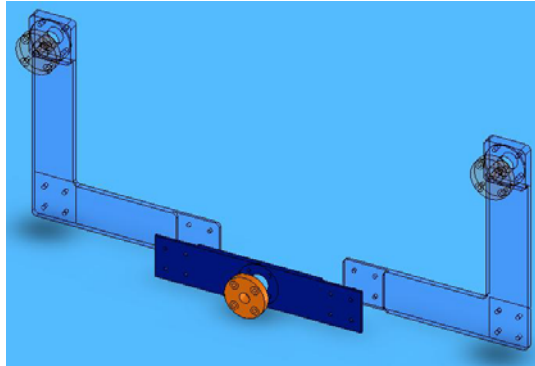


Figura 7. Vista lateral de sistema de alineación.

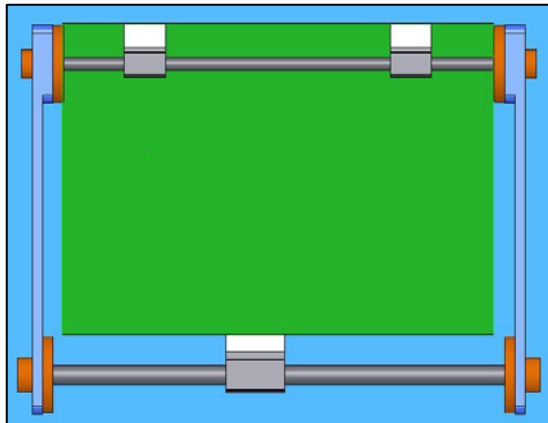
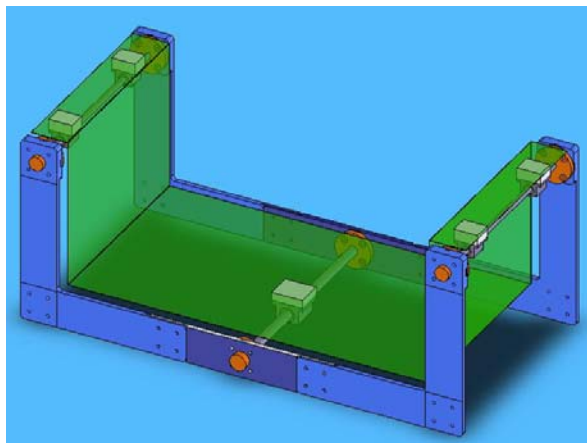


Figura 8. Alternativa 1. Sistema de guiado ensamblado.



2.1.1 Alternativa 2. Esta alternativa se caracteriza por la forma en que la unidad motriz del paramotor se monta en el banco de pruebas debido a que este debe estar completamente armado (con todo y chasis), debido a la configuración de los puntos de anclaje. El sistema de medición está constituido por un dinamómetro el cual por medio de un cable se conecta a la bandeja deslizante que al momento de accionamiento del paramotor, la bandeja se desplazara debido a la fuerza de empuje, generando así la respectiva lectura. El sistema de anclaje está constituido por la bandeja deslizante y un par de barras ajustables las cuales van amarradas a la bandeja por medio de un collarín el cual permite modificar el tamaño de las barras de acuerdo al paramotor a probar.

La estructura está fabricada en perfil en “C” brindándole la rigidez necesaria al banco.

Figura 9. Alternativa #2 Banco de Pruebas

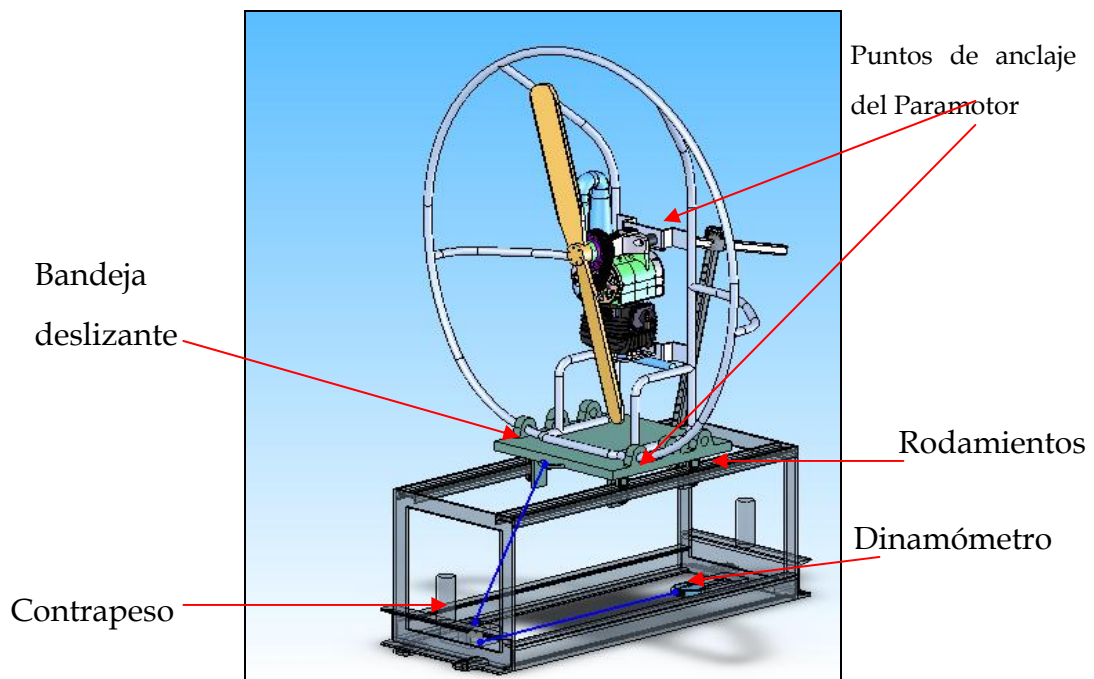


Figura 10. Vista Lateral de la alternativa 2

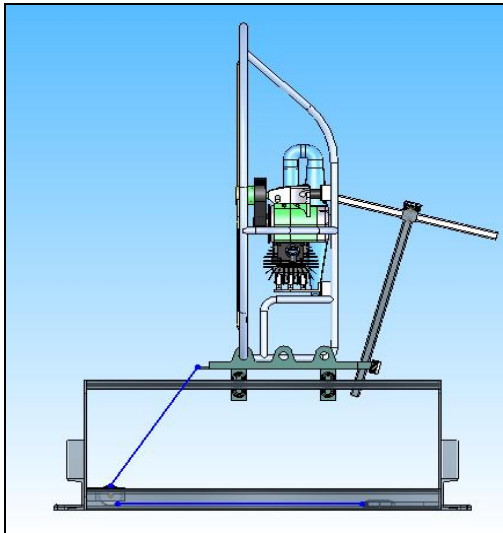
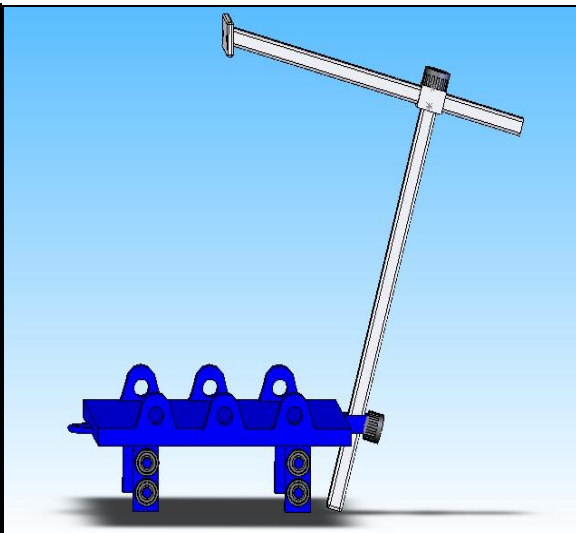


Figura 11. Bandeja deslizante



Ventajas:

- Desarmable
- Económico
- Fácil construcción
- Transportable
- Ajustable al paramotor a probar
- No hay necesidad de preparar previamente el paramotor a probar, es decir, no se tiene que desamblar del chasis.

Desventajas:

- Falta de rigidez
- Perdida de precisión en medición por la fricción de rodamientos y polea.
- Diseño acoplado solo para paramotores

- Es necesario colocarle contrapesos para evitar volcadura y darle estabilidad al banco
- La medición de la fuerza de empuje no es colineal con el eje de giro.

2.1.2 Alternativa 3. Esta alternativa basa su sistema de deslizamiento en un par de pillow blocks. Los cuales son el sistema de guiado lineal que evita al máximo la pérdida de fuerza de empuje por fricción.

El motor va montado sobre la bandeja deslizante, la cual tiene en la parte inferior los pillow blocks*, que se deslizaran sobre un par de ejes paralelos, que estarán sujetos a la estructura por medio de un par de bridas.

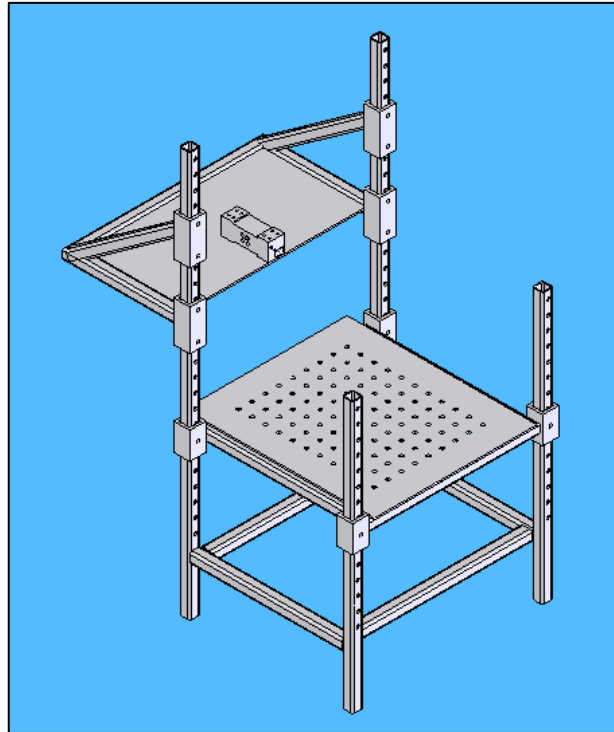
El sistema de medición se basa en una celda de carga a compresión, la cual va colineal al eje de giro de la hélice (quedando de esta manera colineal con la fuerza de empuje generada).

Para lograr la colinealidad de la celda de carga con el paramotor respectivo, la celda se acoplara sobre una bandeja ajustable verticalmente por medio de collarines.

La estructura será fabricada con perfil cuadrado. El tamaño de la misma se ajusta al equipo a probar, variando la altura de la bandeja deslizante por medio de collarines, los cuales se amaran a la estructura por medio de uniones desmontables.

* Pillow blocks : Rodamiento de de bolas internas recirculantes utilizados en el sistema de guiado lineal

Figura 12. Vista Trimétrica de la alternativa 3.



Ventajas:

- Fácil adaptación al tamaño del equipo motriz a probar
- Diseño sencillo
- Desarmable.
- Fácil fabricación.
- Económico.

Desventajas:

- No es estéticamente agradable.
- No posee un sistema de anclaje para los motores
- Falta rigidez a la estructura.

2.1.3 Alternativa 4. Esta opción presenta la versatilidad de una estructura adicional en la cual servirá de apoyo para el muestreo de datos mediante un autómata programable además de medición de consumo de combustible. (Debido a costos, no se cubre en el presente proyecto).

Posee además, los mismos componentes que las alternativas anteriores (Alternativa 1, Alternativa 3), como la bandeja deslizante, los pillow blocks y un par de bridas que le brindan soporte.

La estructura que sostiene la bandeja deslizante está hecha en perfil cuadrado la cual encaja con la estructura adicional, permitiendo el deslizamiento por medio de cuatro guías y tres ruedas, que permiten ajustar a la profundidad deseada la estructura.

En cuanto a la medición de la fuerza de empuje se realizara por medio de una celda de carga a compresión.

Figura 13. Estructura adicional

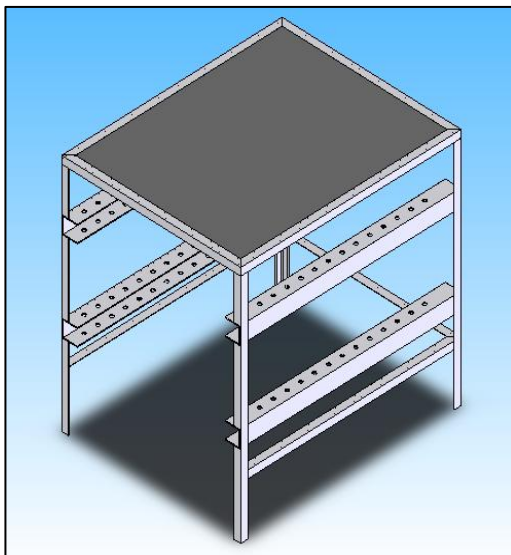


Figura 14. Base de la bandeja deslizante

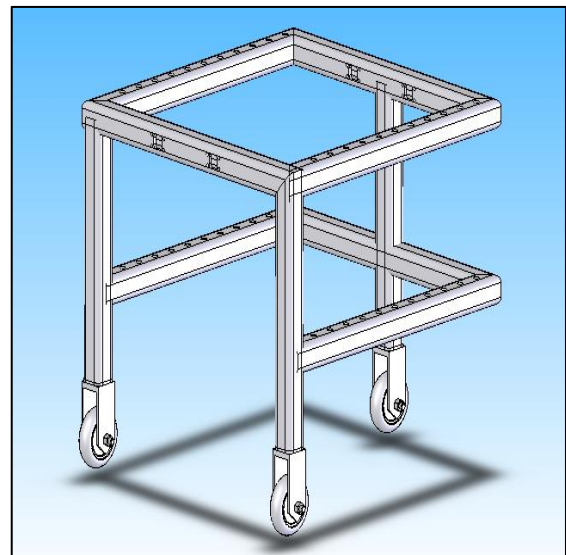


Figura 15. Sistema de deslizamiento.

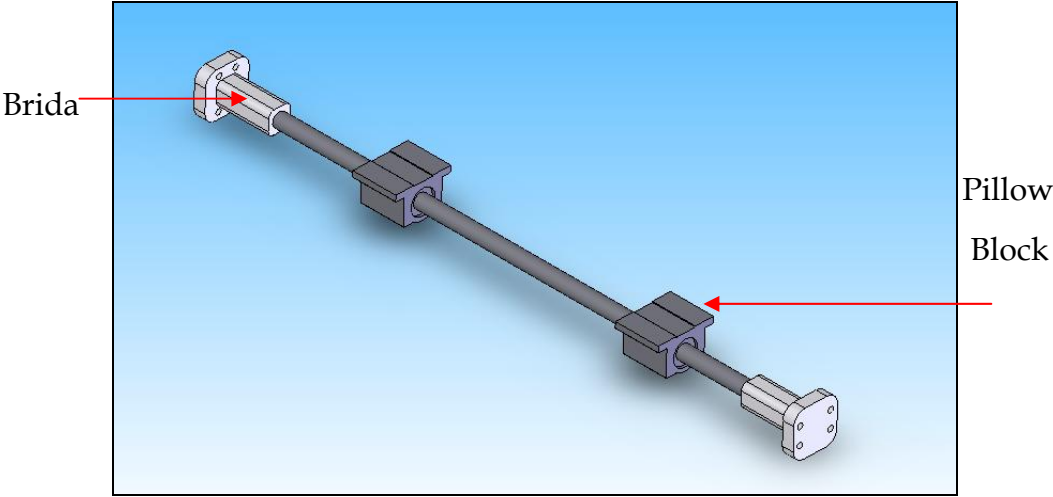


Figura 16. Banco alternativa 4 Ensamblado.

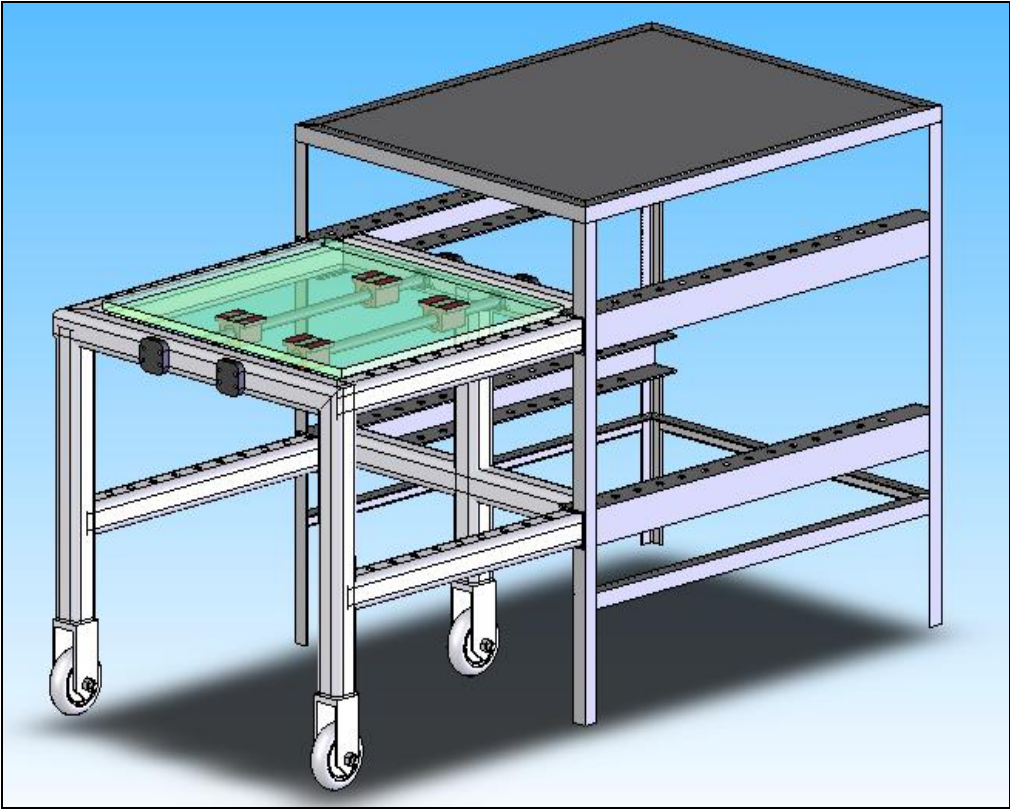
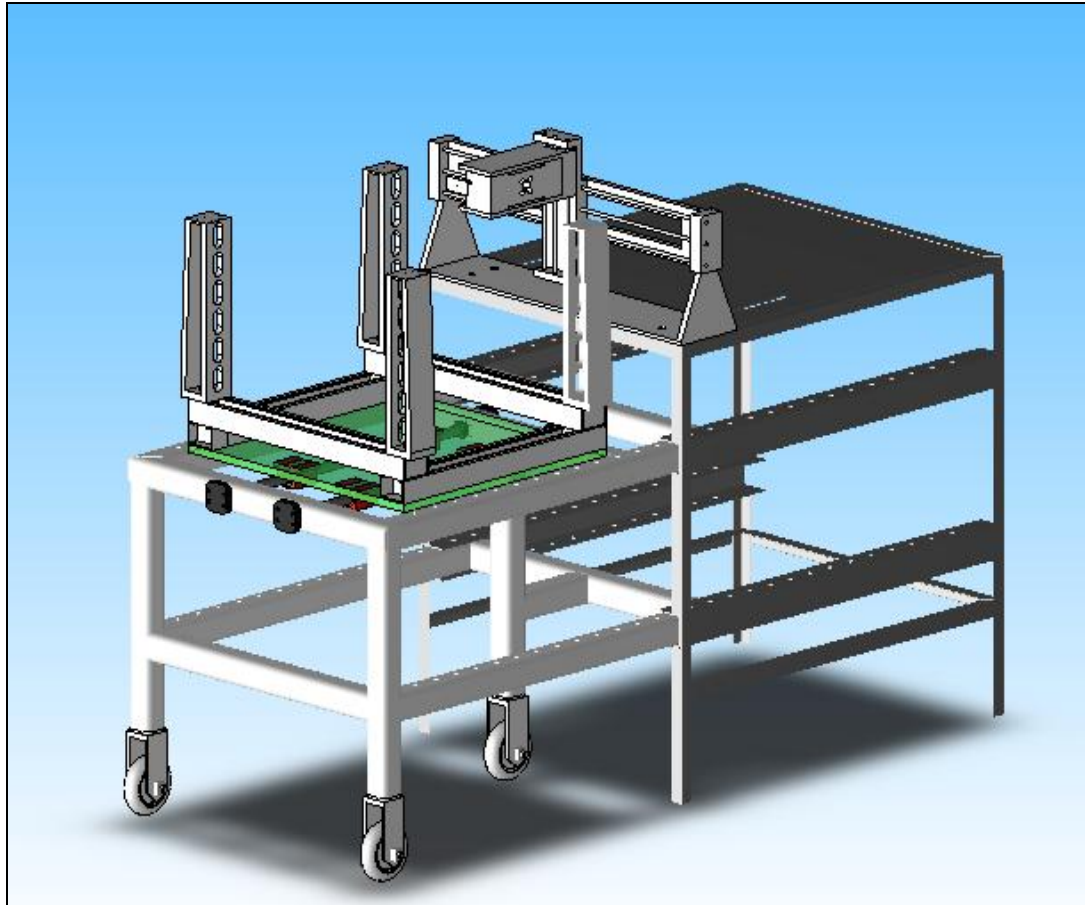


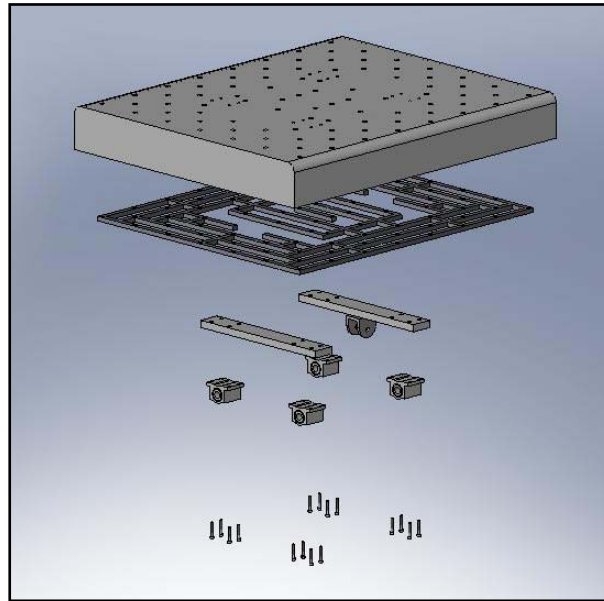
Figura 17 .Banco con sistema de Sujeción.



2.1.4 Propuesta 5. Esta opción es una fusión de los anteriores diseños. Se compone de los siguientes conjuntos.

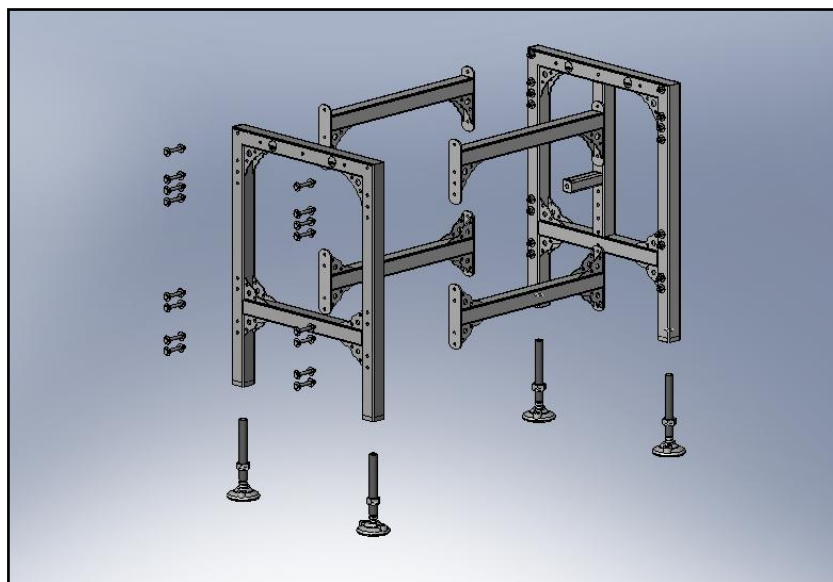
Bandeja. Es un elemento importante dentro del conjunto gracias a que posee una matriz de agujeros que brinda la posibilidad de anclar los motores al banco, debido a que posee una estructura solidaria en perfil cuadrado. Esta estructura esta perforada y roscada actuando como tuercas y brindando la facilidad de atornillar cualquier elemento adicional como por ejemplo soportes para los motores (Ver plano 001 03 000 00)

Figura 18. Explosión bandeja deslizante.



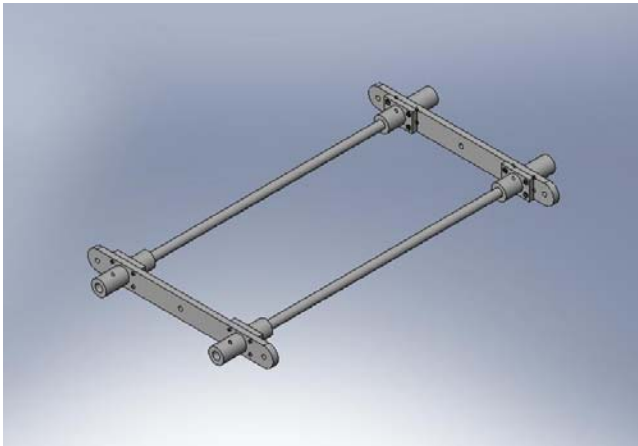
Estructura Principal. Su principal característica es la rigidez esto se debe a que se fabricara en perfil cuadrado de 2" x 2" calibre 14 que le brinda esta cualidad además posee facilidad de desarme y posibilidad de anclaje al piso (Ver plano 001 02 000 00).

Figura 19. Explosión estructura Principal.



Sistema de Alineación. El sistema de Alineación está compuesto por el conjunto de ejes, bridas y platinas. Para mantener el paralelismo las platinas poseen agujeros que son colineales con la estructura principal y con las bridas garantizando que ejes de deslizamiento mantengan el paralelismo (Ver plano 001 01 000 00).

Figura 20. Sistema de Deslizamiento.



Sistema de Medición. La medición de la fuerza de empuje sigue contando con la presencia de la celda de carga como elemento sensor, pero para esta alternativa se utiliza una celda de carga a tensión.

Este sistema deberá tener unos rangos de operación según el equipo motriz a evaluar. Para los paramotores este rango va de 0 a 100 Kg. y en los motores de ultralivianos va desde 0 hasta 250 kg. Estos rangos son tomados gracias a la información de fabricantes.

Debido a los diferentes rangos de empuje y el amplio margen entre un paramotor y un Ultraliviano para poder cubrir estos rangos con una sola celda se decide utilizar un sistema amplificador de fuerza materializándose en forma de sistema de palanca el cual está compuesto por dos pivotes dos collarines y una rotula.

Figura 21. Sistema de Medición.

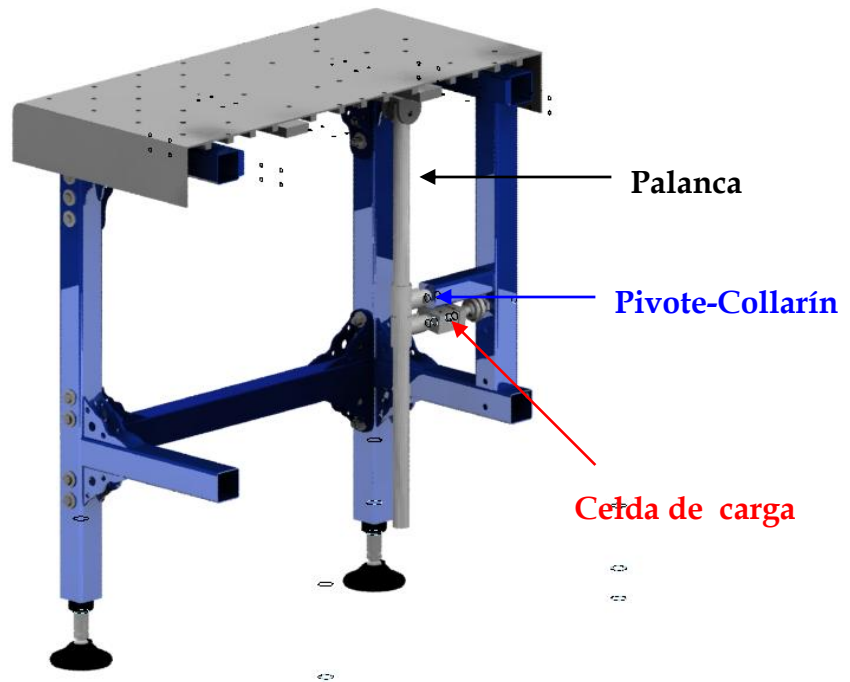
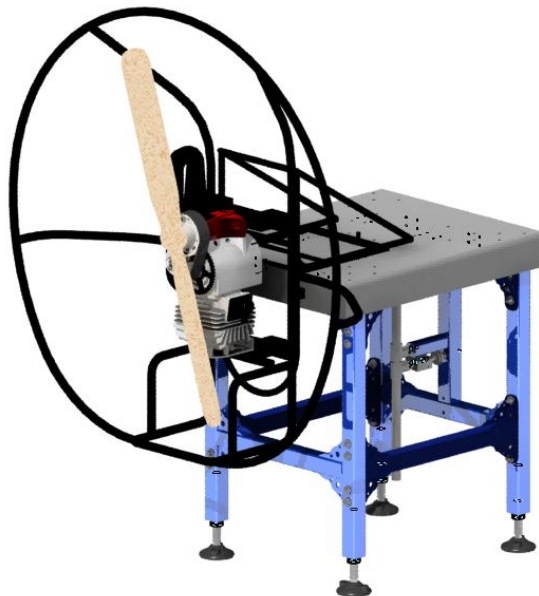
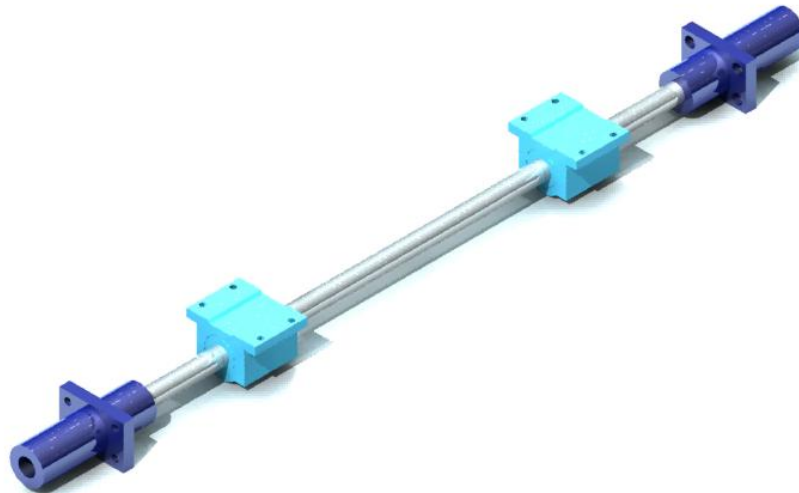


Figura 22. Banco de pruebas fuerza de empuje alternativa 5.



2.1.5 Sistema de Guiado Lineal. Este sistema está compuesto por un par de rodamientos de bolas internas (Pillows Blocks), un eje calibrado y conjunto de bridas las cuales se anclan a la estructura principal por medio de uniones apernadas, las cuales brindan el soporte necesario para el anclaje del equipo motriz a evaluar. Este conjunto permite el libre desplazamiento del motor en la misma dirección de la fuerza de empuje sin ninguna restricción ni perdida de la medida de la fuerza de empuje debido a que los rodamientos evitan al máximo la fricción producida por el desplazamiento.

Figura 23. Sistema de guiado lineal



2.2 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA

Después de haber analizado las propuestas anteriores, se determino que la mejor opción es la propuesta número cinco, por su sencillez y facilidad en el diseño y fabricación. Este diseño se adapta a cualquier tipo de elemento motriz, tanto de paramotor, como de motor de ultraliviano ya que la bandeja deslizante posee una matriz de agujeros al cual se puede adecuar cualquier tipo de soporte para anclaje del motor.

Por su misma disposición se puede hacer pruebas de un mismo equipo motriz con diferentes tipos de hélices con el fin de encontrar la sintonía adecuada entre motor hélice y la variación de la fuerza de empuje además sus pies niveladores le brinda la característica de un mayor y mejor posicionamiento en cuanto a altura.

El sistema de sujeción retoma la propuesta de la alternativa 1 es el más óptimo debido a su adaptabilidad a los puntos de acople en la bandeja ya que los motores a probar no presenta las mismas coordenadas espaciales en sus puntos anclajes además al generar los diferentes tipos de soportes garantizamos que la ubicación del motor sea en una línea central del banco de pruebas y por lo tanto la colinealidad con el sistema de medición, además, de evitar momentos innecesarios que generan inestabilidad.

Figura 24. Sistema de Sujeción paramotor

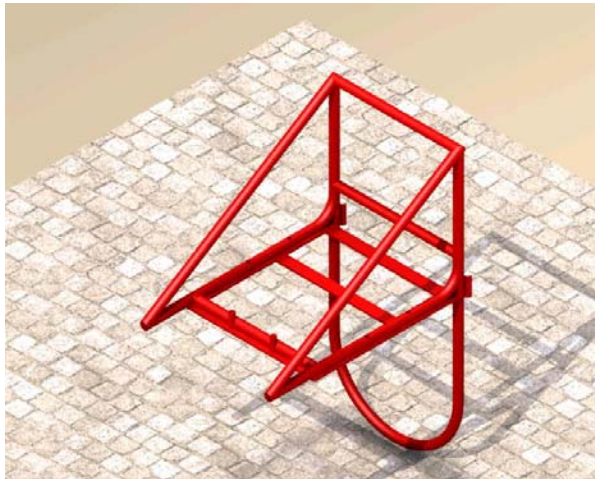
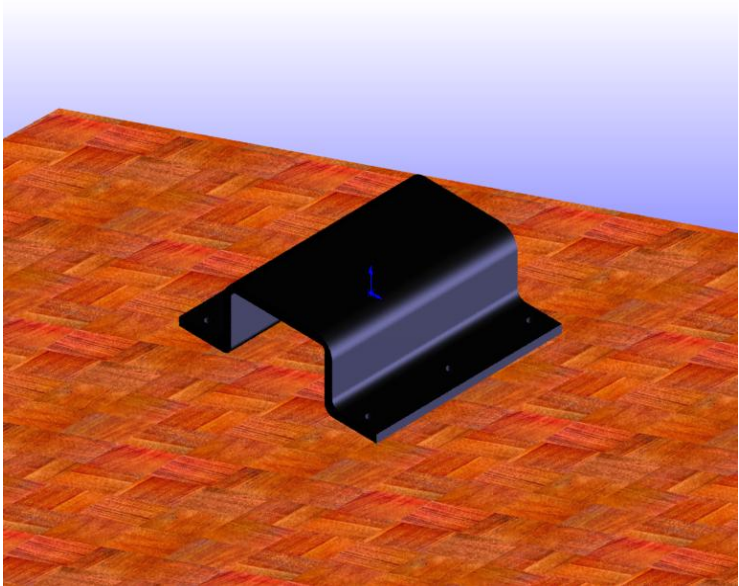


Figura 25. Sistema de Sujeción Ultraliviano Rotax 532



3. GENERALIDADES

3.1 HISTORIA DEL PARAMOTOR

El paramotor es una modalidad de vuelo que nace a finales de la década de los 80. Se adaptó un pequeño motor a la silla de un piloto de parapente, de forma que una hélice pudiera propulsar al piloto con el suficiente empuje para hacerle despegar y ganar altura. Las escasas prestaciones de los parapentes de aquellos años y la posibilidad de despegar de cualquier terreno llano hicieron que muchos parapentistas se interesaran por la utilización de este nuevo sistema de vuelo.

En 1988 despegó el primer paramotor, claro está, con bastantes diferencias sobre los actuales. Los primeros paramotores eran demasiado pesados, su manejo en el suelo era muy laborioso y sólo apto para espaldas realmente duras o voluntades a toda prueba. A principios de los 90 se incorporaron las primeras mejoras. Un motor, el Solo de 210 c.c., se impuso como referencia por su relación peso/potencia. Se trataba de un motor de maquinaria agrícola muy resistente y sin grandes necesidades de mantenimiento.

Durante toda esa década se incorporan mejoras considerables. Los parapentes evolucionan hacia un mayor rendimiento y facilidad en su manejo. Se crea un sistema aceptable de arranque eléctrico, la estructura se hace de materiales más ligeros pero sin dejar de ser resistentes (fibra de carbono, titanio). Y lo más importante, por fin aparecen los primeros motores concebidos para ser usados específicamente como propulsión auxiliar de parapente, con menor peso, menor complejidad técnica y potencia similar al Solo. Así nace el paramotor como forma de vuelo asequible a todos los públicos.

Actualmente el paramotor es la aeronave más simple y económica que existe, además de ser absolutamente segura cuando se accede a través de un aprendizaje riguroso dirigido por profesionales con la mayor experiencia.

3.2 DEFINICIONES

3.2.1 Parapente. El parapente es un planeador ultraligero flexible. Planeador porque para volar no necesita un motor como los aviones, ultraligero porque pesa menos que el piloto, y flexible porque está fabricado con telas que no forman ninguna estructura rígida. De un montón de tela metida en una mochila se transforma después de unos minutos de preparación en un "ala". Su vuelo obedece a las fuerzas "aerodinámicas" que son la consecuencia del movimiento del parapente en el aire. Este desplazamiento provoca una corriente de aire que denominamos "viento relativo" y que es el principio de todas las fuerzas "aerodinámicas".

Figura 26. Parapente



Fuente: www.wikipedia.com

3.2.2 Paramotor. El Paramotor es la aeronave con motor más simple y fácil de pilotar que existe.

La palabra que define esta actividad deportiva se crea de la simplificación de la frase “Parapente con Motor” y está compuesta por la unión entrelazada de las primeras y últimas letras de dos palabras que denominan dos elementos que son fundamentales para la práctica de este deporte, el Parapente y el Motor Propulsor Auxiliar.

El parapente es un planeador sin estructura rígida primaria, que puede ser transportado, despegado y aterrizado por sistemas a pie o con ruedas, de la que adquiere las letras iniciales “PARA” y del Motor Propulsor Auxiliar que está incorporado al arnés de vuelo del piloto, que le permite despegar acelerando el mismo, desde un terreno llano con una trayectoria ascendente, adquiere las letras finales “MOTOR” y que unidas forman la palabra “Paramotor”, que define y da nombre a esta nueva modalidad deportiva. Para despegar le sirve cualquier campo o terreno despejado.

El paramotor vuela despacio, permite sentir el aire en la cara y en el cuerpo y el piloto goza de una gran visibilidad.

Es en definitiva un avión que cabe en el maletero del coche y que se puede guardar en casa.

(Ver figura 27).

Figura 27. Paramotor



Fuente: www.Airfer.com

3.3 ULTRALIVIANO²

3.3.1 Categorías de ULV

Clase 1 Paramotor. Aeronave sostenida por una vela suave no estructurada de tipo parapente propulsada por un motor

Figura 28. Paramotor



Fuente: www.airfer.com

² Clasificación tomada del reglamento de Ultralivianismo Federación nacional de deportes aéreos (FEDEAEREOS)

Clase 2 Planeador. Aeronave no propulsada Multi-eje de alas largas de vuelo a vela o planeo que aprovecha las térmicas o corrientes ascendentes para subir.

Figura 29. Planeador



Fuente: www.wikipedia.com

Clase 3 Pendular. Aeronave sostenida por un ala rígida estructurada, bajo la cual se halla colgado un carro motorizado.

Figura 30. TRIKE



Fuente: www.wikipedia.com

Clase 4 Multi-eje. Aeronave motorizada caracterizada por tener su ala y cuerpo o casco integrado en una estructura fija.

Figura 31. Avión Ultraligero Ala alta



Fuente: www.airfer.com

Clase 5 Autogiro. Aeronave cuyo plano rotatorio permite su sustentación y cuya carga retórica máxima está comprendida entre 4.5 12 Kg. por M2 metro cuadrado.

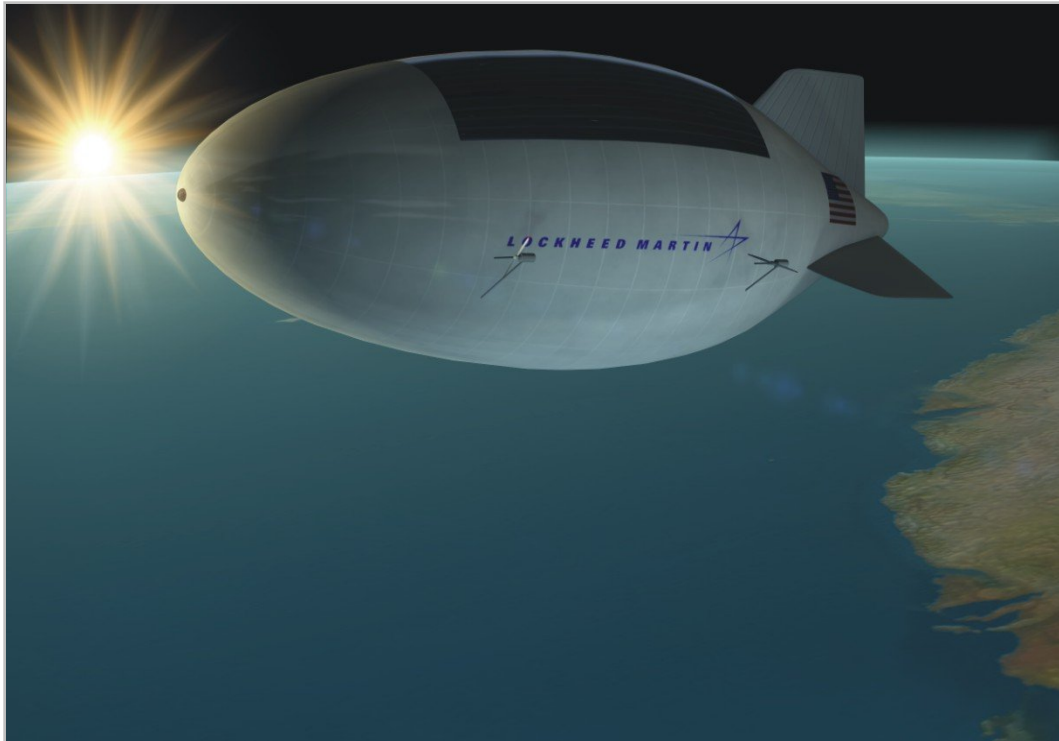
Figura 32. Autogiro



Fuente: usuarios.lycos.es/autogiros/despues.htm

Clase 6 Dirigible o Aerostático. Aeronave donde el volumen del casco de helio es igual o inferior a 900 M^3 . El volumen del casco de aire caliente es inferior o igual a 2000 M^3 .

Figura 33. Dirigible



Fuente: www.dirizabl.co.yu/eng/dirigible.htm.

3.3.2 Clasificación y peso

Ultraliviano de una sola plaza. Si no es propulsado peso vacío de menos de 70 Kg. (155 lb.).

Propulsado peso Vacío máximo de operación (PBM) DE 285 Kg. (628LB) excluyendo flotadores y dispositivos de seguridad para ser usados en caso de emergencia.

Ultraliviano de dos plazas. No propulsado peso vacío de 85 Kg. (187 Lb.) Propulsado PBM. De operación de 500 Kg. (1.100Lb) Excluyendo flotadores y dispositivos de seguridad para ser empleados en caso de emergencia.

Se define como Ultraliviano: Determinada Aeronave que estén entre las especificaciones de un ultraliviano.

3.4 PRINCIPALES FABRICANTES DE PARAMOTORES



La marca fundada por el gallego Fernando Ortigueira pasó a la dirección de Lorenzo Alarcón hace un par de años, con el desafío de consolidar una buena posición en el mercado e imprimir un sello propio a sus motores. Actualmente Airfer equipa sus modelos con los motores Walkerjet WR 120 y WR200 (de fabricación checa) así como los R80 de HE y los Black Devil. Realiza la mayor parte de su producción en talleres propios en Ciudad Real.



Esta fábrica checa trae una original propuesta de paramotor, el Mantis, con geometría variable para volar en posición tumbado y ofrecer así menor resistencia además de un pilotaje activo con el cuerpo (similar al del vuelo libre). La marca está muy ligada a la aviación y producen varios productos, ¡incluyendo helicópteros!



Back Bone Backbone (FRANCIA)

Marca francesa que lleva más de una década haciendo paramotores con motores ligeros fabricados por la italiana Ros Motor especialmente para el parapente propulsado.



Clemente (ESPAÑA)

Desde Sevilla, Clemente se ha hecho un lugar en el mercado español con acabados de calidad y detalles cuidados en sus paramotores. Destaca además por sus modelos “ligeros” equipados con el fiable motor Raket, aunque su gama se completa con modelos más pesados que equipan el Snap 100 y el Simonini Mini 4.



PARAMOTORES H-E (ESPAÑA)

La marca madrileña lleva ya un tiempo produciendo paramotores y motores propios con características similares al popular TOP 80 y uno más potente de 120cc. Sus motores están siendo utilizados por otras marcas de paramotores y sus modelos se venden a un precio bastante competitivo.



PAP (ESPAÑA)

La dupla Pierre Aubert – David Bretones sigue ocupando un lugar de preeminencia en el mundo del paramotor gracias a la alta calidad de sus

modelos y a un buen equipo de pilotos que están en los primeros puestos de los más importantes campeonatos internacionales. Continúan equipando el Top 80 pero sus nuevas “estrellas” son el Ros 100 y el 125.




Uptimal (EE.UU.)

Único fabricante que viene del otro lado del océano, su propuesta es un especial modelo equipado con motor Snap 100, con el depósito de combustible integrado en el chasis para una mejor protección de la gasolina en caso de impacto y mayor comodidad de movimientos sobre la espalda, además de un acelerador cilíndrico que se presiona con el pulgar.

3.4.1 Motores utilizados en paramotores









Cuadro 1. Marca de motores de paramotores.








Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
Solo 210	210	12.5/7000	2.45/6000	9.4
 M 21 Y	170	20-25/7200	-	10
Top 80	80	11kw/9400	-	12
 F36	210	15/600-22/6000	10.5/5000	9.4

Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
Vitorazzi	100	18	-	9
Walter jet	130-200	22-27	-	12
HE R-80	80	16 /9400	12.16 Kg.-m	12
HE R-120	120	20 /9700	15.2 Kg.-m	13
Black- Devil	172	25HP /7200		
Snap 100	100	17 /9400	14 /8800	12
Comer K-100	100	14 /8500	-	12
DK-472	198	18 /6000	-	10
 SIMONINI - AEROSHOP http://www.aeroshop.aero	180	24 HP/6800	2.48 Kg-m	14

Motores de Ultralivianos. Según la Reglamentación Aeronáutica Civil de Colombia, la potencia del motor de un ultraliviano en cualquiera de sus categorías no puede sobrepasar los 130 HP.




Cuadro 2. Marca de motores de Ultraliviano.

Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
 -503	496.7	49.6/6500	55/6000	
 582	580.7	64.4HP/6500	75/6000	54.2
 912UL	1211.2	80/5800	103/4800	60
 912ULS	1352	100HP/5800	128/5100	61
 914	1211.2	115HP/5800	123/5100	64
	972	64HP/4200		45
	680	60HP/5800	70/5000	55
	2200	80HP/3300	-	60




Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
	2500	80HP/3300	196	48
 NEEDLEY ENGINES	1660	52HP/2750	145/2550	50
NISSAN	1250	74HP/4950	-	65
 <small>Geo Metro / Subaru / Auto Engines Conversions</small> 1000ULS/UL	993	58- 62HP/5700	-	60- 68
 <small>Geo Metro / Subaru / Auto Engines Conversions</small> 1000/RS	993	62- 80HP/5700	-	70- 80
 <small>Geo Metro / Subaru / Auto Engines Conversions</small> 1300/SVS	1298	90/5700	-	80
 <small>Geo Metro / Subaru / Auto Engines Conversions</small> 1600/SV	1590	110/5500	-	105
 REALWORLD SOLUTIONS www.rotaryaviation.com/ /LCR407	407	40HP/6500	42/4500	40

Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
 REALWORLD SOLUTIONS www.rotaryaviation.com/ /LCR814	814	80HP/6500	90/4000	51
 Sadler COMPANY BUY - SELL - TRADE	1721	65HP/3300	113.4/3300	60
 SAUER MOTOREN GmbH /1800-2000/UL	1745-2135	60- 82HP/3000	-	61- 65
 SAUER MOTOREN GmbH 2500-2700/UL	2481-2660	92- 105HP/3000	-	72- 73
 smart open your mind.	698	80-100HP	110/4750- 130/5300	57
 TAKE OFF GmbH www.takeoff-ul.de/index.html R1.1/RS	1085	90HP/7200	95/5500	64
 TAKE OFF GmbH www.takeoff-ul.de/index.html R1.15/RS	1130	95HP/7250	100/5500	63

Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
 TAKE OFF GmbH www.takeoff-ul.de/index.html R1.1/S	1085	98HP/7500	97/5750	61
 UL POWER www.ulpower.com/	2592	95HP/3300	227/3600	72.3
 VERNER ENGINES IPAR Aviación http://www.iparaviacion.com/	1393	80/5000	129/3500	-
	626	63HP/6250	84/5200	38
 DIESEL AIR Ltd. http://www.dair.co.uk/	1810	100HP/2500	-	92.7
 HCI AVIATION www.hciaviation.com/ - BMW/R80	2950	75HP/2150	-	61
 HCI AVIATION www.hciaviation.com/ -BMW/220	3600	123HP/2500	-	80

Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
 HEXATRON HEXATRON ENGINEERING CO U.R.L.	800	60HP/5750	-	44
 LIMBACH Flugmotoren LIMBACH Flugmotoren www.limflug.de/framede.htm /L275	274	20HP/7200	-	7.2
 LIMBACH Flugmotoren LIMBACH Flugmotoren www.limflug.de/framede.htm /L550	548	50HP/7500	-	16
<u>RAD-CAM</u> RAD-CAM http://www.rad-cam.com/ /R8600	600	60HP/3000	-	33
 Rotec ENGINEERING ROTEC ENGINEERING www.rotectradialengines.com/ /R2800	2800	110HP/3700	-	102
 FRANKLIN http://franklinengines.com/	3850	125HP/2800	-	103
 SABRE <u>U.R.L.</u> /F5	2500	100HP/3200	-	76

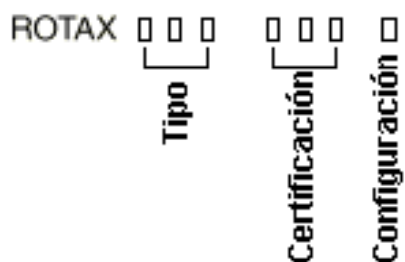
Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
 SUB-4 http://www.sub4.co.nz/	1781	115HP	-	92
 WANKEL AIRCRAFT ENGINE www.wankel-rotary.com/	407	37HP/6000	42/4500	34
 WILKSCH AIRMOTIVE http://www.wilksch.com/		100HP/2750	275/2575	127
 FIREWALL FORWARD http://www.firewall.ca/ /CAM100	1488	100HP	-	103
 FIREWALL FORWARD http://www.firewall.ca/ /CAM125	1590	125HP	-	112.8
 ZOCHE AERODIESEL http://www.zoche.de/	260	70HP/2500	-	55
 ZENOAH ENGINES U.R.L. /G25	242	22HP/6600	-	25

Marca/Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-m/RPM)	Peso (Kg.)
 ZENOAH ENGINES U.R.L. /G50	484	45HP/5800	-	24
 B2 / NSI SUZUKI http://www.b2engines.com/	1300	110HP/5800	150/4000	100
 ULTRAVAIR www.ultravair.com/	894	35HP/3500	-	40

A continuación se mostrara un ejemplo de la descripción de los modelos de motores de aviación donde se explicara como son designados, tomando como modelo el motor Rotax:

Descripción de modelos:

Ejemplo: **ROTAX 912 A 2**



Modelo: 912..... 4-cilindros horizontales opuestos.

Certificación:

A..... certificado para JAR³ 22 (TW 8/89)

F, S..... certificado para FAR⁴ 33 (TW9 - ACG)

UL, ULS. Motor de aviación no certificado.

Configuración:

1. Eje de la hélice preparado para hélice de paso fijo, P.C.D.

100 mm.

2....., Eje para hélice de paso fijo, P.C.D. 75 mm, P.C.D. 80 mm y 4" P.C.D.

3....., Eje para hélice de velocidad constante P.C.D. 75 mm, P.C.D. 80 mm, P.C.D. 4" y gobernador hidráulico para velocidad constante.

4..... Eje para hélice de paso fijo P.C.D. 75 mm, P.C.D. 80 mm, P.C.D. 4" y

Preparado para la instalación de un gobernador hidráulico para velocidad constante.

Observando los datos tomados de los cuadros 1,2 de los respectivos constructores de motores tanto de paramotores como de ultraliviano se puede concluir casi ninguno de estos fabricantes entregan valores de fuerza de empuje de sus unidades motrices siendo una variable que contiene un alto valor de información como ya se demostró en los capítulos anteriores por eso mismo este trabajo de grado se da a la tarea de desarrollar un mecanismo que nos permita recopilar información acerca de la fuerza de empuje de los principales motores de paramotor y ultralivianos que se encuentran en nuestro medio.

³ JAR (Requisitos conjuntos de aviación). Licencia que le permite volar en Europa.

⁴ FAR (Reglamentación federal de aviación)

Debido a que en el mundo se cuenta con un gran número de constructores de ultralivianos se ha optado por omitirlos y darle mayor importancia a los motores ya que son los que desempeñan el papel más importante en este proyecto.

4. DISEÑO PRELIMINAR

4.1 CALCULO DE LA FUERZA DE EMPUJE

La determinación de la fuerza de empuje esta basada del libro de notas técnicas del comité consultivo nacional para la aeronáutica de U.S. No. 235 (PROPELLER DESIGN OF THE BLADE ELEMENT THEORY By Fred E. Weick Langley Memorial Aeronautical Laboratory). **(Ver anexo B)**.

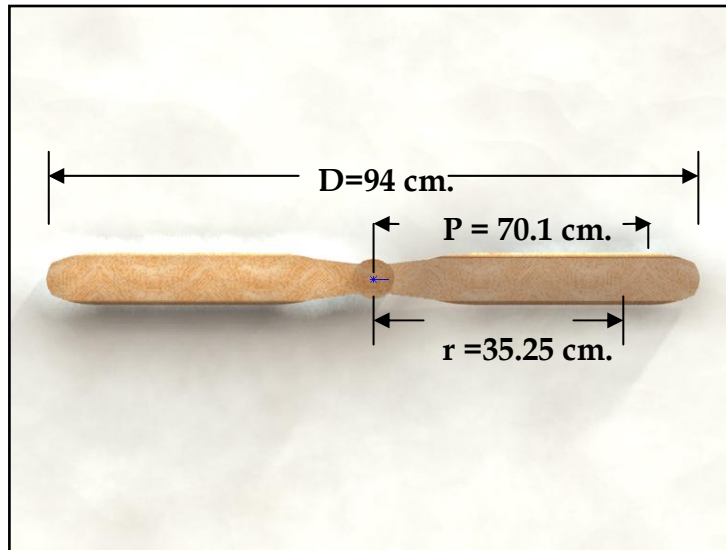
Las características geométricas se determinaron en base a la hélice del paramotor al cual se le llevaran a cabo las pruebas dinámicas de fuerza de empuje con el fin de tener un patrón de comparación entre lo medido y lo teórico.

Las características técnicas como la velocidad de vuelo y la velocidad de giro de la hélice se seleccionaron del equipo motriz a probar para este caso se recurrió a la tesis de grado **“Sistema Motriz de un Paramotor Diseño y Construcción de un prototipo”** ya que es el motor al cual se le llevaran a cabo las pruebas.

El motor tiene las siguientes características técnicas velocidad de giro de la hélice 2800 RPM y una velocidad de vuelo de 60 Km. /h.

Se recomienda Leer el **anexo A** sección para un mejor entendimiento de la simbología mostrada a continuación:

Figura 34a. Dimensiones de una hélice



Datos:

$V=60 \text{ Km. /h} = 54.6 \text{ ft/s.}$

$D= 94 \text{ cm.} = 3.08 \text{ ft.}$

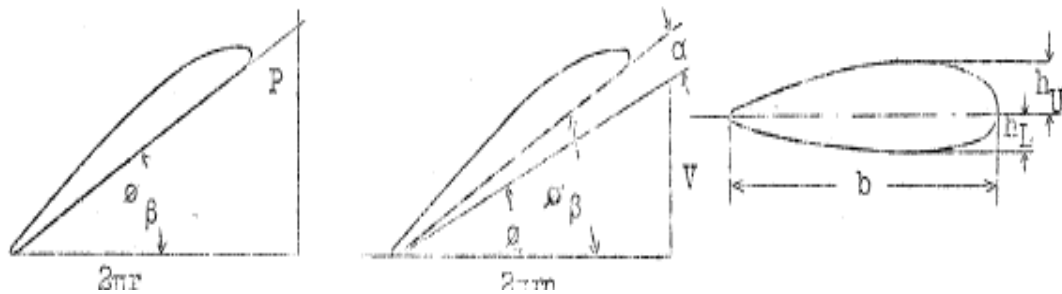
$P= 70.1 \text{ cm.} = 2.3 \text{ ft.}$

$r= 94 \text{ cm} * 0.75 = 35.25 \text{ cm.}$
 $= 1.156 \text{ ft.}$

$h_u= 12 \text{ mm} = 0.0393 \text{ ft.}$

$h_l = 3 \text{ mm.} = 0.00984 \text{ ft.}$

Figura 34b. Perfil Alar



$b=100 \text{ mm.} = 0.328 \text{ ft.}$

$N= 2800 \text{ rpm}$

$n= 46.6 \text{ rps.}$

Para la sección al 75 por ciento del radio de una aspa el ancho $b = 0.328$ ft y

la curvatura $hu=0.0393$ ft. $\circ \frac{hu}{b} = 0.12$

$$\tan \phi_B = \frac{P}{2 * \pi * r} \rightarrow \text{ecuacion....1}$$

$$\tan \phi_B = \frac{2.3 \text{ ft.}}{2 * \pi * 1.156}$$

$$\phi_B = 17.5^\circ$$

$$\tan \phi = \frac{V}{2 * \pi * r * n} \rightarrow \text{ecuacion....2}$$

$$\tan \phi = \frac{54.6 \text{ ft} / \text{s}}{2 * \pi * 1.156 \text{ ft} * 46.6 \text{ rps}}$$

$$\phi = 9.16^\circ$$

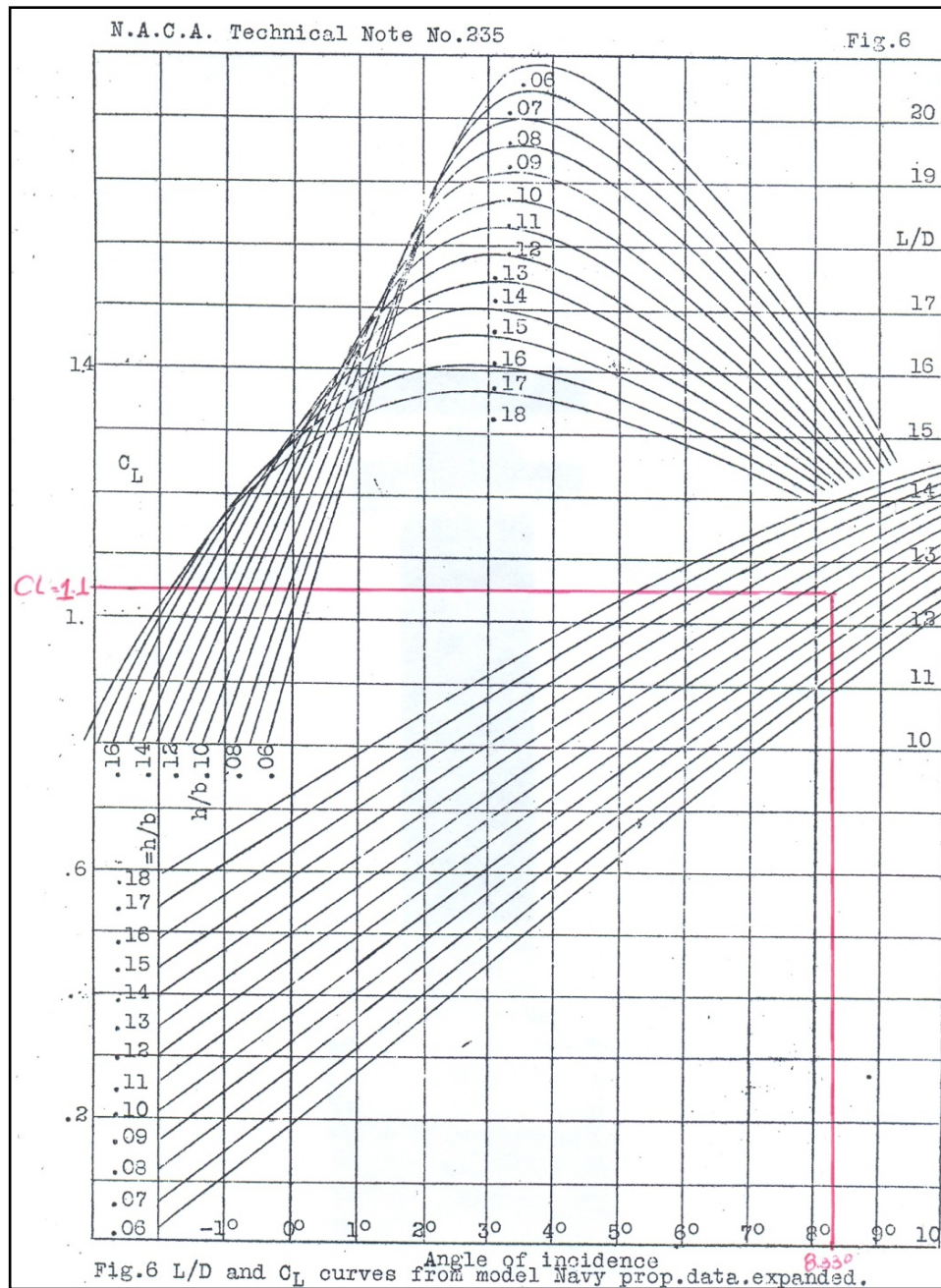
Calculando el ángulo del aspa ϕ_B y el ángulo al cual la trayectoria de las aspas se hace perpendicular con el plano del eje de la hélice ϕ nos sirve para calcular el ángulo de ataque aparente de la sección α

$$\alpha = \phi_B - \phi \rightarrow \text{ecuacion....3}$$

$$\alpha = 17.5 - 9.16 = 8.33^\circ$$

Con la relación $\frac{hu}{b} = 0.12$ y $\alpha = 9.16^\circ$ entramos a la grafica para hallar el coeficiente absoluto de elevación de la superficie de sustentación al ángulo de ataque α **$C_L = 1.1$**

Figura 35. Curvas L/D y C_L



Fuente: Technical Notes National Advisory Committee for Aeronautics.

La siguiente grafica muestra la corrección de interferencia del aspa para el coeficiente de elevación δC_L . La corrección depende del ángulo ϕ , C_L , el

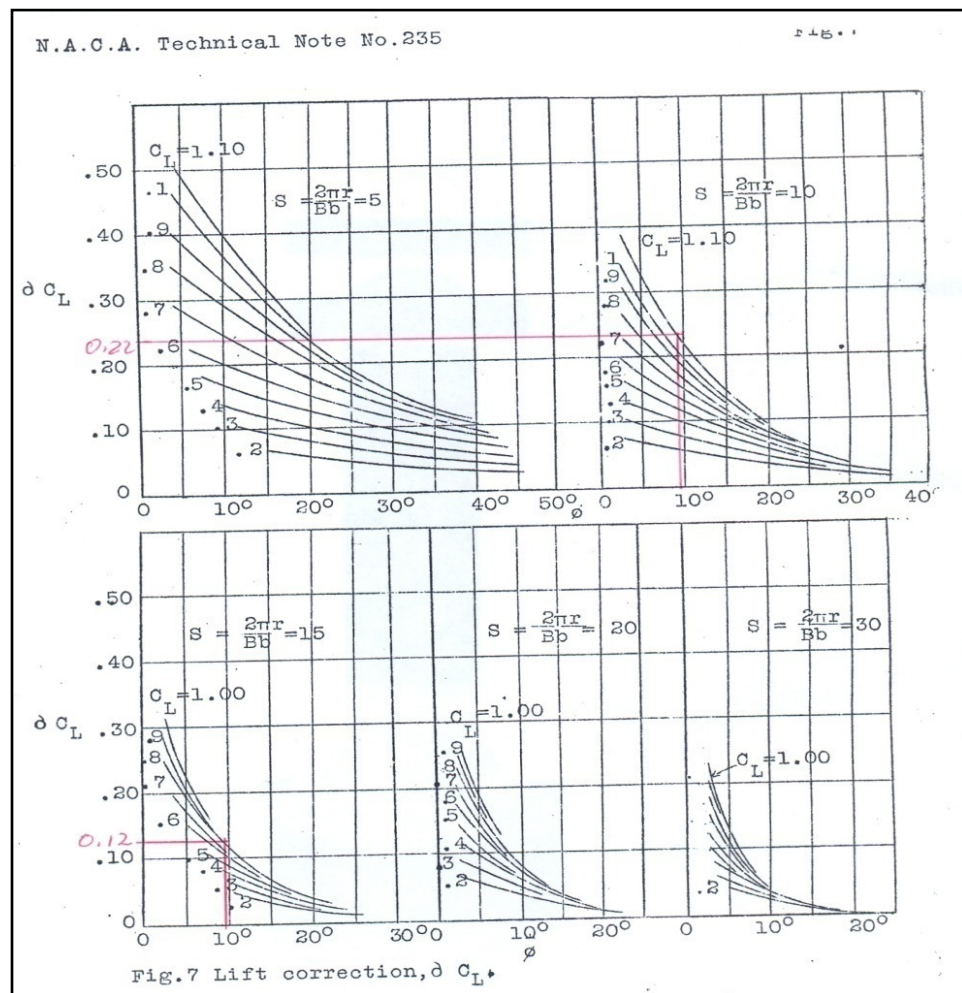
radio r , el ancho del aspa b y el numero de aspas B . estas tres son definidas en forma de un coeficiente llamado S .

$$S = \frac{2 * \pi * r}{b * B} \rightarrow \text{ecuacion...4}$$

$$S = \frac{2 * 1.156 \text{ ft}}{0.328 \text{ ft} * 2} \Rightarrow S = 11.07$$

Con $S=11.07$ y $\phi=9.16^\circ$ y $C_L=1.1$ entramos a la figura 7 y hallamos el δC_L

Figura 36. Corrección de elevación, δC_L .



Fuente: Technical Notes National Advisory Committee for Aeronautics.

Utilizando interpolación lineal, cuando

$$S = 10 \Rightarrow \partial C_L = 0.22 \quad \Rightarrow \quad S = 11.07 \Rightarrow \partial C_L = 0.2$$

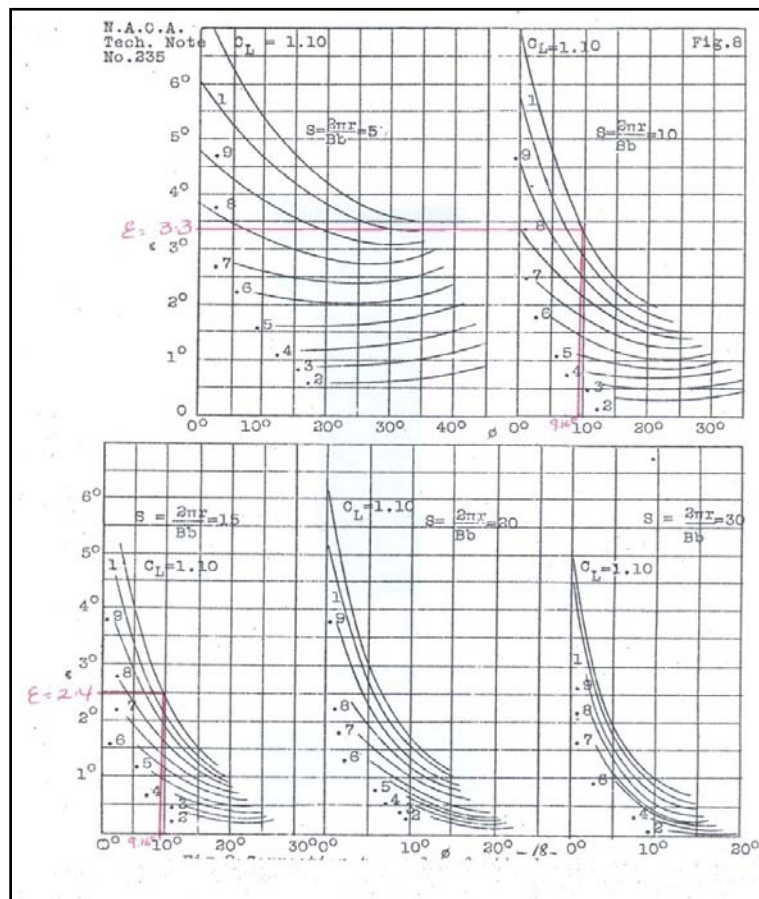
$$S = 15 \Rightarrow \partial C_L = 0.12$$

$$C'_L = C_L - \partial C_L \rightarrow \text{Ecuacion...5}$$

$$C'_L = 0.9$$

De igual manera de la figura 37 la corrección de interferencia ángulo para ataque es conocida como ϵ .

Figura 37. Corrección de elevación, ∂C_L .



Fuente: Technical Notes National Advisory Committee for Aeronautics.

$$S = 10 \Rightarrow \epsilon = 3.3^\circ \quad \Rightarrow \quad S = 11.07 \Rightarrow \epsilon = 3.1^\circ$$

$$S = 15 \Rightarrow \epsilon = 2.4^\circ$$

El ángulo de ataque corregido es:

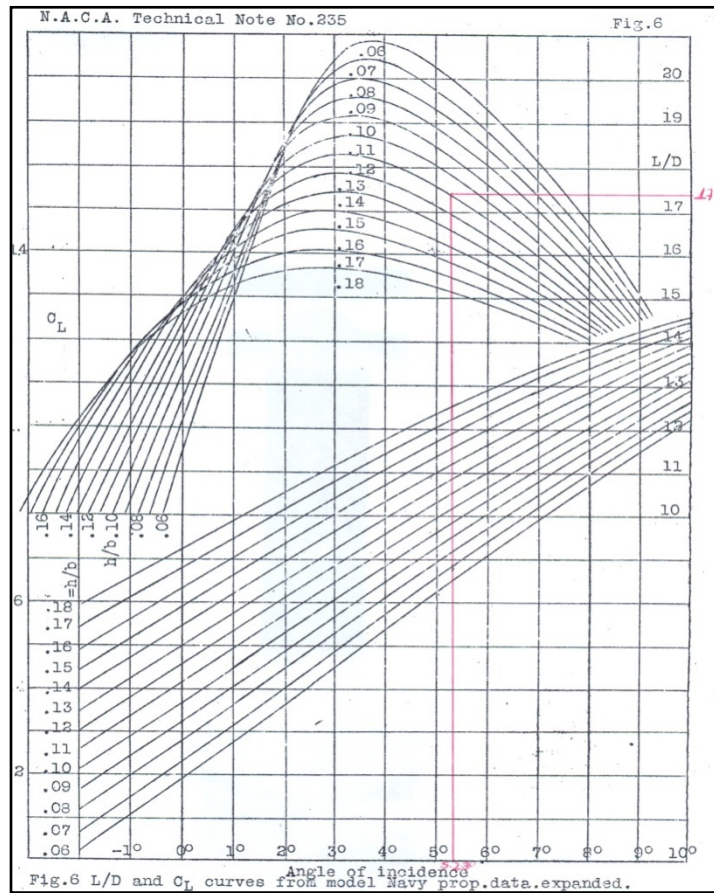
$$\alpha' = \alpha - \varepsilon \rightarrow \text{Ecuacion....6}$$

$$\alpha' = 5.23^\circ$$

De la figura 6 el L/D para una sección estándar de la hélice con $\frac{hu}{b} = 0.12$ a

$\alpha' = 5.23^\circ$ hallamos γ que es el ángulo entre fuerza resultante sobre el aspa y la línea perpendicular a V_r (ver anexo B):

Figura 38. Corrección de elevación, ∂C_L .



Fuente: Technical Notes National Advisory Committee for Aeronautics.

$$\frac{L}{D} = 17.4 \Rightarrow \frac{D}{L} = 0.0574$$

$$\tan \gamma = \frac{D}{L} + \tan \varepsilon \rightarrow \text{ecuacion....7}$$

$$\tan \gamma = 0.0574 + \tan 3.1^\circ$$

$$\gamma = 6.37^\circ$$

$$K_p = C'_L * \frac{b}{D} * \frac{1}{2 * \sin^2 \phi} \rightarrow \text{Ecuacion....8}$$

$$K_p = 0.9 * \frac{0.328 \text{ ft}}{3.08 \text{ ft}} * \frac{1}{2 * \sin^2 (9.16^\circ)}$$

$$K_p = 1.89$$

Con K_p se halla Q_c y T_c coeficientes de torque y empuje respectivamente de cualquier sección de la hélice.

$$Q_c = K_p * \frac{r}{D} * \sin(\phi + \gamma) \rightarrow \text{Ecuacion....9}$$

$$Q_c = \frac{1.89 * 1.156 \text{ ft} * \sin(9.16^\circ + 6.37^\circ)}{3.08 \text{ ft}}$$

$$Q_c = 0.19$$

$$T_c = K_p * \cos(\phi + \gamma) \rightarrow \text{ecuacion....10}$$

$$T_c = 1.89 * \cos(9.16^\circ + 6.37^\circ)$$

$$T_c = 1.82$$

Utilizando el Método corto de una sola sección (**ver anexo B**)

$$\int_0^{\frac{1}{2}} \frac{Q_c d \left(\frac{r}{D} \right)}{Q_c} = 0.272 \rightarrow \text{Ecuacion....11}$$

$$\Rightarrow \int_0^{\frac{1}{2}} Q_c d \left(\frac{r}{D} \right) = Q'_c * 0.272 = 0.19 * 0.272 = 0.05168$$

$$\int_0^{\frac{1}{2}} \frac{T_c d \left(\frac{r}{D} \right)}{T_c} = 0.266 \rightarrow \text{ecuacion....12}$$

$$\Rightarrow \int_0^{\frac{1}{2}} T_c d\left(\frac{r}{D}\right) = 0.266 * T'_c = 0.266 * 1.82 = 0.483$$

Con los valores de los coeficientes hallamos el torque y la fuerza de empuje:

$$Q = \rho * V^2 * D^3 * B * \int_0^{\frac{1}{2}} Q_c d\left(\frac{r}{D}\right) \rightarrow \text{ecuacion....13}$$

$$\Rightarrow 0.00237 * 54.6^2 * 3.08^3 * 2 * 0.05168$$

$$Q = 2133lb - ft \Rightarrow 28.93N - m$$

El valor máximo del torque es Q=28.93 N-m.

$$T = \rho * V^2 * D^2 * B * \int_0^{\frac{1}{2}} T_c d\left(\frac{r}{D}\right) \rightarrow \text{Ecuacion....14}$$

$$\Rightarrow 0.00237 * 54.6^2 * 3.08^2 * 2 * 0.483$$

$$T = 64.74lb \Rightarrow 29.36Kg.$$

El Valor máximo de Fuerza de Empuje es de T=29.36Kg.

Este valor sirve de comparación para la hora de hacer pruebas para determinar la veracidad de lo real con lo teórico.

4.2 REQUERIMIENTOS

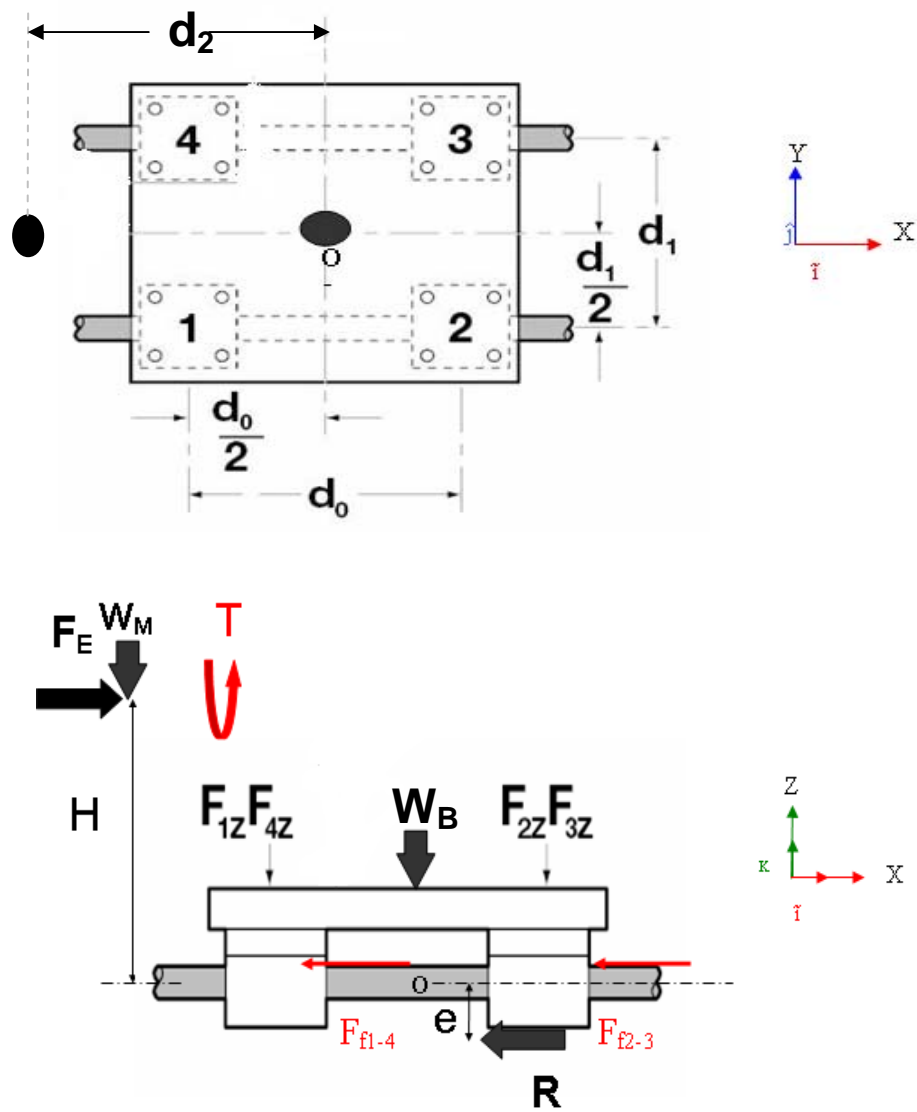
Para el diseño del banco de pruebas se hizo en base a las dimensiones y pesos máximos de los motores de ultraliviano existente a nivel nacional.

Es necesario determinar inicialmente las fuerzas que actúan en el respectivo banco de pruebas para ello se considera tomar el conjunto de la bandeja y los ejes para calcular las fuerzas actuantes en los pillows blocks ya que con estas variables ya resueltas se podrá seleccionar los respectivos rodamientos y seguidamente diseñar los ejes. Inicialmente se hará el análisis

estático para el paramotor y seguidamente se analizara el caso de un motor de Ultraliviano.

4.2.1 Caso Paramotor Analisis Estatico conjunto Bandeja-Pillows blocks-Ejes

Figura 39. DCL Bandeja-Pillows blocks-Ejes Paramotor.



Ecuaciones de fuerzas:

$$\sum F_i \rightarrow (+) = 0$$

$$F_E = \mu(F_1 + F_2 + F_3 + F_4) + R \rightarrow \text{Ecuacion....15}$$

$$\sum F_k \uparrow (+) = 0$$

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = (W_M + W_B) \rightarrow \text{Ecuacion....16}$$

Ecuaciones de Momentos:

$$\sum MO = 0$$

$$\left(\frac{d_1}{2}\right)(j) \times (F_1 + F_2)(-k) + \left(\frac{d_1}{2}\right)(-j) \times (F_3 + F_4)(-k) + T +$$
$$\left(\frac{d_0}{2}\right)(-i) \times (F_2 + F_3)(-k) + \left(\frac{d_0}{2}\right)(i) \times (F_2 + F_3)(-k) + d_2(i) \times W_M(-k) + H(-k) \times R(-i) +$$
$$H(-k) \times F_E(i) = 0 \rightarrow \text{Ecuacion..17}$$

$$\sum M(i) = 0$$

$$(F_1 + F_2) * \left(\frac{d_1}{2}\right) - (F_3 + F_4) * \left(\frac{d_1}{2}\right) + T = 0 \rightarrow \text{Ecuacion....18}$$

$$\sum M(j) = 0$$

$$(F_2 + F_3) * \left(\frac{d_0}{2}\right) - (F_1 + F_4) * \left(\frac{d_0}{2}\right) - W_M * d_2 + R * e +$$

$$F_E * H = 0 \rightarrow \text{Ecuacion....19}$$

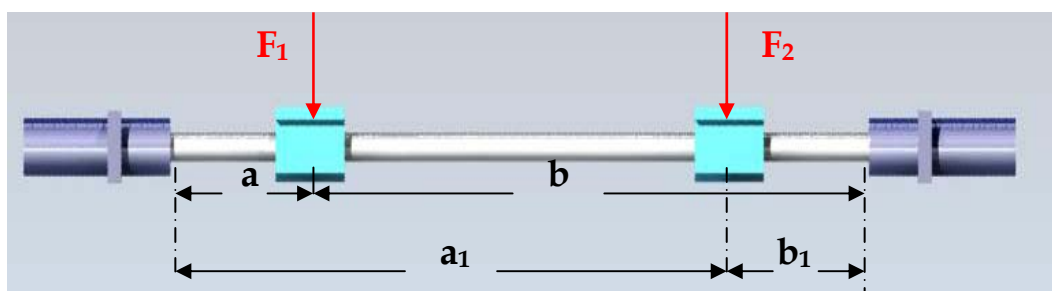
De las variables existentes en el modelo matemático anteriormente propuesto se puede decir que:

Son conocidas las variables “fuerza de empuje (F_E), torque (T), el coeficiente de fricción (μ), que lo dan por catalogo de los pillows blocks marca Thomson, los pesos (W_M , W_B) y las respectivas distancias (d_0 , d_1 , d_2 , h , H). Debido a que no existen reacciones en el eje Y (j), se determino que no existe momentos alrededor del eje Z (k), lo que hace que el sistema sea “indeterminado de grado 1” ya que existen más incógnitas que ecuaciones para nuestro caso 4 ecuaciones con 5 incógnitas (F_1 , F_2 , F_3 , F_4 , R).

Para resolver este sistema de ecuaciones se recurre a analizar el sub-sistema del pillows blocks-eje-bridas en busca de la quinta ecuación que permita encontrar la solución a las incógnitas ya que son necesarias para el diseño posterior de los ejes y la selección de los pillows blocks.

La quinta ecuación se obtendrá del análisis de la deformación máxima del eje para el cual se utilizara “el método de superposición”, este método consiste en la descomposición del sistema actual en varios subsistemas que nos permita el fácil calculo de todo el sistema, es decir, la deformación total es igual a la suma de las deformaciones de los subsistemas presentes, para esto se hace referencia al manual de formulas técnicas 19ª.edición de Kurt Gieck de la editorial Alfa omega, apéndice P’5 anexo C donde se encuentra descrito este caso :

Figura 40. Sistema total



El sistema total es un sistema hiperestático compuesto por un eje empotrado en los dos extremos y dos fuerzas actuantes sobre el sistema. El sistema lo podemos dividir en dos subsistemas como lo muestra la siguiente figura.

Figura 41. Subsistema 1

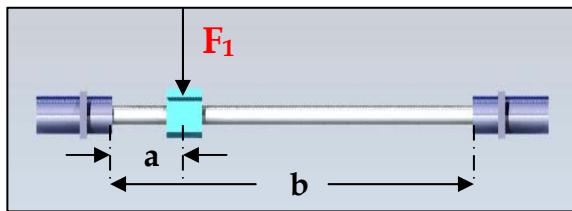
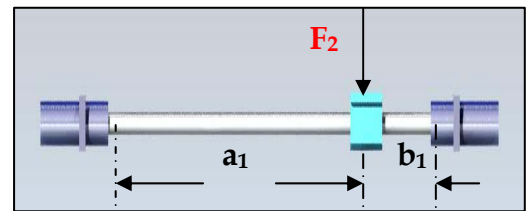


Figura 42. Subsistema

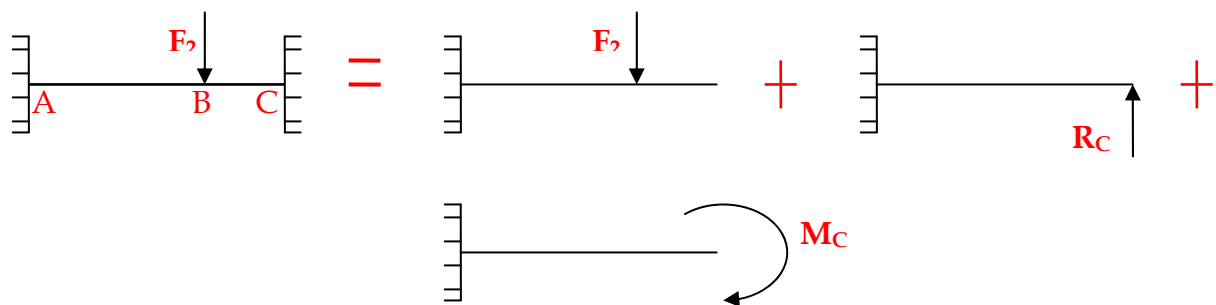


Por consiguiente:

$$Y_{SUB1-MAX} = \frac{2 * F_1 L^3}{3 * EI} * \frac{b^3}{L^3} * \frac{a^2}{L^2} * \left(\frac{L}{2 * b + L} \right)^2 \rightarrow \text{Ecuacion.....20.1 Ver anexo C.}$$

El sub-Sistema 2 es a su vez otro sistema hiperestático este a su vez se puede dividir como se muestra a continuación:

Figura 43. Método superposición Sub-sistema 2.



La deflexión máxima del subsistema 2 se puede dividir en la sumatoria de las deflexiones de las cargas individuales y se hallan mediante el método de superposición.

$$Y_{Sub2MAX} = Y_{F_2} + Y_{R_C} + Y_{M_C}$$

$$Y_{F_2} = \frac{F_2 x^2}{6EI} * (3a - x); \quad Y_{R_C} = \frac{R_C x^2}{6EI} * (3L - x); \quad Y_{M_C} = \frac{M_C x^2}{2EI}$$

$$Y_{SUB2-MAX} = \frac{F_2 x^2}{6EI} * (3a_1 - x) - \frac{R_C x^2}{6EI} * (3L - x) + \frac{M_C x^2}{2EI}$$

$$\text{Donde: } M_C = \frac{F_2 a_1^2 (L - a_1)}{L^2} \text{ y } R_C = \frac{F_2 a_1^2 (3L - 2a_1)}{L^3}$$

$$Y_{Sub2Max} = \frac{F_2 x^2}{6EI} (3a_1 - x) - \frac{F_2 a_1^2 x^2 (3L - 2a_1) * (3L - x)}{6EIL^3} + \frac{F_2 a_1^2 (L - a_1)}{8EI}$$

Tomando la posición deflexión máxima en $x = L/2$.

Tenemos:

$$Y_{Sub2Max} = \frac{F_2 L^2}{24EI} \left(3a_1 - \frac{L}{2} \right) - \frac{5F_2 a_1^2 (3L - 2a_1)}{48EI} + \frac{F_2 a_1^2 (L - a_1)}{8EI}$$

Ya desarrollando el subsistema 2 reemplazamos en el sistema total.

$Y_{SUB1-MAX}$ = deformación máxima del subsistema 1.

$Y_{SUB2-MAX}$ = deformación máxima del subsistema 2.

Esta ecuación nos permite solucionar el sistema de ecuaciones simultáneas y así determinar las variables desconocidas, (F_1, F_2, F_3, F_4, R).

$$Y_{TOTAL-MAX} = Y_{SUB1-MAX} + Y_{SUB2-MAX}$$

$$Y_{TOTAL-MAX} = \frac{2 * F_1 L^3}{3 * EI} * \frac{b^3}{L^3} * \frac{a^2}{L^2} * \left(\frac{L}{2 * b + L} \right)^2 + \frac{F_2 L^2}{24 EI} \left(3a_1 - \frac{L}{2} \right) - \frac{5 F_2 a_1^2 (3L - 2a_1)}{48 EI} + \frac{F_2 a_1^2 (L - a_1)}{8 EI}$$

La deformación máxima $Y_{TOTAL-MAX}$ se determino tomando como valor referencia el propuesto por la casa fabricante Thomson tomando el eje de diámetro 0,625 in se complemento con el análisis en el software Cosmos Works a la condiciones determinadas anteriormente, dando como resultado el valor de 0.56 mm (Ver Anexo H)..

Datos:

L = 497.75 mm.

do = 300 mm.

d1 = 250 mm.

d2 = 535 mm.

e = 6.13 mm.

H = 192 mm.

a = 75.25

a₁ = 375.25 mm.

b = 422.5

E I = $6.744 * 10^7 \text{ mm}^2 * \text{Kg}$. Tomada

de catalogo para Pillow block

Enginner Support Appendix

Thomson

www.thomsonballbushing.com.

$Y_{TOTAL-MAX}$ = 0.56mm.

μ = 0.001 Tomada de catalogo para Enginner Support Appendix Thomson

www.thomsonballbushing.com.

W_M = 30 kg. Peso del paramotor.

W_B = 20 Kg. Peso bandeja.

F_E = 29.26 Kg.

T = 28.93 N-m. = 2950.04 Kg.-mm.

El sistema de ecuaciones es el siguiente:

$$\sum F_i \rightarrow (+) = 0$$

$$29.26 = 0.001(F_1 + F_2 + F_3 + F_4) + R \rightarrow \text{ecuacion\#1}$$

$$\sum F_k \uparrow (+) = 0$$

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 50. \rightarrow \text{ecuacion\#2}$$

$$\sum M(i) = 0$$

$$(F_1 + F_2) * (125) - (F_3 + F_4) * (125) + 2950.04 = 0 \rightarrow \text{ecuacion\#3}$$

$$\sum M(j) = 0$$

$$(F_2 + F_3) * (150) - (F_1 + F_4) * (150) - 30 * 535 + R * 6.13 + 29.26 * 192 = 0 \rightarrow \text{ecuacion\#4}$$

Ecuación de deformaciones:

Remplazando Valores en la ecuación de deformaciones se obtiene lo siguiente:

$$0.56 = 2.34 * 10^{-3} F_1 + 6 * 10^{-3} F_2 \rightarrow \text{ecuacion\#5}$$

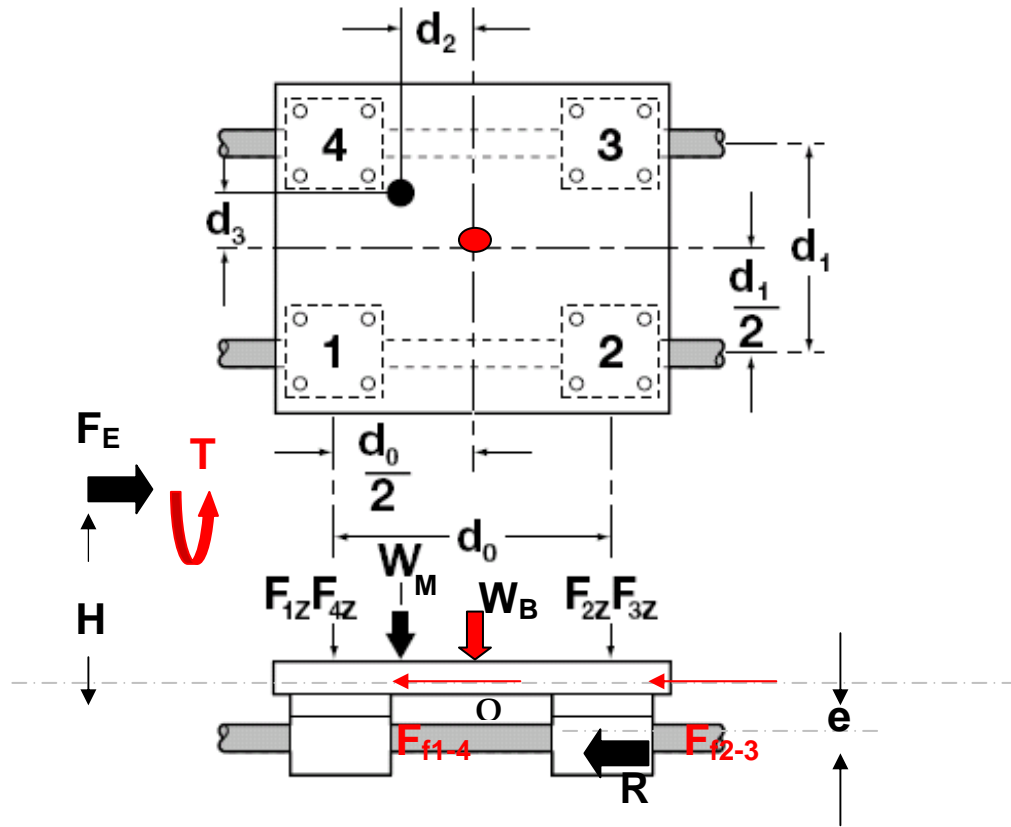
Resolviendo el sistema de ecuaciones simultáneas se obtiene los siguientes valores:

$$\mathbf{F_1 = - 131.36; F_2 = 144.56; F_3 = - 85.39; F_4 = 122.19; R = 29.21}$$

(Kg.)

4.2.2 Caso Ultraliviano

Figura 44. DCL Bandeja-Pillows blocks-Ejes Ultraliviano.



Ecuaciones de fuerzas:

$$\sum F_i \rightarrow (+) = 0$$

$$F_E = \mu(F_1 + F_2 + F_3 + F_4) + R \rightarrow \text{Ecuacion....21}$$

$$\sum F_k \uparrow (+) = 0$$

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = (W_M + W_B) \rightarrow \text{Ecuacion....22}$$

Ecuaciones de Momentos:

$$\sum MO = 0$$

$$\left(\frac{d_1}{2}\right)(j) \times (F_1 + F_2)(-k) + \left(\frac{d_1}{2}\right)(-j) \times (F_3 + F_4)(-k) + T +$$

$$\left(\frac{d_0}{2}\right)(-i) \times (F_2 + F_3)(-k) + \left(\frac{d_0}{2}\right)(i) \times (F_2 + F_3)(-k) + d_2(i) \times W_M(-k) + H(-k) \times R(-i) +$$

$$H(-k) \times F_E(i) = 0 \rightarrow \text{Ecuacion..23}$$

$$\sum M(i) = 0$$

$$(F_1 + F_2) * \left(\frac{d_1}{2}\right) - (F_3 + F_4) * \left(\frac{d_1}{2}\right) + T - W_M * d_3 = 0 \rightarrow \text{Ecuacion....24}$$

$$\sum M(j) = 0$$

$$(F_2 + F_3) * \left(\frac{d_0}{2}\right) - (F_1 + F_4) * \left(\frac{d_0}{2}\right) - W_M * d_2 + R * e +$$

$$F_E * H = 0 \rightarrow \text{Ecuacion.....25}$$

Datos:

L = 497.75 mm.

Do = 300 mm.

D1 = 250 mm.

D2 = 250 mm.

E = 6.13 mm.

H = 280.

A = 75.25

a₁ = 375.25 mm.

B = 422.5

E I = $6.744 * 10^7 \text{ mm}^2 * \text{Kg}$. Tomada de catalogo para Pillow block

Enginner Support Appendix

Thomson

www.thomsonballbushing.com.

$Y_{TOTAL-MAX}$ = 0.56mm.

μ = 0.001 Tomada de catalogo para Enginner Support Appendix Thomson

www.thomsonballbushing.com.

W_M = 54.2 kg. Peso del motor del ultraliviano.

$W_B = 20$ Kg. Peso bandeja.

$T = 75$ N-m. = 7647 Kg.- mm.

$F_E = 110$ Kg.

$$\sum F_i \rightarrow (+) = 0$$

$$110 = 0.001(F_1 + F_2 + F_3 + F_4) + R \rightarrow \text{ecuacion....21.1}$$

$$\sum F_k \uparrow (+) = 0$$

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 74.2 \rightarrow \text{ecuacion....22.1}$$

$$\sum M(i) = 0$$

$$(F_1 + F_2) * 125 - (F_3 + F_4) * 125 + 7647 - (54.2) * 10 = 0 \rightarrow \text{ecuacion....23.1}$$

$$\sum M(j) = 0$$

$$(F_2 + F_3) * 150 - (F_1 + F_4) * 150 + (54.2) * 252 + R * 6.13 + 110 * (280) = 0 \rightarrow \text{ecuacion....24.1}$$

Ecuacion \rightarrow deformaciones

$$0.56 = 2.34 * 10^{-3} F_1 + 6 * 10^{-3} F_2 \rightarrow \text{ecuacion....26}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones simultáneas se obtiene los siguientes valores:

**$F_1 = - 45.59$; $F_2 = 111.12$; $F_3 = - 14.49$; $F_4 = 23.16$; $R = 109.9258 =$
(Kg.)**

Diseño de los ejes. Para el diseño de los ejes se ha recurrido al catalogo de Thomson debido a que el sistema de guiado lineal de Thomson (pillows blocks, ejes) recomienda el uso de ejes especiales para este caso de acero calibrado por su excelente acabado de 12 Ra micro pulgadas, lo cual garantiza un bajo coeficiente de fricción como se podrá observar más adelante cuando se seleccione los rodamientos (pillows blocks).

Estos ejes poseen una dureza de 60 rockwell C.

4.2.3 Análisis estático. Los ejes del sistema de guiado lineal se encuentran soportados por un conjunto de bridas las cuáles a su vez se encuentran sujetas a la estructura del banco por medio de uniones apernadas, por consiguiente en el respectivo análisis se puede considerar que el eje se encuentra empotrado en ambos extremos.

Debido a que el eje se encuentra empotrado se generan reacciones en el eje z además de los respectivos momentos lo cual se muestra en la Fig. 44. Para el análisis estático tomamos los valores hallados previamente ya con la dirección de la carga corregidos

Figura 45. Conjunto Eje – pillows - Bridas.

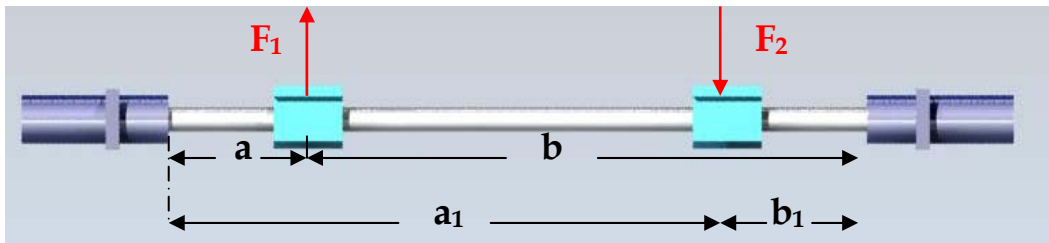
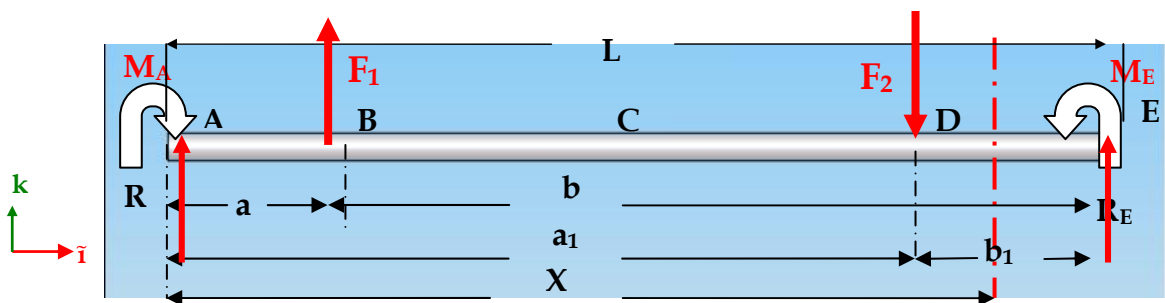


Diagrama de Cuerpo Libre Eje.

Figura 46. Diagrama de cuerpo libre eje 1.



Como el coeficiente de fricción del sistema de guiado es muy bajo se puede despreciar el efecto de fricción, se puede decir que las fuerzas de fricción son aproximadamente nulas.

$$\sum F_j \uparrow (+) = 0$$

$$R_A + R_E = F_2 - F_1 \rightarrow \text{ecuacion....27}$$

$$\sum M(j)(\bullet)_+ = 0$$

$$M_A - M_E - R_E * L + F_2 * a_1 - F_1 * a = 0 \rightarrow \text{ecuacion....28}$$

Se observa que en el planteamiento matemático anteriormente propuesto se tiene un sistema de dos ecuaciones con cuatro incógnitas llevando a que el sistema sea indeterminado de grado 2.

Ahora se necesita dos ecuaciones mas para poder resolver el sistema de ecuaciones simultáneas para esto es necesario analizar la deformación que sufre el eje con el fin de encontrar las ecuaciones que brinden la solución para el sistema, para ello se utilizara “el método de la doble integración” ver anexo D.

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M_A(X)^0 + R_A(X)^1 + F_1(X - a)^1 - F_2(X - a_1)^1$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \int M \rightarrow \text{pendiente_de_la_elástica}$$

$$EI \frac{dy}{dx} = M_A(X)^1 + \frac{R_A}{2}(X)^2 + \frac{F_1}{2}(X - a)^2 - \frac{F_2}{2}(X - a_1)^2 + C_1$$

$$EIy = \iint M \rightarrow \text{ecuacion_de_la_elastica}$$

$$EIy = \frac{M_A}{2}(X)^2 + \frac{R_A}{6}(X)^3 + \frac{F_1}{6}(X - a)^3 - \frac{F_2}{6}(X - a_1)^3 + C_1X + C_2$$

Condiciones de frontera. Para un eje doblemente empotrado tenemos las siguientes condiciones de apoyo:

$$X = 0 \Rightarrow \frac{dy}{dx} = 0 \rightarrow \text{condicion } _ \text{ frontera } \#1$$

$$X = L \Rightarrow \frac{dy}{dx} = 0 \rightarrow \text{condicion } _ \text{ frontera } \#2$$

$$X = 0 \Rightarrow y = 0 \rightarrow \text{condicion } _ \text{ frontera } \#3$$

$$X = L \Rightarrow y = 0 \rightarrow \text{condicion } _ \text{ frontera } \#4$$

Aplicando la primera condición de frontera $X = 0 \Rightarrow \frac{dy}{dx} = 0$ se tiene:

$$EI * (0) = M_A(0)^1 + \frac{R_A}{2}(0)^2 + \frac{F_1}{2}(0-a)^2 - \frac{F_2}{2}(0-a_1)^2 + C_1$$

Y aplicando las condiciones de la ecuación singular se obtiene que:

$$\Rightarrow C_1 = 0.$$

Ahora se aplica la siguiente condición de frontera $X = 0 \Rightarrow y = 0$:

$$EI(0) = \frac{M_A}{2}(0)^1 + \frac{R_A}{6}(0)^3 + \frac{F_1}{6}(0-a)^3 - \frac{F_2}{6}(0-a_1)^3 + C_1 \cdot 0 + C_2$$

Y aplicando las condiciones de la ecuación singular se obtiene que:

$$\Rightarrow C_2 = 0.$$

Aplicando $X = L \Rightarrow \frac{dy}{dx} = 0$ se obtiene:

$$\Rightarrow 0 = M_A(L)^1 + \frac{R_A}{2}(L)^2 + \frac{F_1}{2}(L-a)^2 - \frac{F_2}{2}(L-a_1)^2 \rightarrow \text{ecuacion....29}$$

Y si $X = L \Rightarrow y = 0$

$$\Rightarrow 0 = \frac{M_A}{2}(L)^2 + \frac{R_A}{6}(L)^3 + \frac{F_1}{6}(L-a)^3 - \frac{F_2}{6}(L-a_1)^3 \rightarrow \text{ecuacion....30}$$

Ya con estas dos ecuaciones se esta en condiciones de levantar la indeterminación planteada anteriormente.

Datos:

a= 75.25mm.

b₁=122mm.

a₁ = 375.25mm.

F₁=131.36 Kg.

F₂=144.56 Kg.

L= 497.75 mm.

F₃=85.39 Kg.

b=422.5 mm.

F₄=122.19 Kg.

$$\sum F_j \uparrow (+) = 0$$

$$\Rightarrow R_A + R_E = 13.2$$

$$\sum M(j)(\bullet)_+ = 0$$

$$\Rightarrow M_A - M_E - 497.75 * R_E = -44361.3$$

Aplicando las ecuaciones 8.3 y 8.4 tenemos:

$$M_A(497.75)^1 + \frac{R_A}{2}(497.75)^2 + \frac{F_1}{2}((497.75)-(75.25))^2 - \frac{F_2}{2}((497.75)-(375.25))^2 = 0$$

$$\Rightarrow 497.75M_A + 123877.53R_A = -10639638.75$$

$$\frac{M_A}{2}(L)^2 + \frac{R_A}{6}(L)^3 + \frac{F_1}{6}(L-a)^3 - \frac{F_2}{6}(L-a_1)^3 = 0$$

$$\Rightarrow 123877.53M_A + 20553347.06R_A = -1606880965.63$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones Resulta:

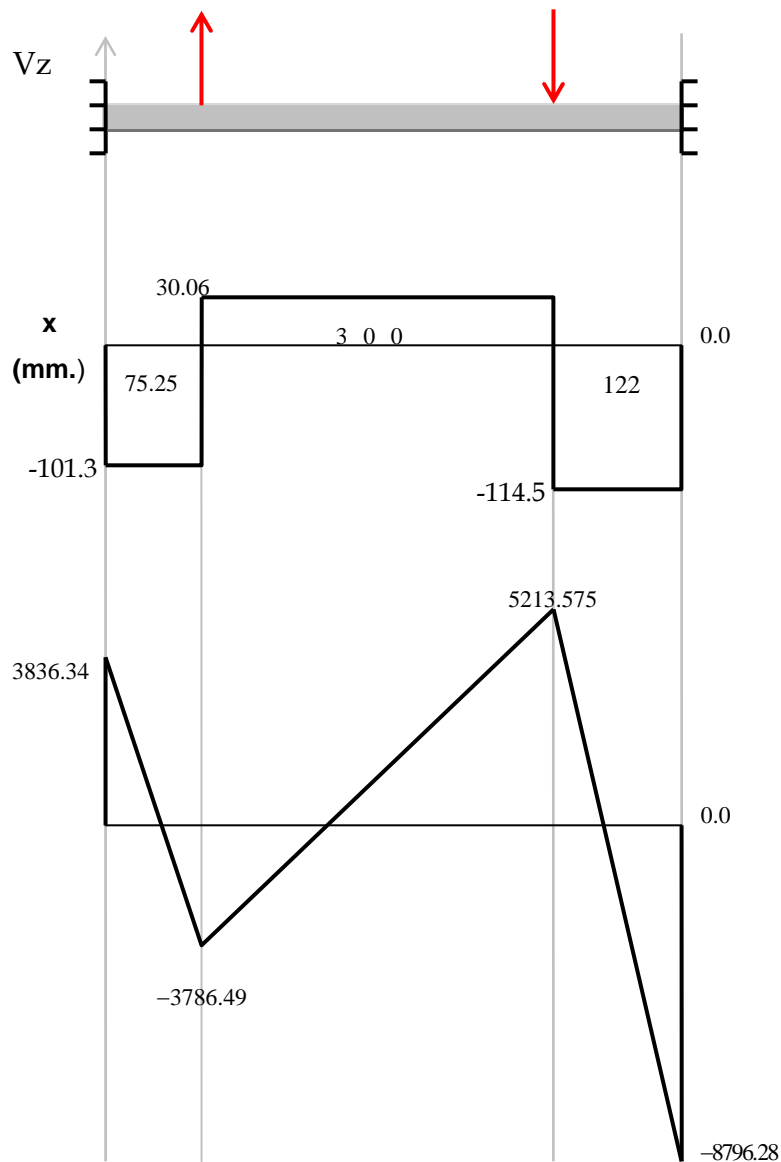
Figura 47. Diagramas de Cortante y Momento para el eje 1.

$R_A = -101.33 \text{ Kg.}$

$M_A = 3836.34 \text{ Kg-mm.}$

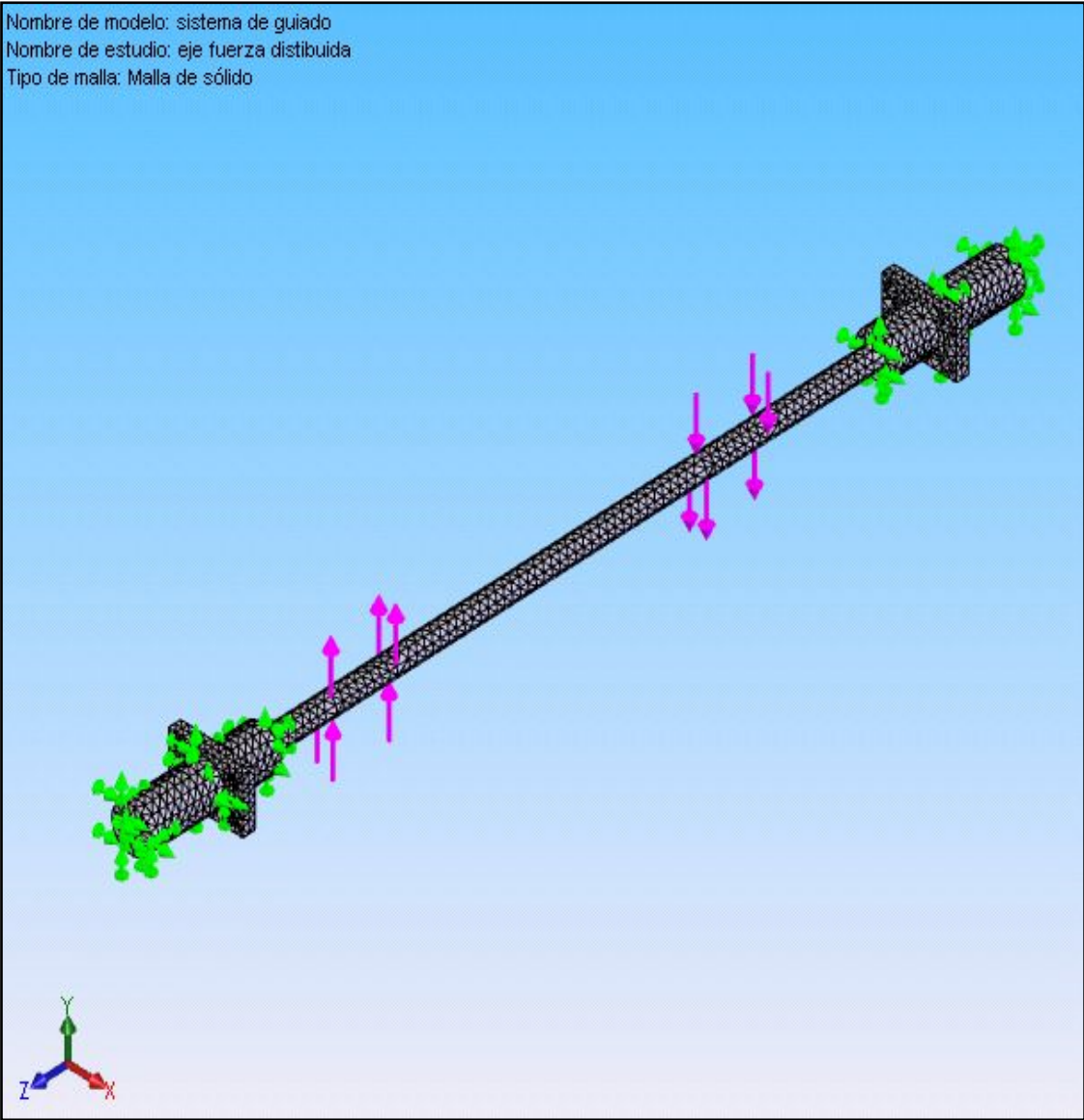
$R_E = 114.5 \text{ Kg.}$

$M_E = 8796.28 \text{ Kg-mm.}$



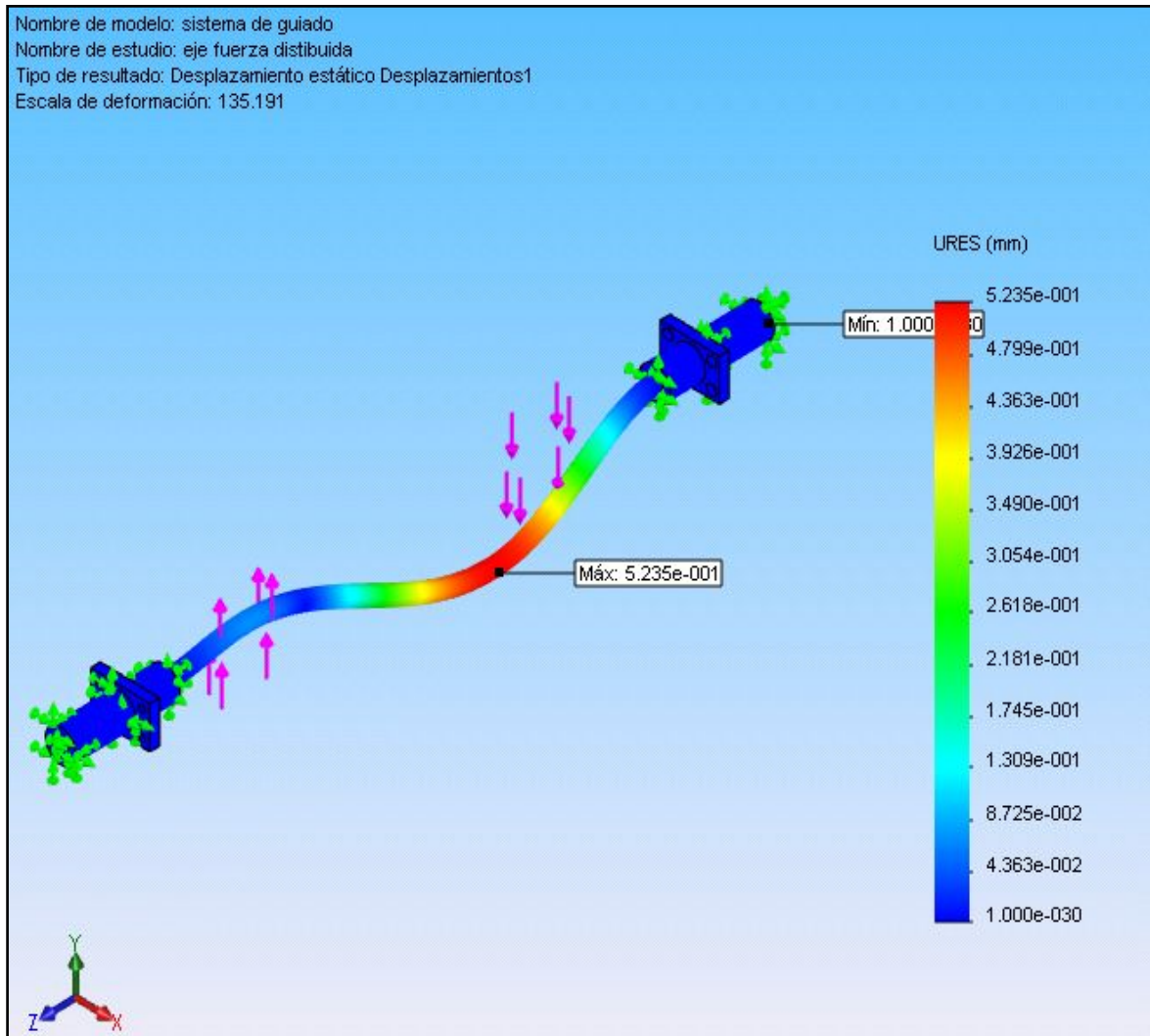
Análisis en Cosmos Works. El siguiente paso es la verificar los cálculos ya realizados con el software.

Figura 48. Enmallado del sistema de guiado eje 1-2.



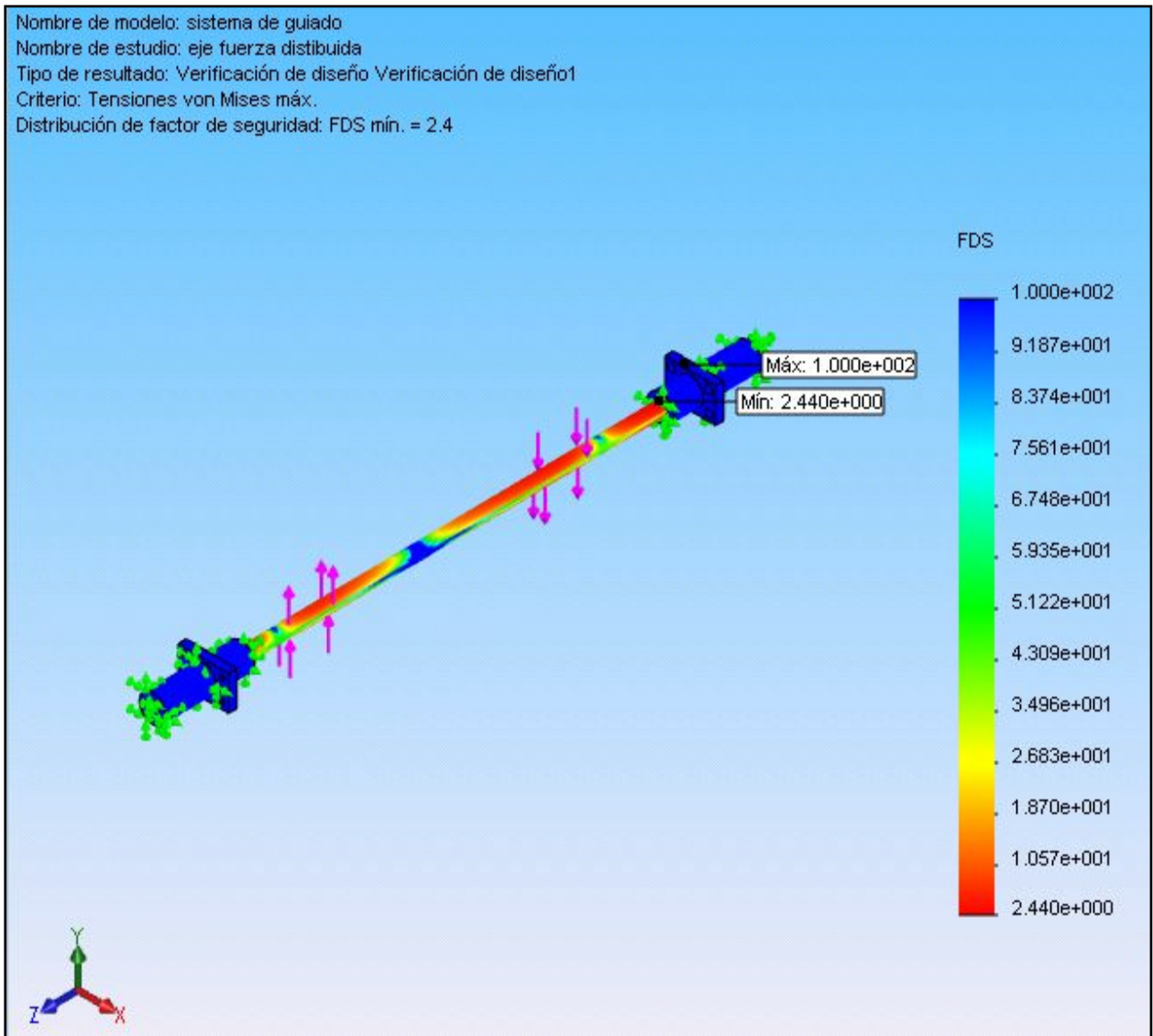
Eje 2.

Figura 49. Deformaciones del Sistema de Guiado eje 1.



Se observa que el valor máximo de deformación es 0,5235mm corrobora la correspondencia de los cálculos realizados anteriormente.

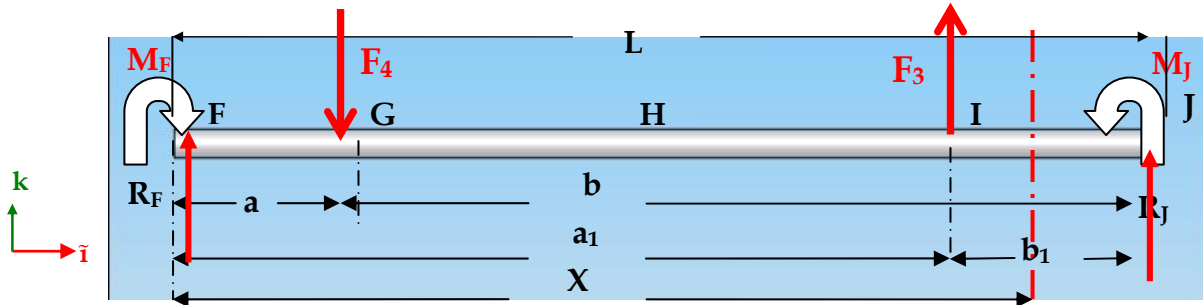
Figura 50. Verificación del Factor de Diseño eje 1



Se observa que la parte más crítica es la sección cercana al empotramiento “E” que era lo esperado basándonos en la grafica 45 debido a las fuerza de cortante y los momentos que existen en esta región. A pesar de esto el factor de diseño mínimo resulta de 2.44 lo que es valor aceptable.

Diagrama de Cuerpo Libre Eje 2.

Figura 51. Diagrama de cuerpo libre eje 2.



$$\sum F_j \uparrow (+) = 0$$

$$\Rightarrow R_F + R_J = 36.8$$

$$\sum M_F(j)(\bullet) + = 0$$

$$\Rightarrow M_F - M_J - 497.75 * R_J = 22847.8$$

Aplicando las ecuaciones 29 y 30 se tiene:

$$M_F (497.75)^1 + \frac{R_F}{2} (497.75)^2 - \frac{F_4}{2} ((497.75) - (75.25))^2 + \frac{F_3}{2} ((497.25) - (375.25))^2 = 0$$

$$\Rightarrow 497.75M_F + 123877.53R_F = 10265147.5$$

$$\frac{M_F}{2} (L)^2 + \frac{R_F}{6} (L)^3 - \frac{F_4}{6} (L - a)^3 + \frac{F_3}{6} (L - a_1)^3 = 0$$

$$\frac{M_F}{2} (497.45)^2 + \frac{R_F}{6} (497.75)^3 - \frac{F_4}{6} ((497.75) - (75.25))^3 + \frac{F_3}{6} ((497.75) - (375.25))^3 = 0$$

$$\Rightarrow 123877.53M_A + 20553347.06R_A = 1509744123.96$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones Resulta:

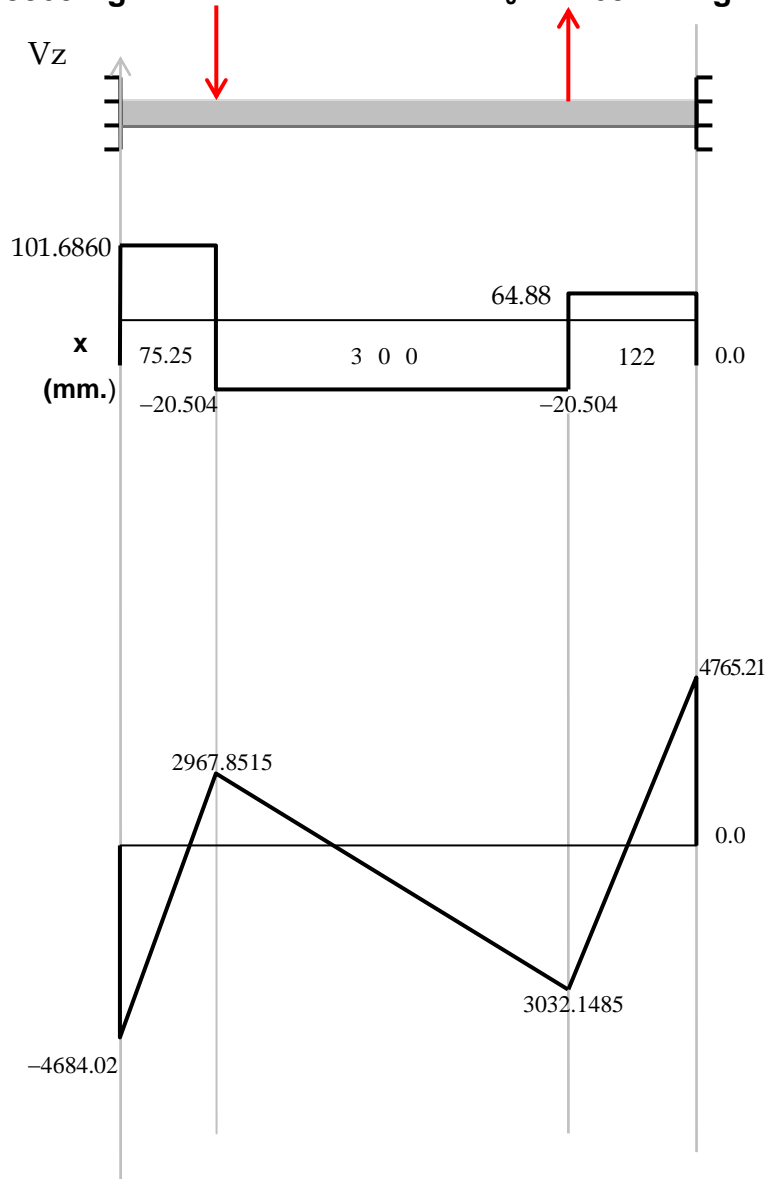
Figura 52. Diagramas de Cortante y Momento para el eje 2.

$R_F = 101.6860 \text{ Kg.}$

$M_F = -4684.02 \text{ Kg-mm.}$

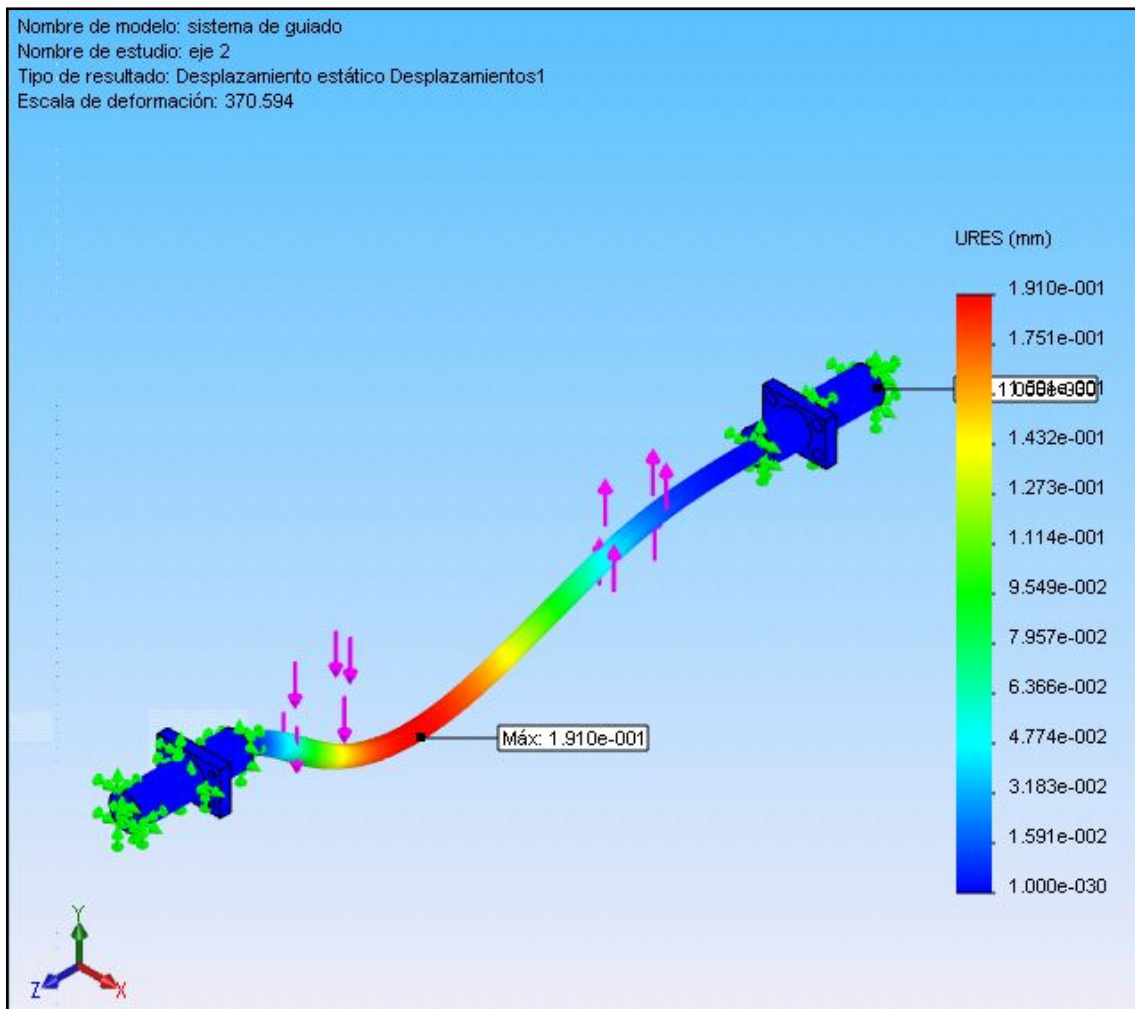
$R_J = -64.8860 \text{ Kg.}$

$M_J = -4765.217 \text{ Kg-mm.}$



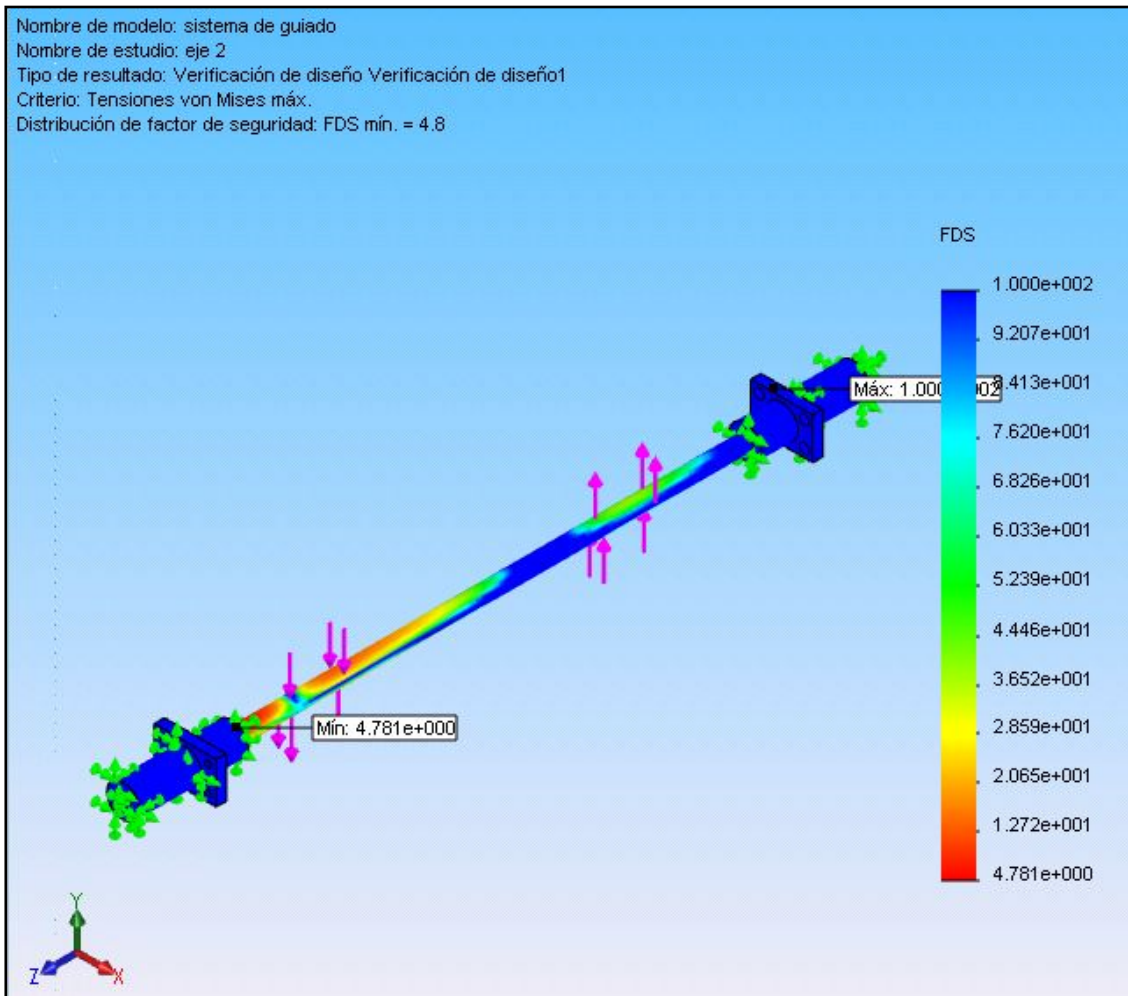
4.2.4 Eje 2.

Figura 53. Deformaciones Eje 2.



La deformación máxima que se presenta en el eje 2 es 0.19 mm dejando en evidencia que el eje 1 es mas crítico.

Figura 54. Verificación del Factor de Diseño Eje 2



Factor de diseño mínimo se obtiene para este eje el valor de 4.781.

Con el valor máximo de diagrama figura 45 de momentos podemos determinar el diámetro del eje para esto nos apoyamos en la ecuación:

$$\frac{32 * M}{\pi * d^3} \leq \sigma_{Permisible}$$

$$M = 8796.28$$

$$\sigma = 100.000 \text{ psi} = 70.307 \text{ kg} - \text{mm}^2 \rightarrow \text{tomado}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma}}$$

$$\text{de _cata log o _T hom son}$$

Obteniendo como resultado de 10.841 mm. Ya que no es un diámetro estandarizado y el que más se acerca es 12.7 mm pero de acuerdo a la selección del rodamiento en la sección 4.3 nos da como resultado un diámetro 15.875mm (Ver figura 49) así que se toma este valor por brindar un factor de seguridad más elevado.

Se concluye que el valor inicial tomado corresponde con lo hallado.

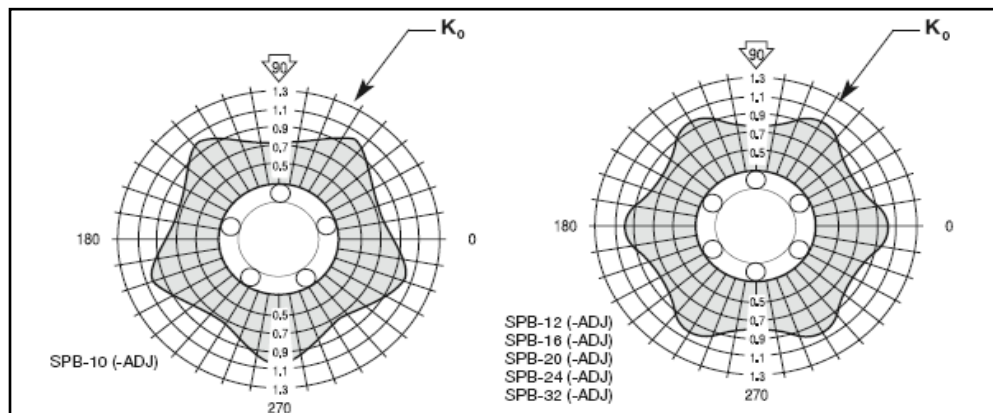
4.3 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS LINEALES.

Para la selección de los rodamientos lineales es necesario conocer la capacidad de carga dinámica en el rodamiento, esta carga dinámica está afectada por la orientación del rodamiento respecto a la carga o la aplicación de la carga. Un diagrama polar permite determinar el factor de corrección de la capacidad dinámica del rodamiento esta grafica es proporcionada por THOMSON (ver gráfica 53).

Carga en el punto más cargado del Rodamiento = Máxima Carga Aplicada

K_0

Figura 55. Factor de corrección de la carga dinámica.



Fuente: Thomson

Para determinar el tamaño del rodamiento, se ingresa a la grafica 54 con la Carga en el punto más cargado del Rodamiento sobre el rodamiento y la expectativa de vida y en donde se intercepten ese será el tamaño del rodamiento. Según Thomson la capacidad de carga de un rodamiento de bolas está basado en una expectativa de vida de 2 millones de pulgadas.

Aplicando los valores tenemos:

Máxima carga aplicada: 144.56 Kg. = 318.7 lb.

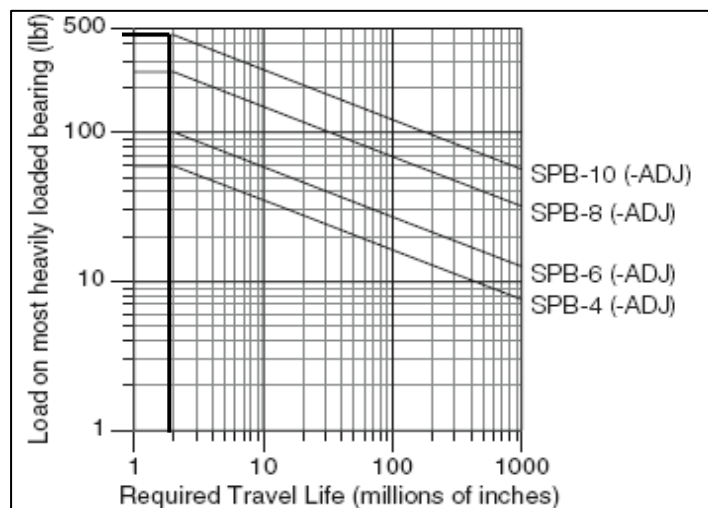
Carga en el punto más cargado del Rodamiento =425lb.

Dirección de la carga aplicada = 90°

Coefficiente de capacidad dinámica $K_0 = 0.75$

Expectativa de vida = 2 millones de pulgadas.

Figura 56. Carga / Vida



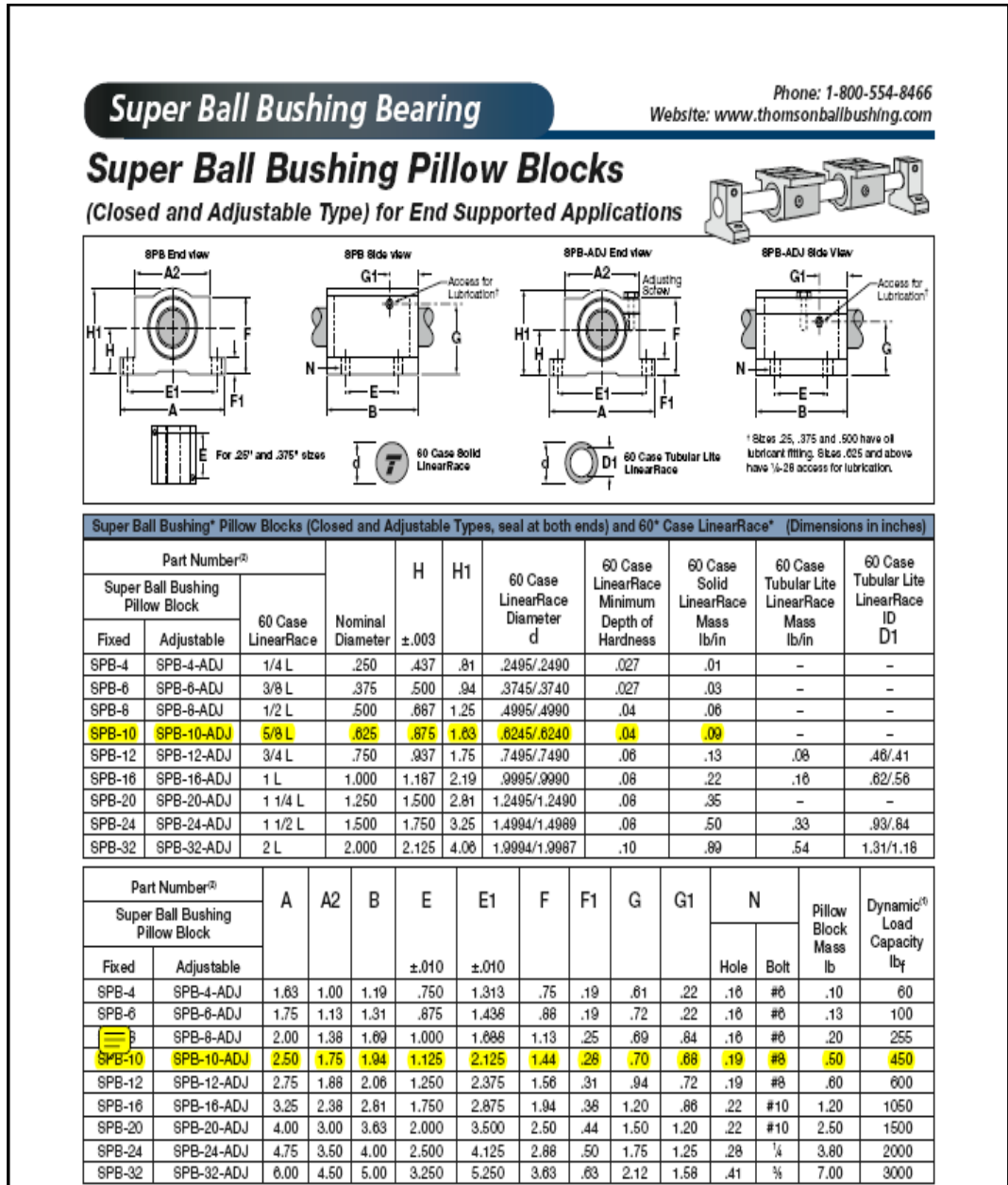
Fuente: Thomson

Se obtiene el rodamiento **SPB-10 (ADJ)**, llevando a las condiciones finales de selección del rodamiento:

Marca Thomson SPB-10 (AD)

Diámetro 0.65 in = 15.875 mm Ver figura 55

Figura 57. Características técnicas pillow block.

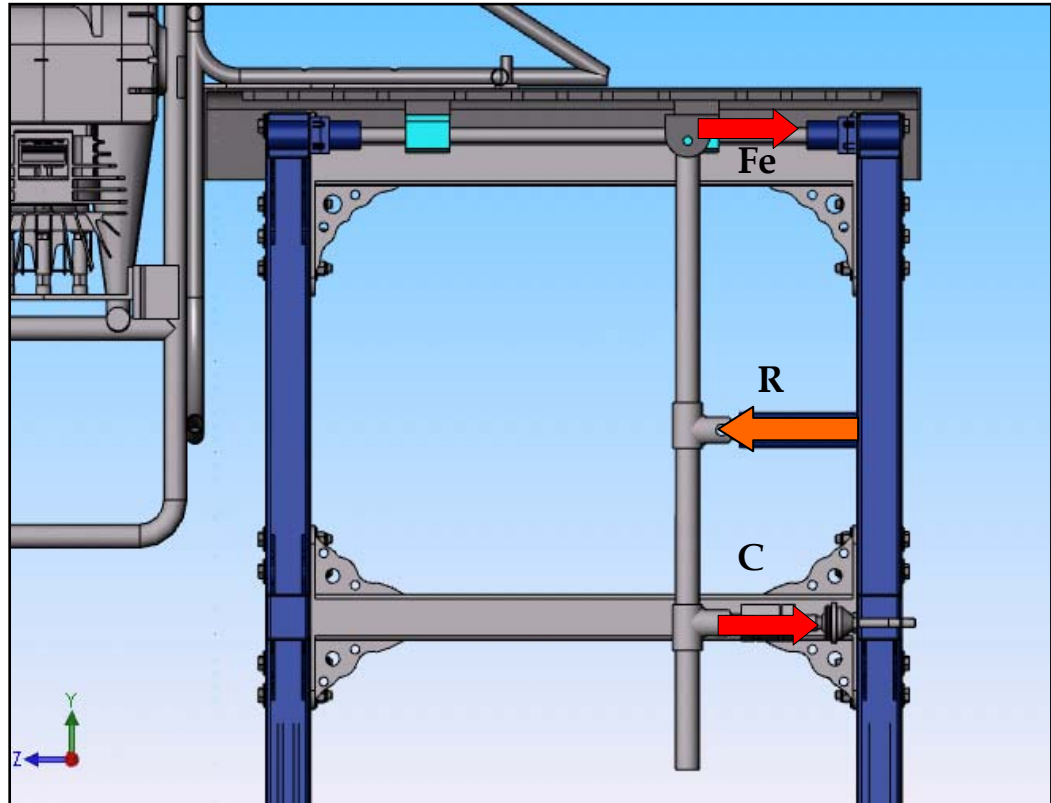


Fuente: Thomson.

Para efectos de lubricación los autores recomiendan la utilización de aceite OS-DOT 25 o un aceite hidráulico con las siguientes propiedades 64cs@ 100 °F.

4.4 CALCULO DEL SISTEMA DE MEDICIÓN.

Figura 58. Sistema de Medición



La disposición de los puntos de medición se dio con respecto a la capacidad de la celda de carga, queriendo así aprovechar todo el rango de trabajo de la misma, de allí la importancia del juego de palancas.

Teniendo como dato la capacidad de la celda de carga 750 lbs. y la longitud máxima de trabajo del juego de palancas se determino los rangos de trabajo: 0-100 lbs; 0-200 lbs; 0-300 lbs; 0-400 lbs; 0-500 lbs. Según sea la capacidad máxima del equipo a testear.

Realizando la $\sum M_B=0$

$$\sum M_B = 0$$

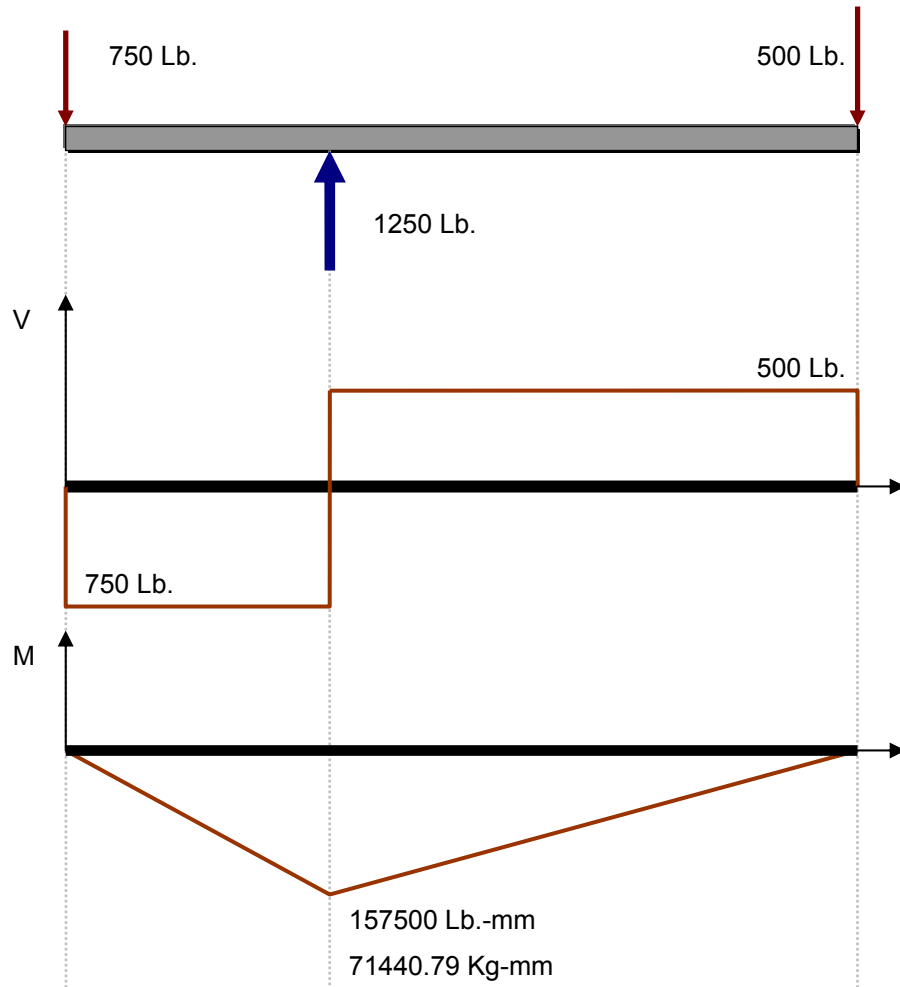
$$F_e * 315 = C_c * d$$

Cuadro 3. Calculo Rango Fuerza de Empuje.

d	Cc	Distancia	Fe [Lb]	Fe [Kg]
42	750	315	100	45.34
84	750	315	200	90.178
126	750	315	300	136.077
168	750	315	400	180.437
210	750	315	500	226.496

Diseño del Eje Sistema de Medición.

Figura 59. Diagrama de cortante y Momentos.



$$\sigma_{perm} = \frac{M * c}{I} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma_{perm}}}$$

Escogiendo como material un Acero 4140; $\sigma_{perm} = 88 \text{ Kg-mm}$, por tanto:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 71440.79}{\pi * 88}} = 20.22 \text{ mm} ;$$

Por facilidad del mercado escogemos Diámetro de eje de 1 in o 25.4 mm.

Ahora bien, por este eje se deslizan dos collarines, los cuales por facilidad de fabricación se escoge como materia prima tubería de 1 in schedule 40; por tanto el diámetro del eje vuelve a variar para permitir un juego libre entre las dos piezas se escoge una tolerancia H7/ d5; por tanto el eje quedo de diámetro 26.57 // 26.55.

4.5 ANÁLISIS ESTRUCTURA.

Ya establecidos los valores de las fuerzas en los ejes y los momentos que pasan a la estructura como Torsores analizamos la estructura pasando las fuerzas a ella.

Nombre de la pieza: Estructura

Nº	Nombre de pieza	Material	Masa	Volumen
1	Estructura	AISI 1020	27.9734 kg	0.00354094 m ³

Figura 60. Análisis de Fuerzas Estructura

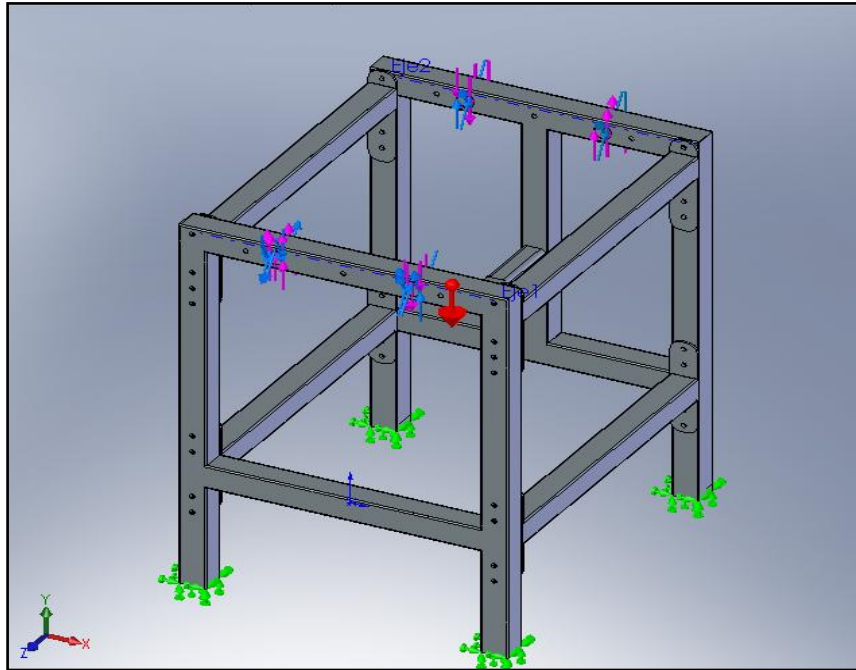
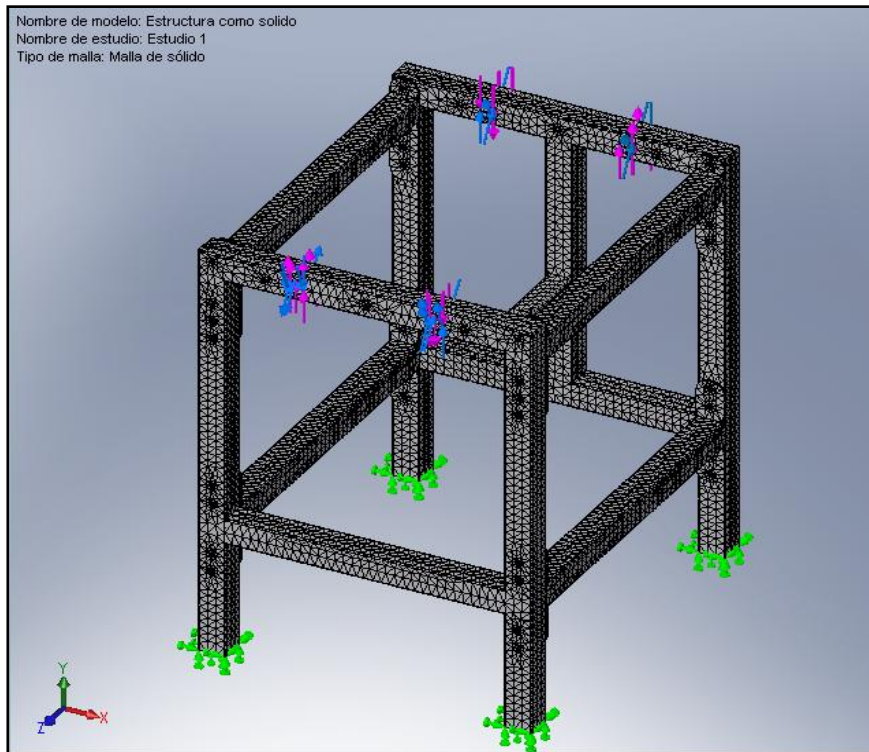


Figura 61. Malla estructura



Número de nodos:

125421

Resultados del análisis:

Cuadro 4. Resultados

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1290.53 N/m ² Nodo: 44480	1.50128e+0 08 N/m ² Nodo: 60337
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 5	0.1772 mm Nodo: 75632
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	5.08017e -009 Element o: 47010	0.00048272 9 Elemento: 8168

Figura 62. Análisis Tensiones

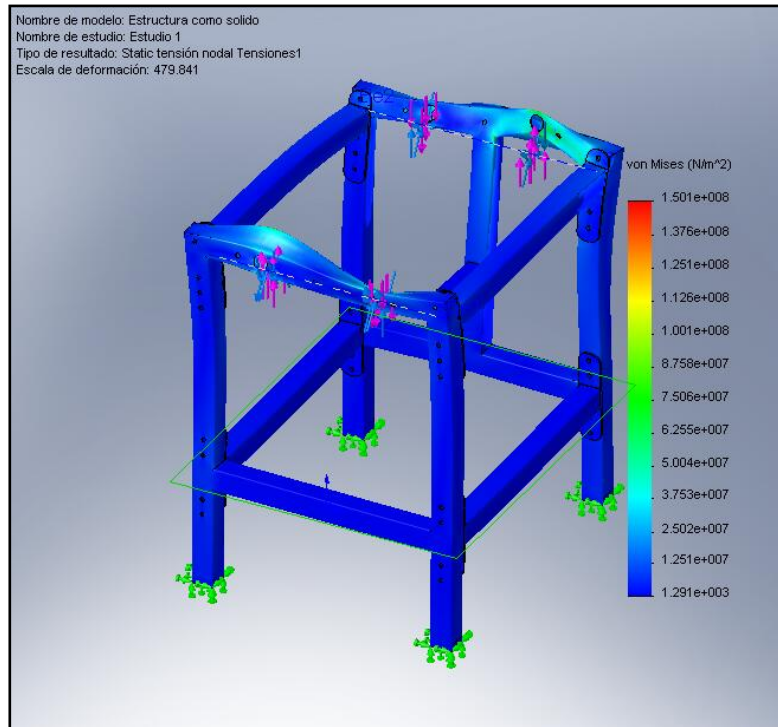
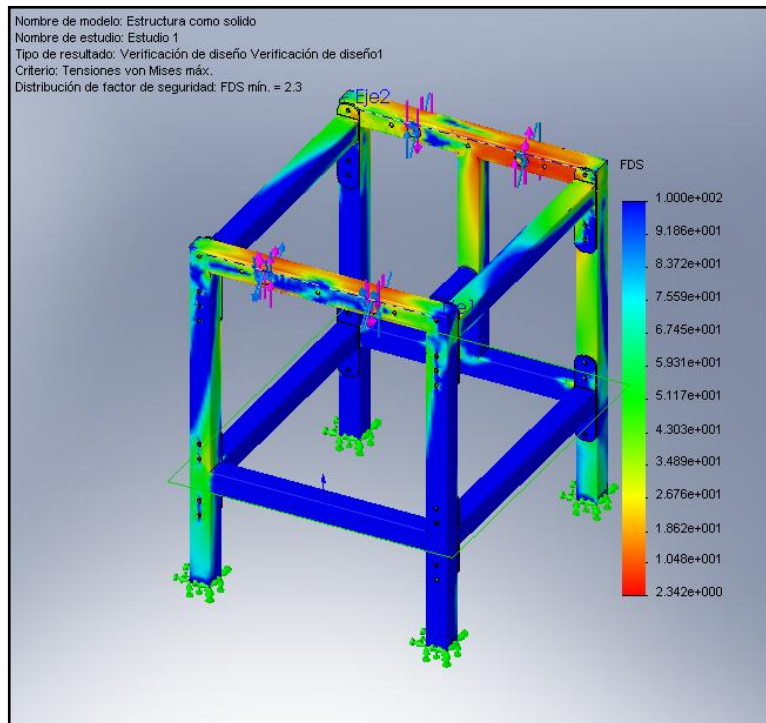


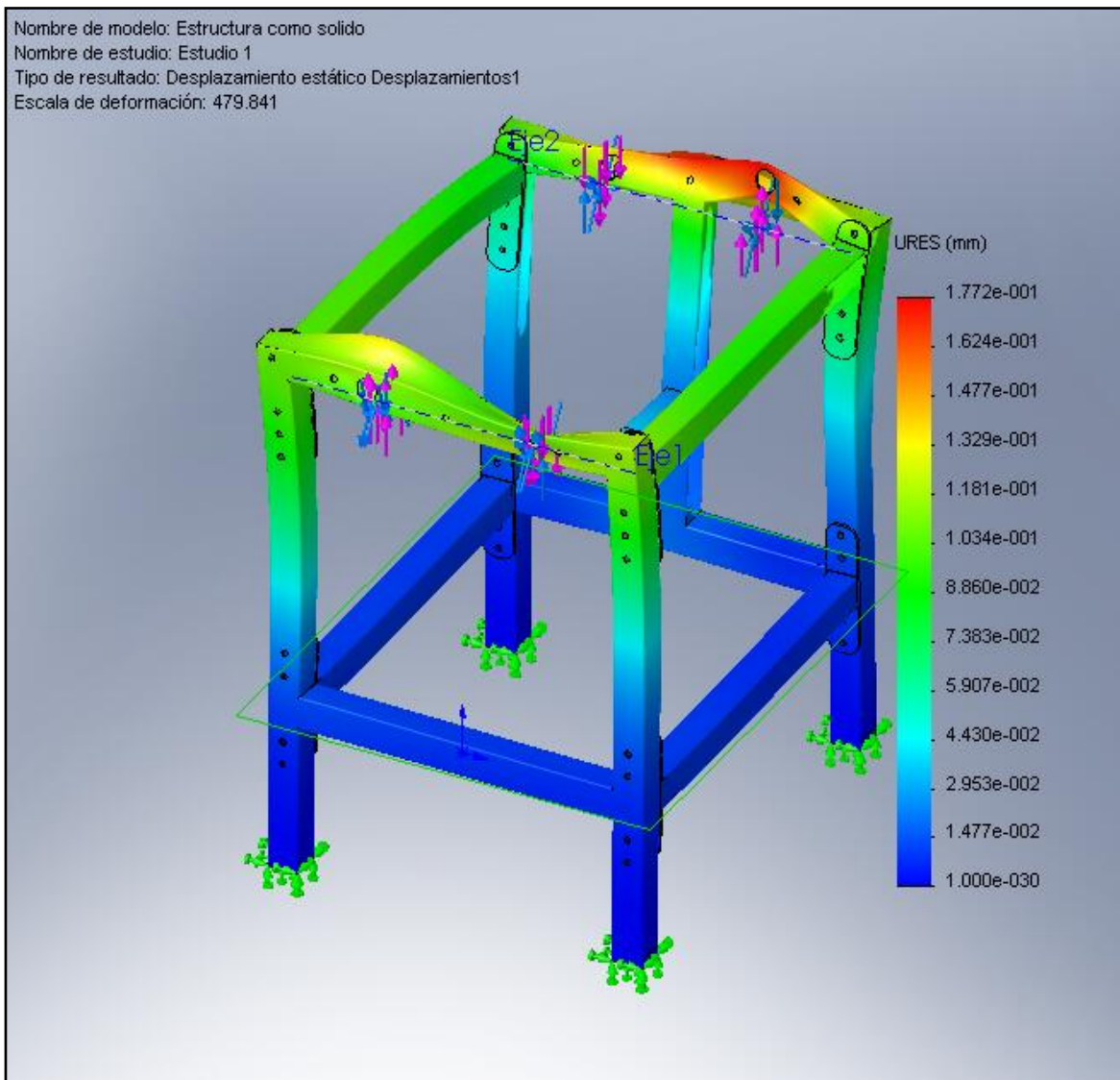
Figura 63. Factor de seguridad



Se puede concluir que aunque los valores de las fuerzas son elevados el factor mínimo de seguridad 2.3 siendo un valor aceptable para el diseño.

El valor máximo de deformaciones es 0.1772 mm. Siendo un valor “no crítico” para la estructura.

Figura 64. Deformaciones



4.6 SELECCIÓN DE LA CELDA DE CARGA

De acuerdo con lo planteado en el diseño se decide utilizar una celda de carga que trabaje a tensión. Para la selección de la respectiva celda de carga se tuvo en cuenta los siguientes factores:

- Los rangos máximos de trabajo (carga a medir).
- Disposición de la carga.
- Dispositivo indicador de la celda de carga.
- Disponibilidad en el mercado local.

4.6.1 Rangos máximos de trabajo. Se han determinado los rangos máximos de fuerza de empuje basado en pruebas llevadas a cabo en la primera y segunda comparativa española de paramotores (ver Anexo E.). Para la selección de la celda de carga se ha tenido en cuenta estos valores ya que ofrece una valiosa fuente de información tomando como rango máximo 250 Kg. valor que pertenece al motor de ultraliviano simonini Víctor dos plus (Ver Anexo E).

4.6.2 Disposición de la carga. De acuerdo a la disposición del sistema de medición y debido a que se decidió utilizar un sistema de palanca la disposición de la fuerza es a tracción.

4.6.3 Dispositivo indicador de la celda de carga. Un factor determinante a la hora de seleccionar la celda de carga es verificar con que dispositivo de lectura datos se cuenta ya que por sí sola la celda de carga no visualiza los valores sensados, además, este dispositivo debe ser de fácil configuración para adaptarlo a las características de funcionamiento deseadas. Para las

pruebas se ha utilizado un Dispositivo indicador Marca DIGI-LOG INSTRUMENTS modelo: Micra –C, totalmente configurable dispone de dos niveles de entrada (30 mV o 300mV) y dos niveles de tensiones de excitación (10V o 5V) seleccionables para acomodar diferentes tipos de celdas de carga (ver Anexo F).

4.6.4 Disponibilidad en el mercado local. Ya que el rango de carga a ser medido es de 0-250 Kg. a tracción y se cuenta con un dispositivo indicador de celda de carga cuyas características ya han sido descritas anteriormente, se selecciono una celda de carga tipo S con capacidad de 750 lb y una sensibilidad de 3mV/V, ya que en el momento era la única celda de carga disponible que cubre el rango de carga solicitado y siendo compatible con el dispositivo indicador (Display) (ver anexo G).

4.7 SELECCIÓN DE LOS PIES NIVELADORES.

Gracias a que el banco de pruebas es desarmable y transportable se opta por utilizar pies niveladores pensando en que el banco se pudiera adaptar a cualquier tipo de superficie además los pies tienen una característica practica y requerida como es el anclaje al piso y anti-vibración ya que esto nos brinda seguridad, estabilidad y soporte a la hora de realizar las pruebas debido a que la fuerza que ejercen los motores generan tendencia a volcadura.

La selección de los pies está influenciada por factores como:

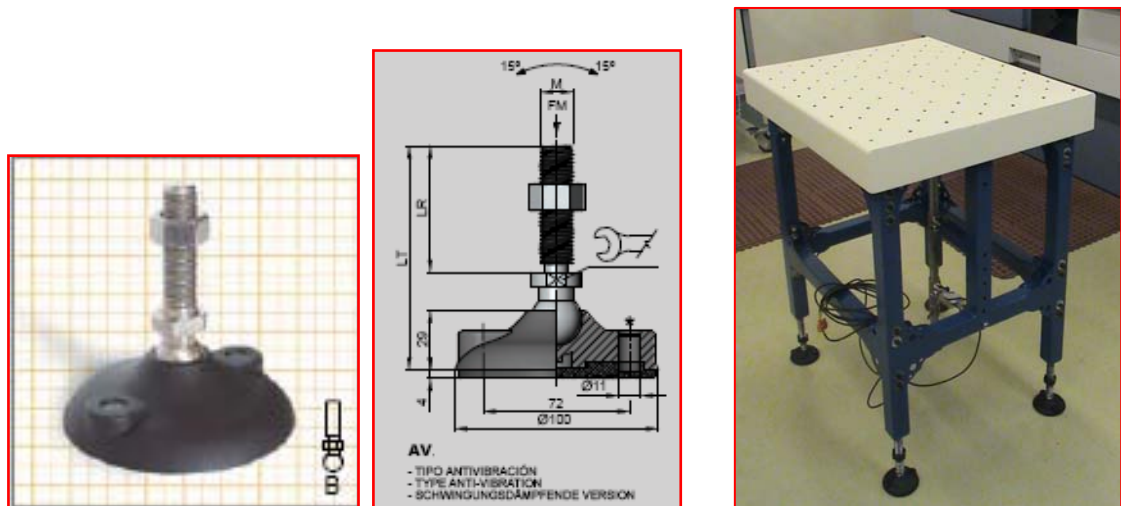
- Anclaje, nivelación y anti-vibración
- Estética.
- Carga

4.7.1 Anclaje, Nivelación y Anti-vibración. Son las principales razones para utilizar pies de soporte debido a que los motores de ultraliviano al anclarlos y probarlos generan vibraciones y para evitar errores en la medida, ya que si no se encuentra nivelado, va a tender a generar reacciones que afecten la medición.

Se selecciono el pie nivelador código **8754548 AV** (anti-vibración).

Tipo eje con Rotula de diámetro 24 mm. Con base en Poliamida reforzada de diámetro 100 mm. Y caucho anti- vibración.


Figura 65. Pies niveladores de anclaje a tierra y anti-vibración



Fuente: www.ave-chains.com y Autores.

4.7.2 Carga. Según las tablas de especificaciones de ultralivianos y tomando como referencia el de mayor peso 127 Kg. (ver cuadro 5).

Cuadro 5. Carga

Marca Modelo	Cilindrada (C.C)	Potencia (CV /RPM)	Par (N-M/RPM)	Peso (Kg.)
 WILKSCH AIRMOTIVE http://www.wilksch.com/		100HP/2750	275/2575	127

Además de el valor del peso propio de la estructura de 60 Kg. para un total de 200 Kg. Como rango de selección y de trabajo de los pies niveladores.

Figura 66. Selección de pies niveladores

M	LT	LR	MAT		TIFO TYPE TYP	FM N (Newton)	Kg.	COD STD	COD AV.		
12	112	63					0,25	8752442	8754492	25	
12	162	113					0,29	8752443	8754493		
12	212	163					0,32	8752444	8754494		
14	112	63	SS303	SS	B	20	15.000	0,28	8752446		8754496
14	162	113					0,33	8752447	8754497		
14	212	163					0,38	8752448	8754498		
16	105	56					0,30	8752450	8754500		
16	162	113					0,37	8752451	8754501		
16	202	153	SS303	SS	B	20	18.000	0,42	8752452	8754502	
16	242	193					0,47	8752453	8754503		
20	132	83					0,36	8752455	8754505		
20	162	113	SS303	-	B	22	18.000	0,42	8752456	8754506	
20	192	143					0,48	8752457	8754507		
20	242	193					0,59	8752458	8754508		
24	132	83					0,44	8752460	8754510		
24	162	113	SS303	-	B	23	18.000	0,52	8752461	8754511	
24	192	143					0,61	8752462	8754512		
24	242	193					0,76	8752463	8754513		
12	112	63					0,25	8752477	8754527		
12	162	113					0,29	8752478	8754528		
12	212	163					0,32	8752479	8754529		
14	112	63	ZN	ZN	B	20	15.000	0,28	8752481	8754531	
14	162	113					0,33	8752482	8754532		
14	212	163					0,38	8752483	8754533		
16	105	56					0,30	8752485	8754535		
16	162	113	ZN	ZN	B	20	18.000	0,37	8752486	8754536	
16	202	153					0,42	8752487	8754537		
16	242	193					0,47	8752488	8754538		
20	132	83					0,36	8752490	8754540		
20	162	113	ZN	-	B	22	18.000	0,42	8752491	8754541	
20	192	143					0,48	8752492	8754542		
20	242	193					0,59	8752493	8754543		
24	132	83					0,44	8752495	8754545		
24	162	113					0,52	8752496	8754546		
24	192	143	ZN	-	B	23	18.000	0,61	8752497	8754547	
24	242	193					0,76	8752498	8754548		

24	132	83					0,44	8752495	8754545	
24	162	113	ZN	-	B	23	18.000	0,52	8752496	8754546
24	192	143					0,61	8752497	8754547	
24	242	193					0,76	8752498	8754548	

Fuente: www.ave-chains.com

Se selecciono el pie nivelador código **8754548 AV** (anti-vibración). Se puede observar que la carga que soporta es de 18000 Newton o 1800 Kg. que es superior al rango de trabajo por lo tanto se ajusta muy por encima a lo requerido.

5. FABRICACIÓN

Con el diseño ya constituido y aprobado se procede a la fabricación de las partes que constituyen el banco de pruebas, cabe resaltar que uno de los objetivos en el proceso de construcción es lograr mantener lo definido en el diseño sobre todo la linealidad y paralelismo tanto en los elementos individuales como en el conjunto en sí.

5.1 ESTRUCTURA PRINCIPAL

Para la creación de la estructura principal es de gran importancia que los cortes se lleven a cabo con mucha exactitud ya que posteriormente se llevaran a cabo los taladrados de los mismos perfiles.

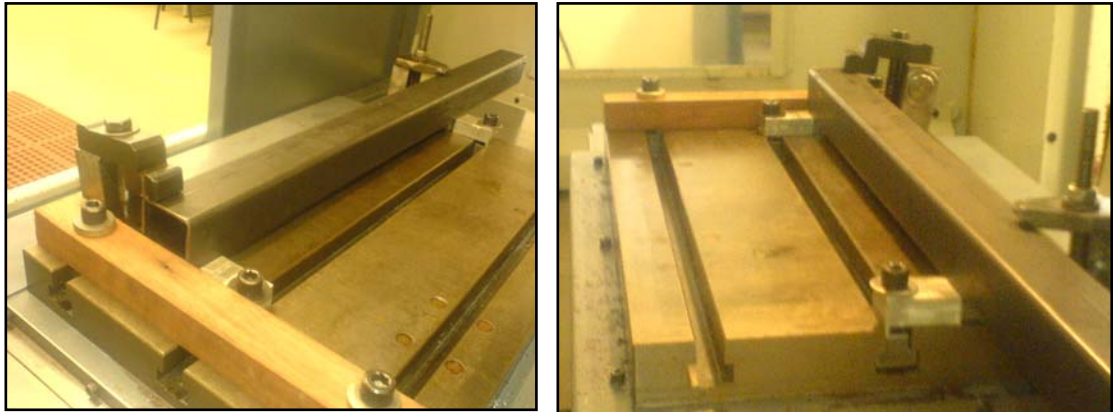
Debido a que la estructura es desarmable uno de los objetivos es que los taladrados se realicen de tal forma que nos permita garantizar la linealidad y el paralelismo para esto contamos con la máquina herramienta de Control Numérico Computarizado (CNC) presente en el laboratorio FMS (sistemas Flexibles de manufactura) de la escuela de Ingeniería Mecánica, que nos brinda la exactitud y precisión a la hora de realizar estas operaciones.

La Elaboración de la estructura soporte está constituida de la siguiente manera:

- Marco Frontal y Posterior.
- Travesaños laterales y platinas de Unión.
- Elaboración de cartelas.

5.1.1 Marco frontal y posterior. La construcción de los marcos frontales y posteriores requería de perfiles de longitud de 800 mm y debido a su longitud se necesitó referenciar dos puntos de cero de pieza debido a que los taladrados se salían del área de trabajo en el centro de mecanizado. El área de trabajo con la que se dispone es de 508 x 350 mm². Tipo de anclaje. Otro de los factores importantes a la hora de mecanizar es el sistema de anclaje a la bancada del centro de mecanizado para este caso se diseñaron dos guías o topes laterales de tal forma que el perfil quedase paralelo con el eje X del centro de mecanizado a fin de lograr la línea de los agujeros en el centro del perfil también se dispuso de un tope en la parte superior del perfil coincidente con el eje Y, y para sujetar el perfil a la mesa de trabajo se utilizaron el sistema de anclaje de uñas que es uno de los sistemas de anclaje más común, a continuación se muestra todo el conjunto de anclaje.

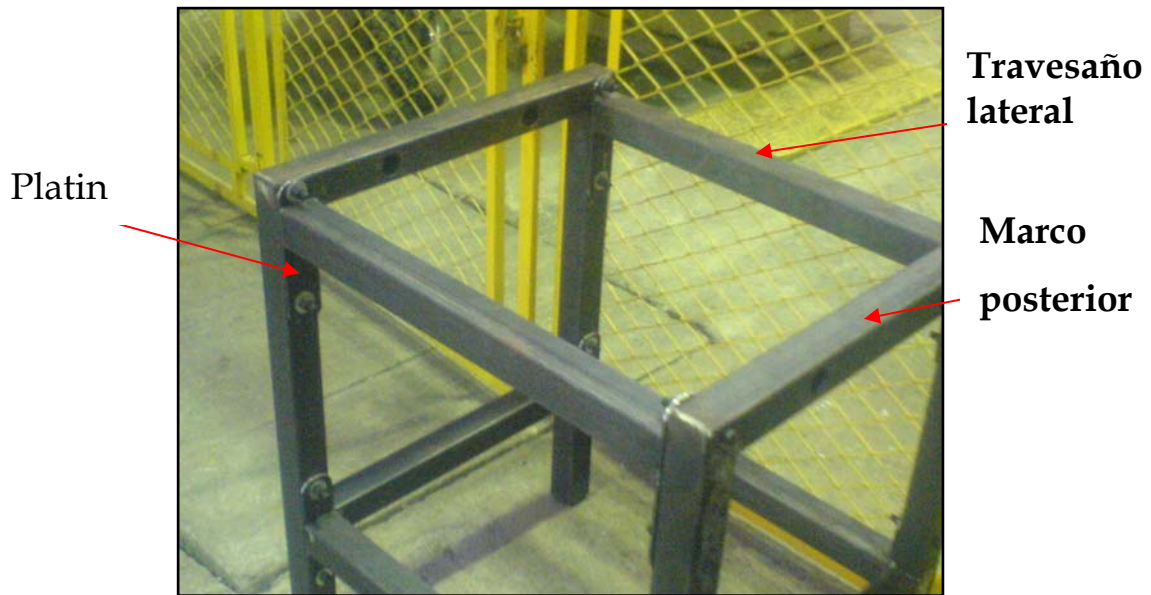
Figura 67. Sistema anclaje estructura



5.1.2 Travesaños laterales y platinas. Para la construcción de los travesaños laterales se utilizó el mismo sistema de anclaje ya que brinda bastante rigidez. Para la realización de las platinas se necesita una matriz que nos permite realizar las operaciones de mecanizado a varias platinas simultáneamente a fin de lograr que los agujeros sean colineales con los de la estructura y posteriormente soldarlas a los travesaños laterales, Las

platinas nos sirven de elementos de unión entre los marcos frontal y posterior.

Figura 68. Estructura Principal.



5.1.3 Elaboración de cartelas. Para asegurar mayor rigidez entre las platinas y los travesaños laterales y a su vez el banco en si, se vio la necesidad de construir cartelas, la función principal de la cartela es brindar mayor rigidez a la estructura ya que el banco va estar sometido a grandes esfuerzos debido a las cargas actuantes y a las vibraciones producidas por el elemento motriz. Para la realización de las cartelas se decidió utilizar una matriz que permite la realización de varias cartelas a la vez ya que sin esto la construcción se volvería tediosa y larga al realizar una por una. en la Fig.69 # se puede observar la matriz. El proceso de anclaje se divide en dos fases:

- Inicialmente se anclo la matriz a la bancada y se sujeto por medio de tornillos. El proceso de fabricación de la cartela requería un desperdicio de material para la obtención final. Inicialmente se desbastaron sus lados y se

realizaron los taladrados que a su vez iban a constituir el método siguiente de anclaje para lograr su forma final.

- Ya con la operación de desbaste y taladrado realizadas, la siguiente forma de anclaje, fue por medio de la utilización de pines y tornillos que nos aseguran un excelente método de sujeción para poder darle la forma final cabe resaltar que el diseño final de la cartela le brinda esteticidad al banco en su conjunto.

Figura 69. Matriz de Anclaje Cartelas



Figura 70. Cartelas



5.2 SISTEMA DE DESLIZAMIENTO

El sistema de deslizamiento es sin lugar a dudas el conjunto más importante dentro de diseño en general ya que de su fabricación constituye el éxito o el fracaso del banco de pruebas.

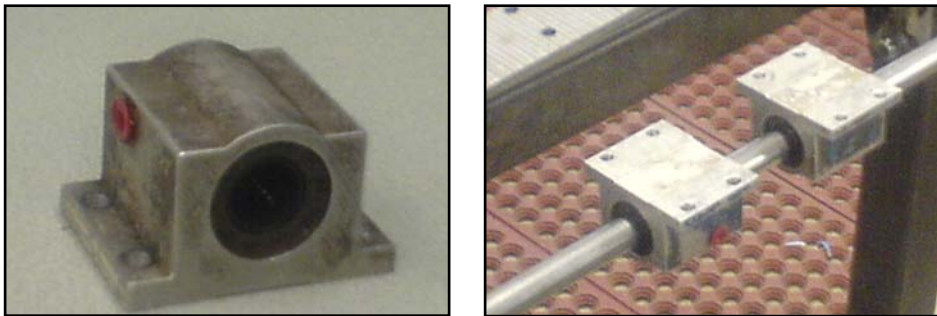
El sistema de deslizamiento está constituido por los siguientes elementos:

- Rodamiento de bolas internas re circulantes (Pillow blocks).
- Ejes calibrados
- Bridas de sujeción

➤ Platina de Alineamiento.

5.2.1 Pillow blocks. Una de las piezas más importantes con la que cuenta este sub-conjunto son los rodamientos de bolas internas o Pillow blocks gracias a sus características de cero fricción nos brinda la certeza de que a la hora de poner en funcionamiento el sistema garantizaremos que las pérdidas por fricción a la hora de la medición van a ser muy mínimas tendiendo a cero.

Figura 71. Pillow Blocks



5.2.2 Ejes calibrados. Los ejes son de acero calibrado ya que esto nos garantiza una superficie homogénea y con un acabado óptimo para el movimiento estos ejes generalmente son comprados como un juego con los pillow blocks.

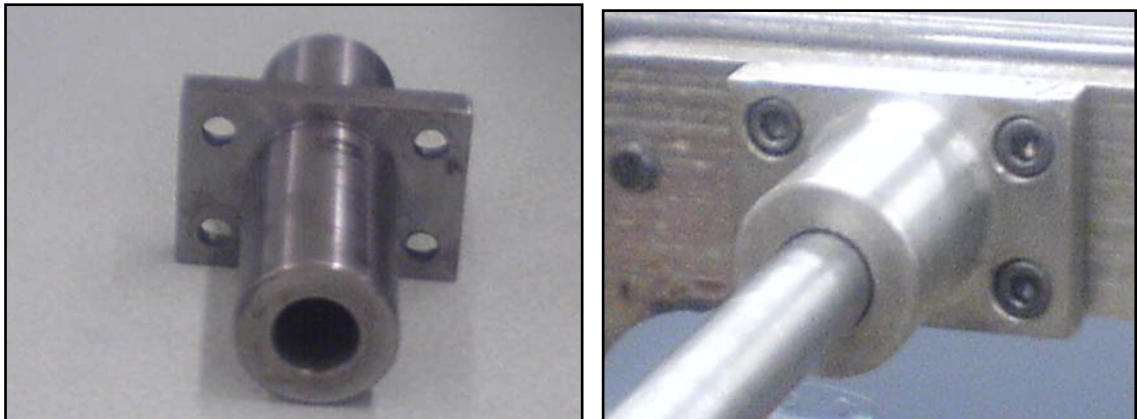
5.2.3 Bridas de sujeción. Son elementos de unión entre los ejes y la estructura principal, los cuales brindan el soporte a los ejes. Las bridas están constituidas en dos partes principales una platina cuadrada y perfil tubular. El proceso de construcción se llevo a cabo de la siguiente manera:

➤ Platina cuadrada previamente mecanizada con el fin de planear sus superficies de contacto a fin de evitar des alineamientos indeseados. Taladrado central con ajuste preciso para posteriormente soldar al perfil tubular (solamente se soldó el lado en donde no iba a haber contacto con la

estructura), y taladrados para los tornillos que unen a la estructura principal, cabe resaltar, que estos taladrados están mecanizados para la utilización de tornillos Bristol de tal forma que sea más estética al momento de ensamblaje.

➤ Perfil tubular al cual se le realizo las operaciones de refrentado de caras, un cilindrado interno pasante pensando en su posterior desarme para los ejes del sistema de deslizamiento y cilindrado exterior con el fin de dar la medidas con ajuste fuerte para la platina de alineamiento.

Figura 72. Brida



5.2.4 Platina de Alineamiento. Un problema que enfrenta el sistema de deslizamiento es el paralelismo que debe existir entre los ejes, para ello se elaboro una platina que ensambla directamente con los marcos frontal y posterior por medio de unos agujeros colineales con los de la estructura principal, para darle esa precisión se utilizó el centro de mecanizado y con la ayuda del software “Mastercam X” de tal forma que se asegure que la posición de los agujeros sea exacta y así poder asegurar el paralelismo entre ejes y desde luego entre la platina los marcos de la estructura. La estructura frontal y posterior además de poseer los agujeros colineales con la platina

posee un agujero central que se realizo utilizando las operaciones de taladrado y fresado de círculos en “Mastercam X” en donde encaja las bridas.

Figura 73. Anclaje de la Platina



Figura 74. Anclaje Platina-Estructura

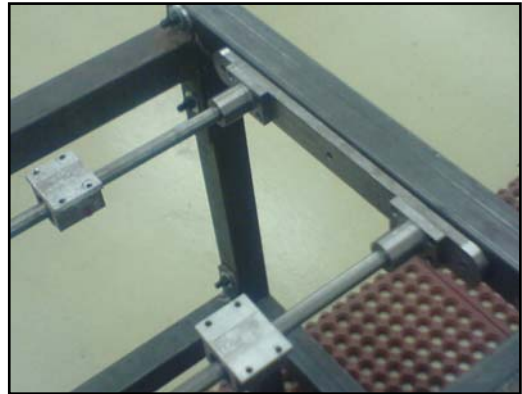


Figura 75. Platina de Alineamiento.



5.3 BANDEJA DESLIZANTE

En el proceso de construcción de la bandeja fue uno de los más críticos puesto que el diseño en si exigía que fuese un elemento liviano pero que a la vez resistente. Pensando en esto se diseño la bandeja como un elemento cerrado, se le hizo unos dobleces en sus extremos ya que esta forma brinda más rigidez y le da una forma más estética.

Lo siguiente es anclar el elemento motriz. Debido a que la bandeja no brinda la posibilidad de atornillarse, se decidió construir una estructura en varilla cuadrada calibrada que nos pudiese brindar la posibilidad de perforar de tal forma que permitiera atornillar cualquier estructura a ella, además de ofrecer un poco mas de rigidez a la bandeja. Esta estructura en varilla calibrada se le realizó los taladrados de modo que al ser soldada en la bandeja generara una matriz de agujeros que da la posibilidad de anclar cualquier motor sobre ella ya que cada paramotor o ultraliviano posee diferentes puntos de anclaje y esta matriz garantiza cubrir cualquier inconveniente de anclaje. Posteriormente se le realizo sus debidos roscados a los agujeros.

Figura 76. Estructura soporte en varilla calibrada

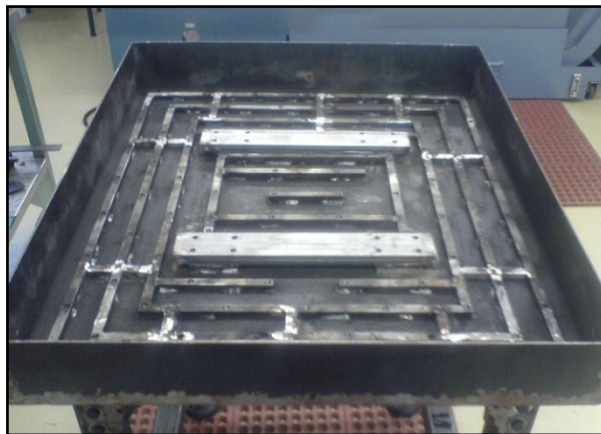


Figura 77. Matriz de agujeros Roscados para anclaje.



Los pillow blocks deben estar atornillados a la bandeja ya que estos son los que permiten el movimiento de ella, para ello hubo la necesidad de mecanizar unas plaquitas del tamaño de los pillow blocks, debido al inconveniente del espesor de la bandeja estas plaquitas fueron soldadas a la bandeja de tal forma que se constituyeran en un solo elemento, además, fueron taladradas y roscadas. Cabe resaltar que estos taladrados no se hicieron pasantes con la bandeja ya que podía interferir con alguna estructura que se deseara colocar sobre la bandeja.

En el momento de ensamblar la bandeja a la estructura principal se presentó una interferencia entre la estructura de varilla soldada en la parte inferior de la bandeja y los marcos frontal y posterior generando la necesidad de fabricar unas platinas que nos dieran ese delta de altura necesario para que la bandeja se pudiera desplazar libremente.

Figura 78. Platinas de altura



Figura 79. Bandeja deslizante.



5.4 SISTEMA DE MEDICIÓN

La esencia de este proyecto es la medición de “Fuerza de Empuje”. Los principales factores que influyeron a la hora de decidir cuál iba a ser el sistema de medición fueron:

- La precisión.
- El rango de trabajo.

5.4.1 La Precisión. Es Determinante que el sistema de medición sea confiable y genere el mínimo de pérdidas por fricción entre elementos actuantes, por ejemplo, en un sistema mecánico de poleas con dinamómetro se obtendrían pérdidas por fricción entre los cables y la polea que harían del sistema poco preciso y poco fiable. Para evitar este tipo de problema se resolvió utilizar una celda de carga tipo “S” acoplada con un sistema de palanca debido a que este sistema nos permite medir fuerza a tensión y la celda brinda mayor precisión gracias a que posee un grado más elevado de sensibilidad.

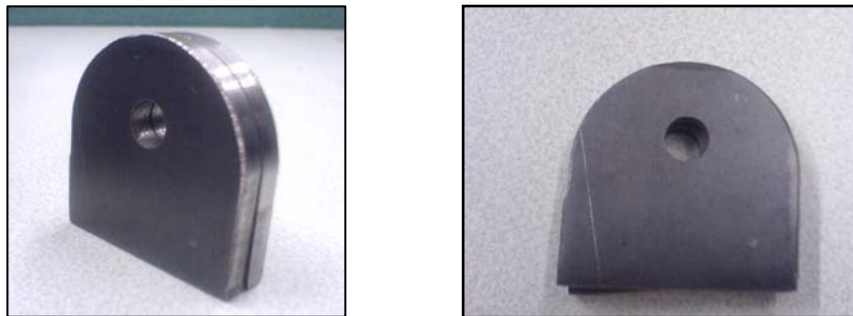
5.4.2 El rango de trabajo. Las características técnicas entre un paramotor y un ultraliviano arrojan como resultado un amplio margen en cuanto a capacidad de empuje entre uno y el otro, debido a esto, el proceso de diseño se enfocó hacia un sistema donde con una variación de posición o variación de distancia del elemento de medición (celda de carga) por medio de un sistema de palanca se pueda intensificar o disminuir la fuerza de tal forma que se pueda cubrir los rangos de fuerza de empuje de paramotores y ultralivianos.

5.4.3 Proceso de fabricación. El sistema de medición está constituido por los siguientes elementos:

1. Anclaje superior
2. Eje
3. Collarín superior y Collarín inferior
4. Tornillo unión celda de carga
5. Rotula.

5.4.4 Anclaje superior. Se utilizaron dos platinas de 50x 50 mm² de espesor ¼" (pulgadas), se mecanizaron dándole una forma contorneada, se taladraron para unión con el agujero del eje para tornillo de 10mm. Posteriormente soldadas a la bandeja deslizante.

Figura 80. Anclaje superior



5.4.5 Eje. Según el diseño se necesita un eje de diámetro 25.55 mm, material acero 4140. Ya que el eje debe ser correspondiente con el perfil tubular con el cual se fabrico los collarines, que tienen por dimensiones de diámetro interno 26,55mm se decidió comprar un eje de la siguiente medida existente en el mercado es decir eje de 1^{1/4}" y realizarle un cilindrado exterior al eje hasta dar la medida correspondiente al ajuste con el de los collarines sea deslizante.

5.4.6 Collarín superior y Collarín inferior. Debido a que en el mercado no existe un tipo de collarín que correspondiese con lo desarrollado en el proceso de diseño, se opto por la fabricación de estos elementos tan importantes en el sistema. El proceso de fabricación de estos collarines se llevo a cabo de la siguiente manera: se decidió soldar un perfil circular macizo con un perfil tubular cedula 40 de 1 pulgada de tal manera que el eje que pasa a través de ellos tenga un ajuste deslizante. Los collarines

poseen un ranurado central que permite ajustarse de tal forma que se pueda alinear la celda de carga con el collarín permitiendo que la fuerza viaje axialmente para el caso del collarín inferior, y transmita de forma efectiva la fuerza generada por el motor.

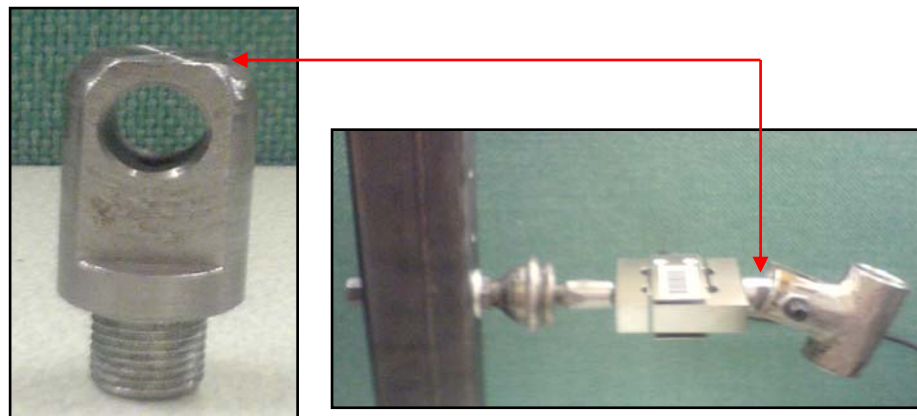
Figura 81. Collarines



5.4.7 Tornillo de unión celda de carga. Este elemento permite la conexión entre la celda de carga y los collarines, permitiéndoles los grados de libertad necesarios para el movimiento generado por el sistema de deslizamiento. La manufactura de este tornillo se hizo en dos partes:

1. Se torneo un perfil redondo macizo hasta llegar a las dimensiones estipuladas en el diseño se le realizo una operación de taladrado y un roscado para el posterior ensamble con un espárrago.
2. Se utilizo un espárrago que tuviese las dimensiones correspondientes a la rosca del agujero de la celda de carga para este caso un espárrago de $\frac{1}{2}$ " UNF, para el ensamble final.

Figura 82. Tornillo de Unión Celda de carga.



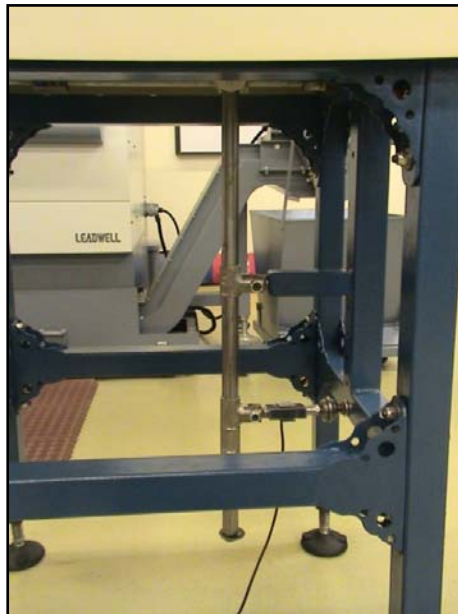
5.4.8 Rotula. Para que la celda de carga pueda realizar una medición real se necesita que al generar el movimiento de todo el sistema esta se encuentre alineada con el mismo ya que si lo anclamos directamente al perfil cuadrado se estaría generando esfuerzos que afectarían la medición y por tanto se perdería la confiabilidad en los resultados arrojados. Para solucionar ese inconveniente se pensó en un elemento que nos brindara la libertad de movimiento de tal forma que se pudiese ajustar a cualquier posición. Se llegó a la conclusión que el elemento que responde a estas solicitudes era una rotula. Se adaptó la rotula del sistema de suspensión de Renault 4 ya desgastada ya que así trabajaría mejor puesto que habría mayor libertad de movimiento gracias al desgaste ya sufrido. El proceso de adaptación al sistema de medición inicio quitándole los soportes de anclaje mediante proceso de torneado ya que no eran útiles en este caso, se le soldó un tornillo para unirlo al perfil cuadrado y se le quitó la parte roscada del tornillo que por defecto traía ya que no era coincidente con el de la celda para agregarle un espárrago de $\frac{1}{2}$ " UNF. Para ello fue necesario primero taladrar la parte del tornillo restante a 10mm y hacerle un roscado luego desbastar un lado del espárrago y roscarlo de tal forma que fuese coincidente con el

agujero del tornillo de la rotula ya finalmente ensamblado la rosca del espárrago es coincidente con la de la celda de carga.

Figura 83. Rotula



Figura 84. Sistema de medición



5.5 SISTEMA DE ANCLAJES

Como cada casa fabricante de paramotores y ultralivianos posee un posicionamiento diferente para los puntos de anclaje del motor al chasis, a si mismo se decidió llevar a cabo un sistema de anclaje para cada motor a ser probado.

5.5.1 Chasis Paramotor. La fabricación del anclaje del paramotor debe poseer las siguientes características debe ser una estructura rígida que no permita ningún grado de libertad con el fin de poder evitar cualquier posibilidad de volcadura, es decir, esta estructura deberá comportarse como un elemento solidario con el banco de pruebas, además, debe ser de fácil construcción.

La estructura del chasis del paramotor está hecho el perfil tubular, aprovechando esta característica la estructura se fabrico en perfil tubular de $\frac{3}{4}$ " calibre 14 ya que nos permite poder sujetarla con mayor facilidad. Para agarrar los dos perfiles se utilizo abrazaderas metálicas tipo cremallera que nos brinda un fuerte agarre y una unión rígida y para su anclaje con el banco de pruebas se le soldó platinas de acero 1020 (2"x 2"x 3/16") que se atornillan directamente a la matriz de agujeros que posee la bandeja deslizante del banco de pruebas.

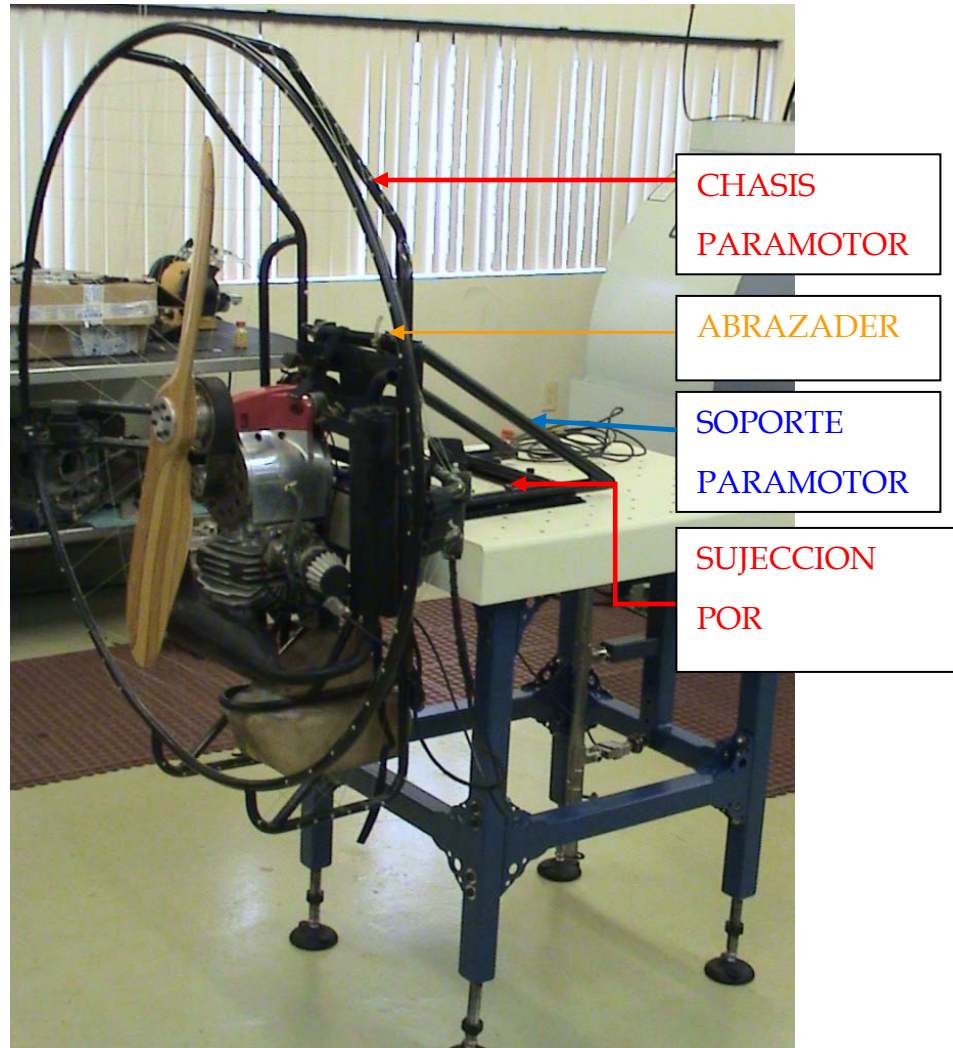
Figura 85. Soporte Anclado a



Figura 86. Soporte Anclado b



Figura 87. Sistema de sujeción Paramotor.

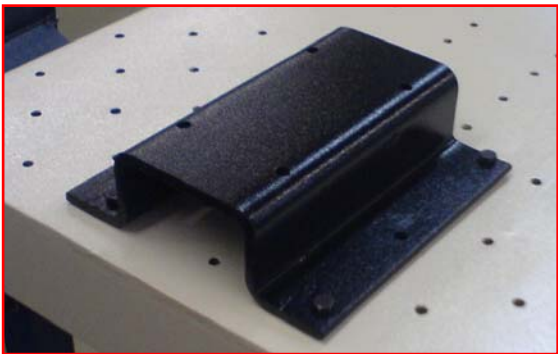


5.5.2 Chasis Ultralivianos. Como el motor de ultraliviano a probar es el Rotax 532 y la disposición de sus puntos de anclaje están en la parte inferior se hizo un soporte en platina de 3/8 in de espesor.

El proceso de fabricación consiste en plegar la platina hasta lograr dar la forma deseada (ver figura#). Para la ubicación de sus de anclaje se recurrió al catalogo del motor Rotax obteniendo las posiciones de sus puntos de

anclaje para su posterior taladrado en el centro de mecanizado para así garantizar la colinealidad de los agujeros.

Figura 88. Soporte motor Rotax.



6. PRUEBAS

Con el banco de pruebas ya definido se opto por llevar a cabo dos tipos de mediciones:

- Prueba Estática.
- Prueba Dinámica

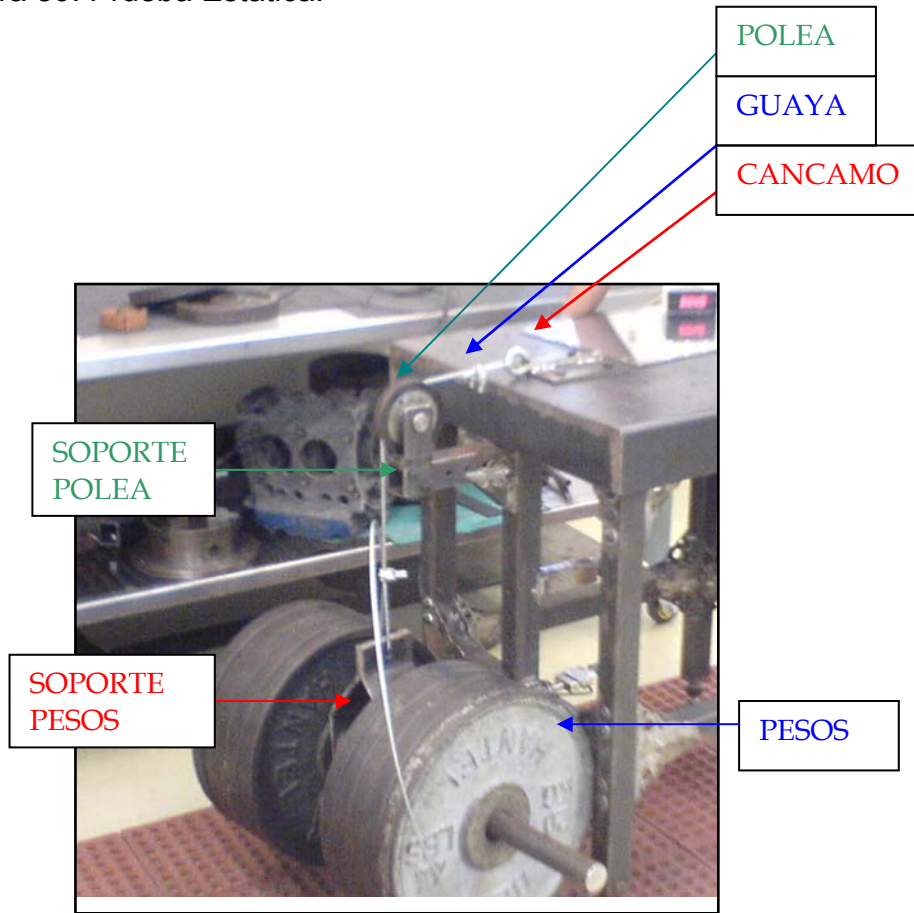
6.1 PRUEBA ESTÁTICA

Esta prueba tiene por fin la calibración de la celda de carga para comprobar el correcto funcionamiento del sistema de medición. Para ello fue necesario construir un mecanismo que simulara la fuerza de empuje de los motores de tal forma que se pudiera verificar su funcionamiento.

El mecanismo está constituido por los siguientes elementos:

- Cáncamo.
- Polea.
- Soporte de polea.
- Guaya.
- Soporte de Pesos.
- Pesos.

Figura 89. Prueba Estática.



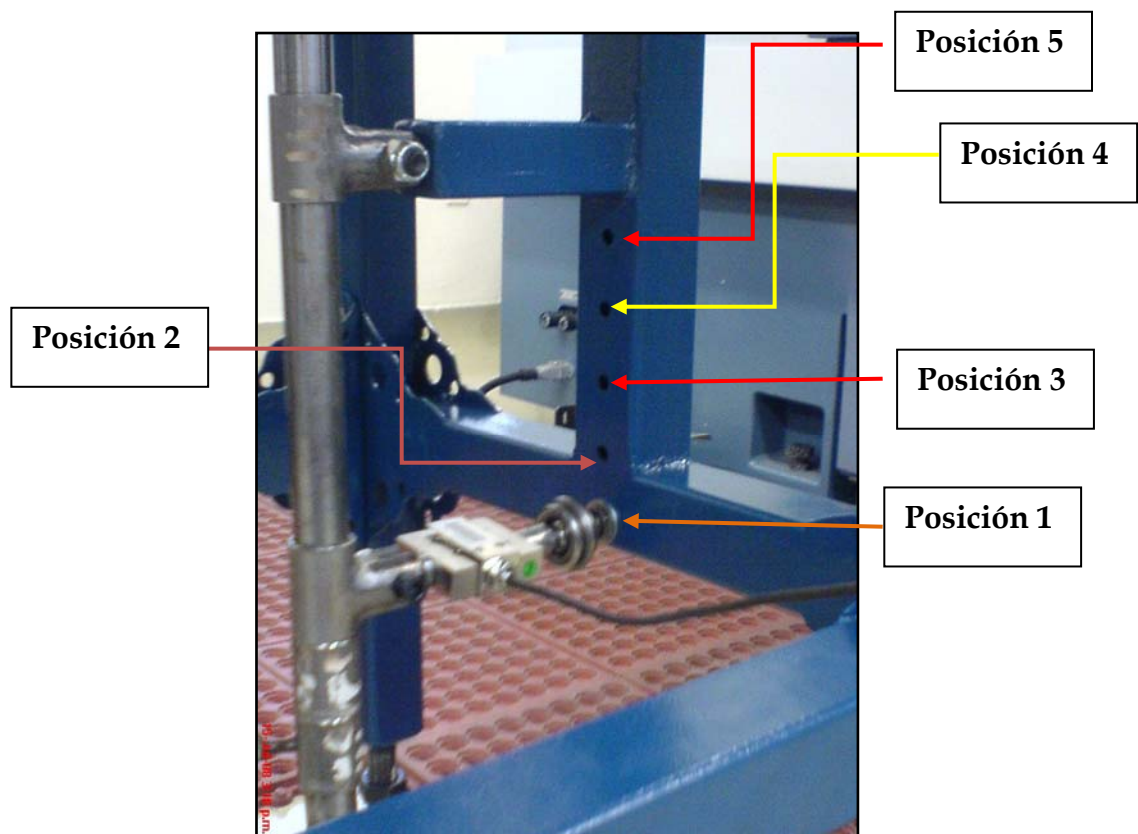
El mecanismo está anclado a la bandeja deslizante por medio de una platina atornillada a ella, esta platina tiene soldado un cáncamo al cual se le atara la guaya de tal forma que al tensionar la guaya su disposición sea totalmente horizontal con la de la polea para que la fuerza generada por los pesos colocados sea igual al de la tensión de la guaya. Como el sistema de medición está anclado a la bandeja permite medir la fuerza generada por los pesos, induciéndosela a la celda de carga siendo posteriormente visualizada en el display, claro está, que hay que decir que esta fuerza visualizada es un valor intensificado debido al juego de palanca, así que, hay que llevar a cabo la respectiva relación de acuerdo a la posición o brazo en que se encuentre

ubicada la celda en el momento de medición o reemplazar en la ecuación que representa esta posición (ver Graficas de cada posición) .

Para llevar a cabo la calibración de la celda de carga se dispuso de pesos olímpicos certificados esto para comprobar la veracidad y seriedad de la medición.

Cada posición de la celda de carga representa un valor máximo de carga que puede medir la celda se tomaron varias medidas con los diferentes valores de pesos hasta llegar al máximo permitido en cada posición según diseño cabe resaltar que este aumento en la carga es un aumento lineal por lo tanto es de esperar que los valores arrojados por el display tengan el mismo comportamiento y a su vez la grafica de carga vs. Valores del display provistos en la Cuadro 6..

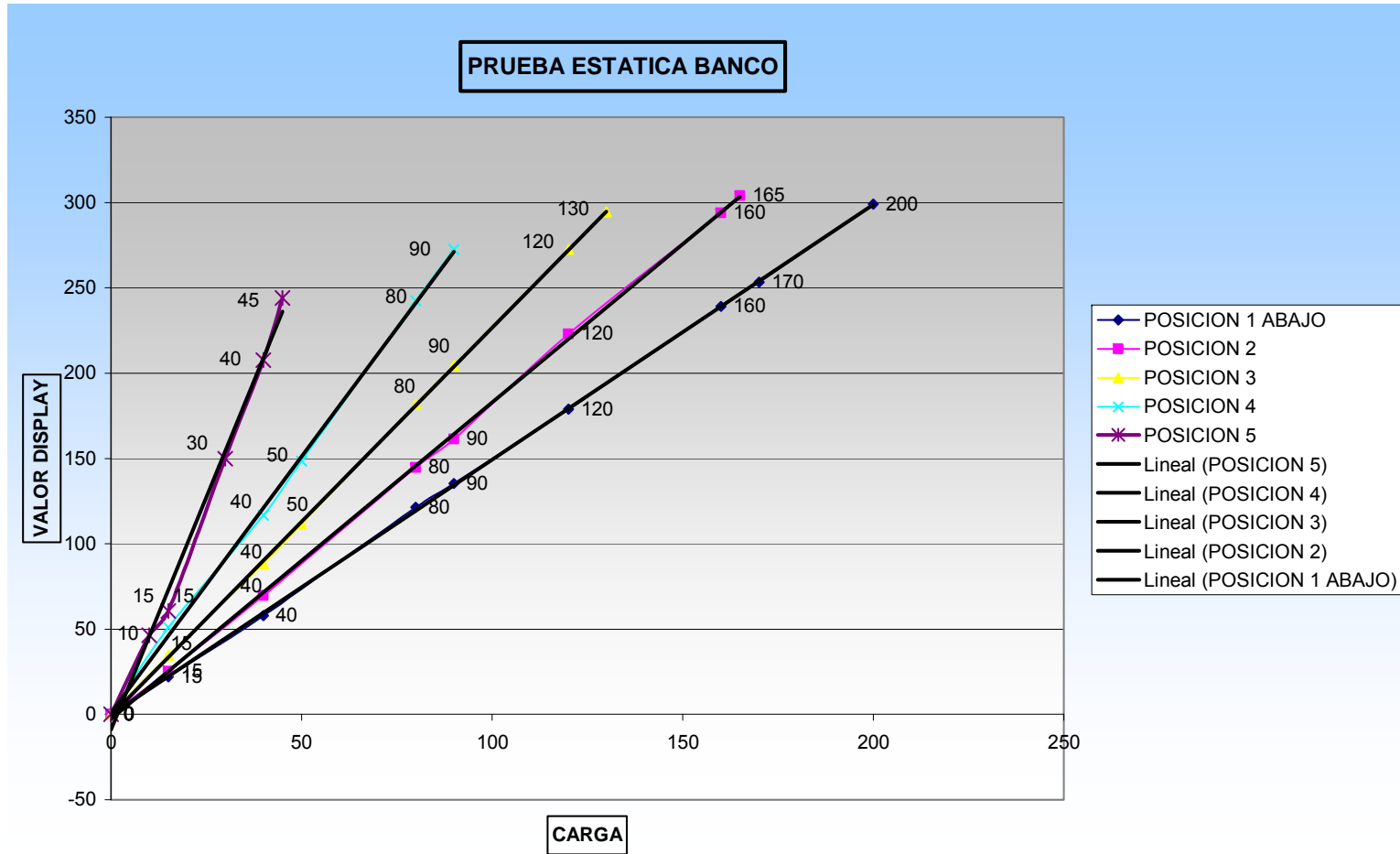
Figura 90. Grafica Posiciones celda de carga.



Cuadro 4. Prueba estática

<i>POSICION 1 ABAJO</i>		<i>POSICION 2</i>		<i>POSICION 3</i>		<i>POSICION 4</i>		<i>POSICION 5</i>	
PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	22	15	25,3	15	34,5	15	51	10	46,3
40	58	40	69,7	40	88,2	40	116,8	15	60,6
80	121,5	80	144,7	50	111,4	50	148,6	30	150
90	135,4	90	161,4	80	181,8	80	242,5	40	207,7
120	178,8	120	223	90	204,5	90	272,6	45	244
160	239	160	294	120	272,5				
170	253,4	165	304,1	130	294,5				
200	299								
POSICION DE LA CELDA (cm.)									
21		16,2		12,6		8,4		4,2	
DISTANCIA DEL PIVOTE SUPERIOR (cm.)									
30									

Figura 91. Grafica Posiciones de la celda



Los valores obtenidos en cada posición de la celda de carga permiten hacer la calibración de la misma realizando las graficas correspondiente obteniendo la ecuación de cada grafica y su respectiva corrección.

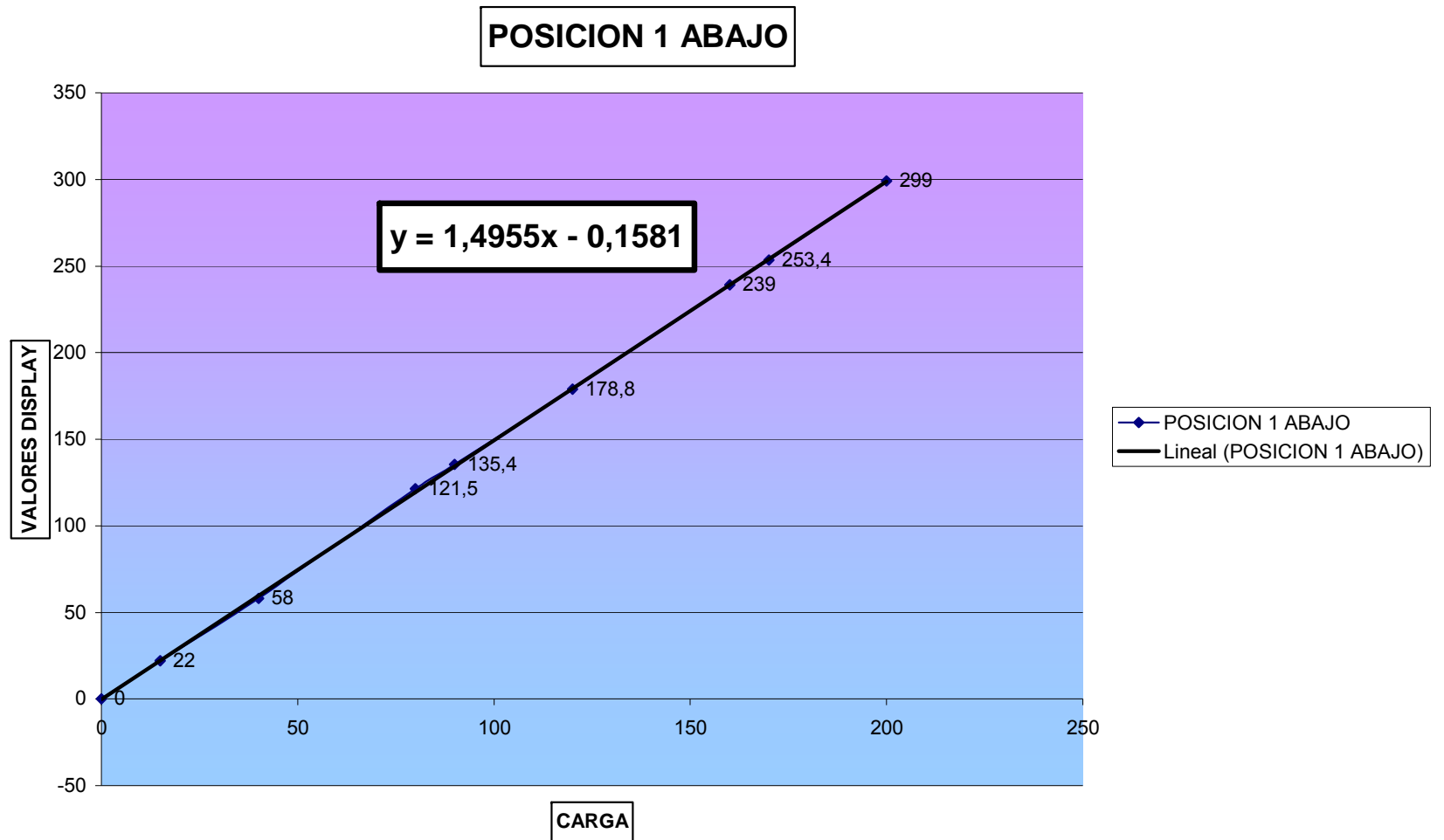
La ecuación visualizada en la grafica $Y = 1.4944X$ representa el comportamiento de la prueba estática para esa posición con su correspondiente corrección de tal manera que su tendencia sea lineal en donde el eje coordenado de las Y representa los valores mostrados en el display y el eje X el valor de la carga a continuación se lleva a cabo una verificación con la ecuación para comprobar que el valor arrojado sea el valor medido para ello despejamos la variable X (carga) que es lo que se necesita

$$\text{conocer } X = \frac{Y + 0,1581}{1,4955}$$

Cuadro 7. Valores Prueba Estática Posicion1.

Carga	valores display	Valores generados con la ecuación de la recta $X=(Y+0,1581)/1,4955$	Porcentaje de Error
0	0	0,11	0,00
15	22	14,82	1,22
90	135,4	38,89	2,78
120	178,8	81,35	-1,69
160	239	90,64	-0,72
170	253,4	119,66	0,28
200	299	159,92	0,05
170	253,4	169,55	0,27
200	299	200,04	-0,02

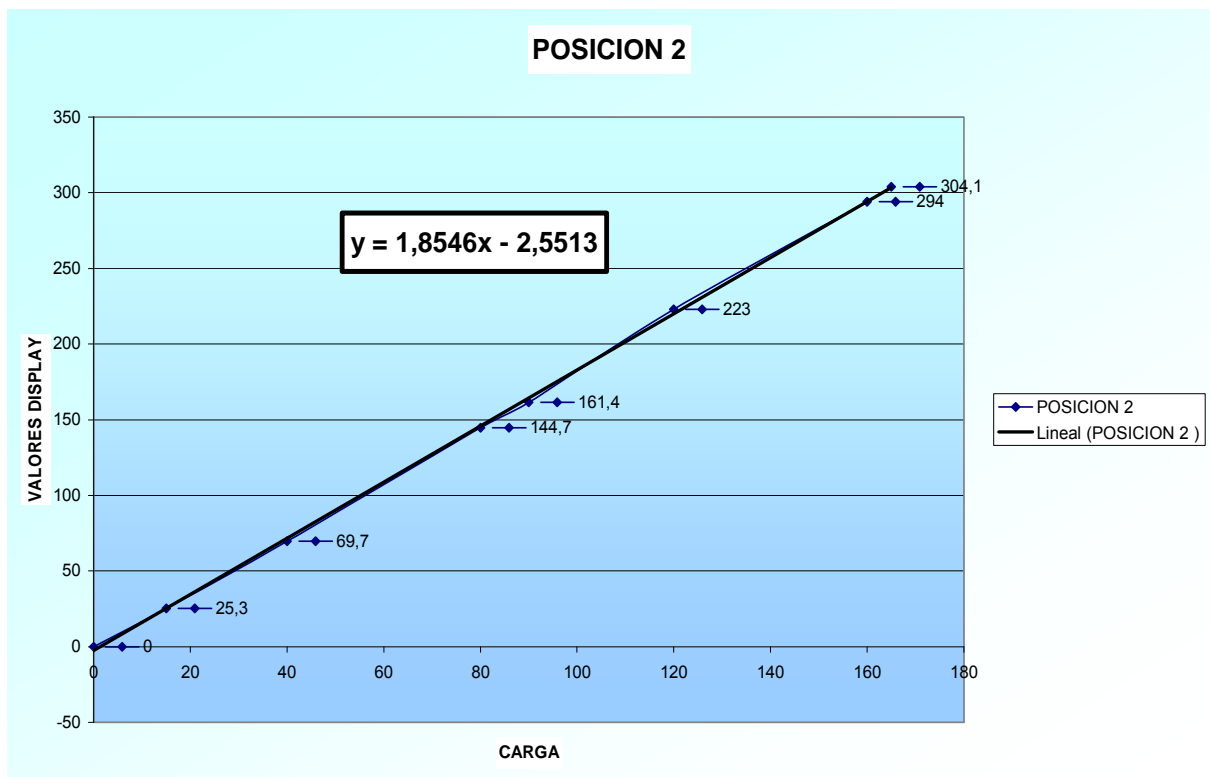
Figura 92. Grafica posición 1 celda de carga



Cuadro 8. Valores Prueba Estática Posición 2

Carga	valores display	Valores generados con la ecuación de la recta $X=(Y+2,5513)/1,8546$	Porcentaje de Error
0	0	0	0
15	25,3	15,02	-0,12
40	69,7	38,96	2,61
80	144,7	79,40	0,75
90	161,4	88,40	1,77
120	223	121,62	-1,35
160	294	159,90	0,06
165	304,1	165,35	-0,21

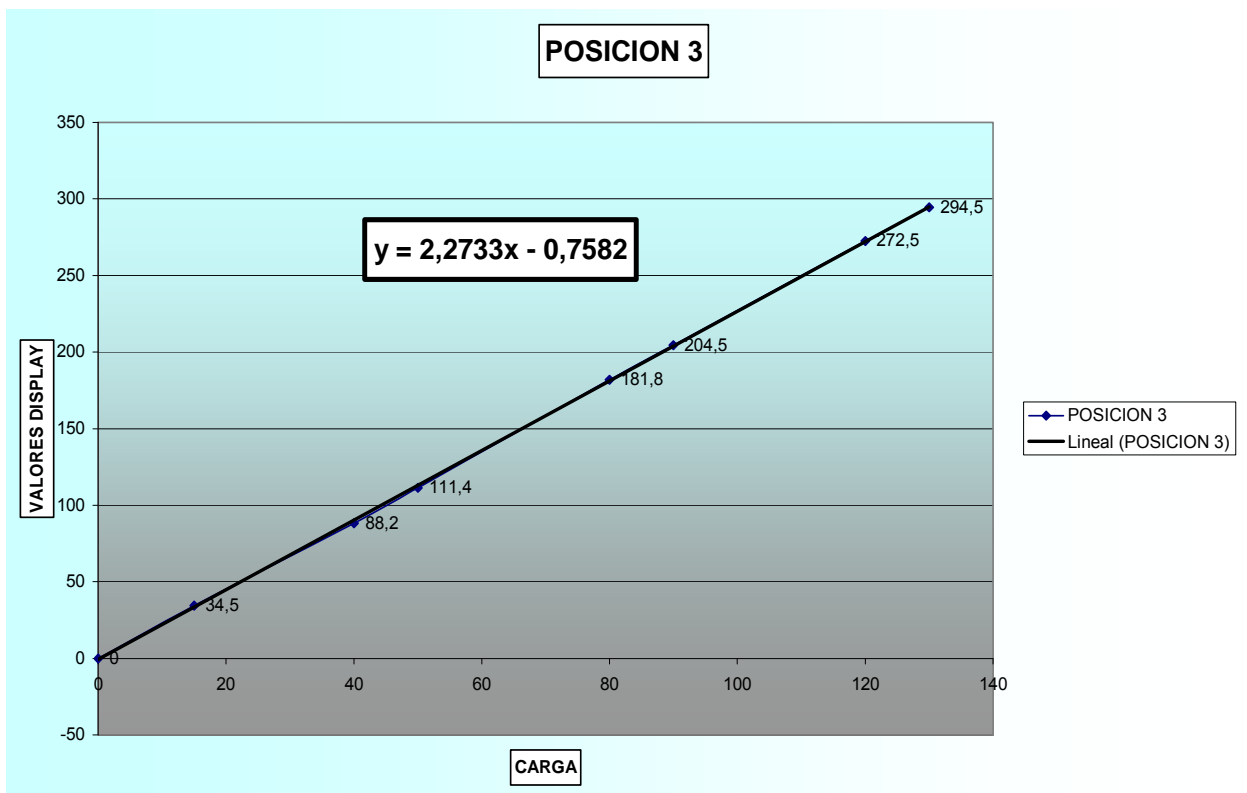
Figura 93. Grafica posición 2 Celda de Carga



Cuadro 9. Valores Prueba Estática Posición 3

Carga	valores display	Valores generados con la ecuación de la recta $X=(Y+0.7582)/2,2733$	Porcentaje de Error
0	0	0,00	0,00
15	34	15,29	-1,93
40	88,2	39,13	2,17
50	111,4	49,34	1,33
80	181,8	80,31	-0,38
90	204,5	90,29	-0,32
120	272,5	120,20	-0,17
130	294,5	129,88	0,09

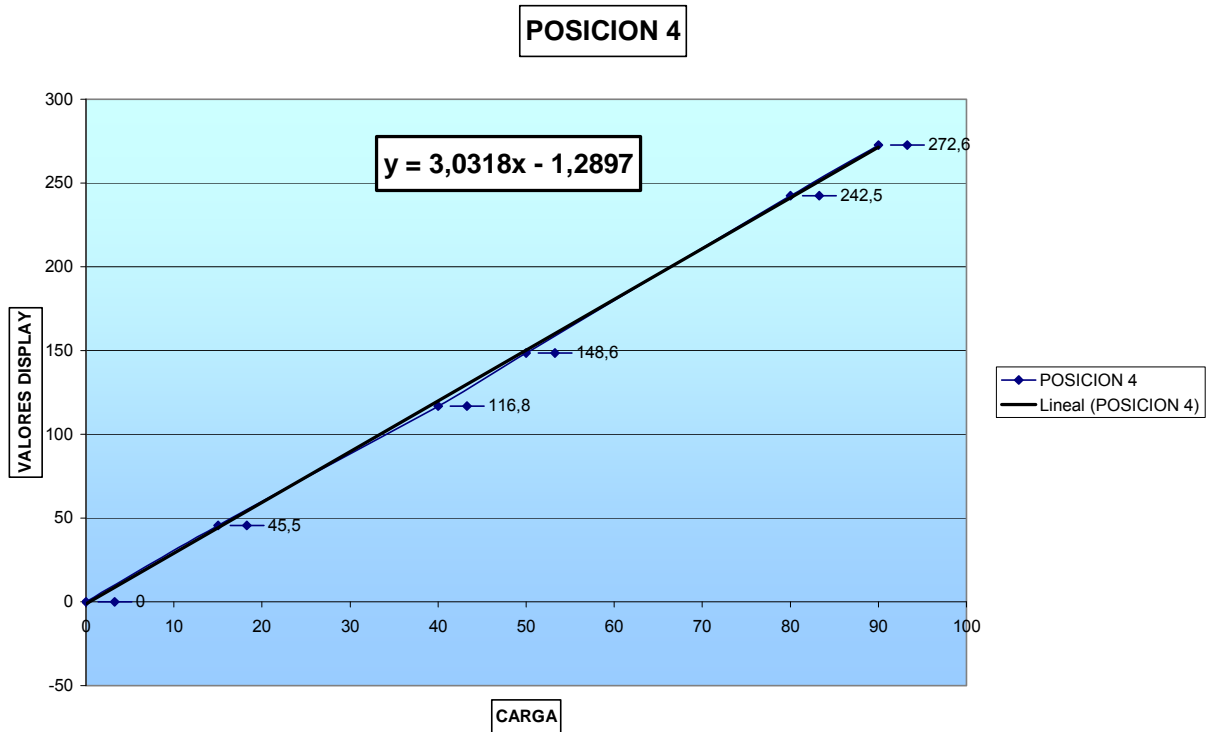
Figura 94.. Grafica posición 3 Celda de Carga



Cuadro 10. Valores Prueba Estática posición 4

Carga	valores display	Valores generados con la ecuación de la recta $X=(Y+1,2897)/3,0318$	Porcentaje de Error
0	0	0,00	0,00
15	45.5	15,27	-1,79
40	116,8	40,01	-0,01
50	148,6	49,44	1,12
80	242,5	80,41	-0,51
90	272,6	90,34	-0,38

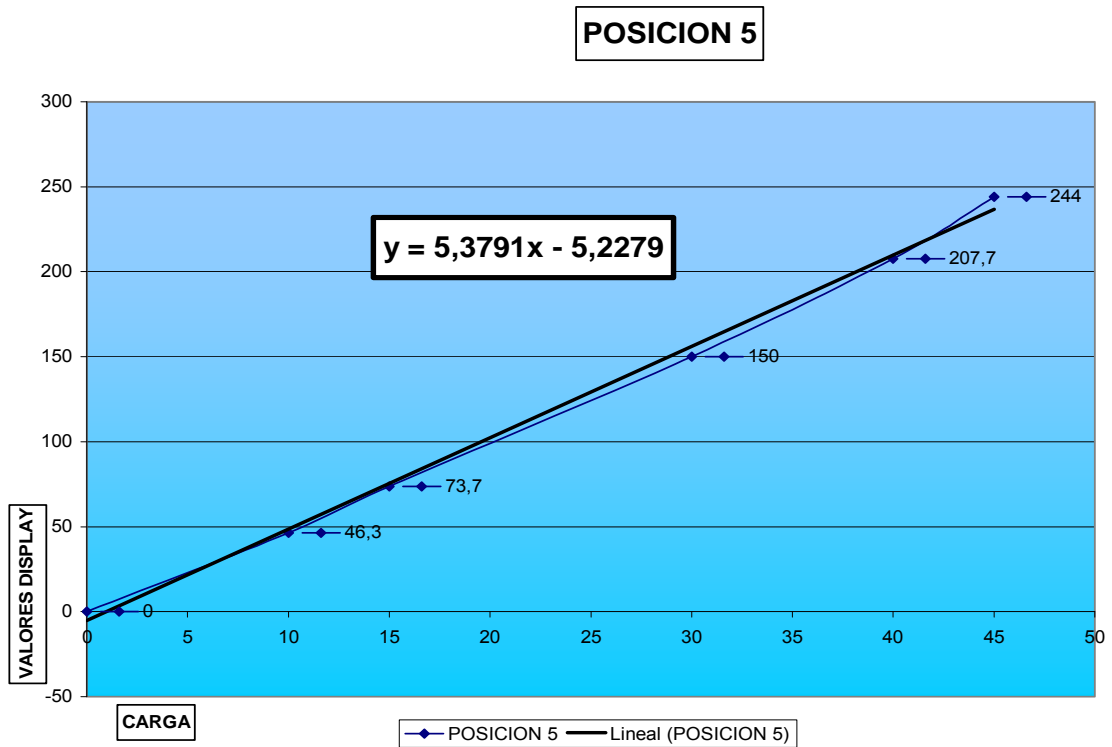
Figura 95. Grafica posición 4 Celda de Carga



Cuadro 11. Valores Prueba Estática posición 5

Carga	valores display	Valores generados con la ecuacion de la recta $X=(Y+5,2279)/5,3791$	Porcentaje de Error
0	0	0,00	0,00
10	46,3	9,58	4,21
15	75	14,91	0,57
30	150	28,86	3,81
40	207,7	39,58	1,04
45	244	46,33	-2,96

Figura 96. Grafica posición 5 Celda de Carga



Al observar la graficas generadas con la prueba estática para cada una de las posiciones se puede asegurar que el sistema de medición por palanca arrojo los resultados esperados que eran una tendencia lineal.

Para cada posición de la celda de carga se determino la ecuación pertinente que representa un rango de fuerza de empuje.

6.2 PRUEBAS DINÁMICAS.

El procedimiento a seguir para las pruebas dinámicas es el siguiente:

Prueba Paramotor:

- ✓ Posicionamiento y nivelación del banco de pruebas.
- ✓ Lubricación de los sistemas en movimiento (ejes, rodamientos, Collarines).
- ✓ Adecuación del soporte al paramotor mediante abrazaderas.
- ✓ Verificar el ajuste de las abrazaderas.
- ✓ Anclaje del conjunto Soporte-paramotor por medio de tornillos.
- ✓ Conectar el display con la celda de carga.
- ✓ Seteo del display de la celda de carga.
- ✓ Posicionamiento de la celda de carga en el nivel de mayor rango (Posición 1).
- ✓ Verificar el ajuste de los tornillos que acoplan la hélice al motor.
- ✓ Verificar todos los componentes del equipo a probar antes de iniciar.
- ✓ Encender el paramotor y verificar movimientos extraños que se puedan llegar a presentar.

- ✓ Verificar el valor mostrado en el display compararlo con la del cuadro de valores para conocer la el rango del valor de la fuerza de empuje y de ser necesario re posicionar la celda de carga para el rango adecuado.

Figura 97. Pruebas dinámicas Paramotor.





6.3 RESULTADOS PRUEBAS.

Los valores obtenidos en la prueba dinámica del Paramotor son los siguientes:

Cuadro 12. Resultados Prueba Dinámica.

POSICIÓN	VALOR DISPLAY
1	44.5
2	52.3
3	69
4	95
5	180.7

Para obtener una aproximación del rango de fuerza de empuje en el que se encuentra ubicado el valor obtenido en el display ingrese a la cuadro 14 y verifíquelo para cada posición. Para mayor exactitud del valor de la fuerza de empuje ingresé el valor mostrado por el display en cada una de las ecuaciones generadas para cada posición y encuentre el valor (ver cuadro 13).

Cuadro 13. Calculo Fuerza de Empuje.

POSICIÓN	VALOR DISPLAY	ECUACION	FUERZA DE EMPUJE (Kg-f.)
1	44.5	$X=(Y+0,1581)/1,4955$	29.86
2	52.3	$X=(Y+2,5513)/1,8546$	29.57
3	69	$X=(Y+0.7582)/2,2733$	30.6
4	95	$X=(Y+1,2897)/3,0318$	31.76
5	180.7	$X=(Y+5,2279)/5,3791$	34.56

La diferencia de valores obtenidos en la cuadro 14 es debida a que cada posición de la celda de carga posee una resolución diferente debido a que en el momento de la calibración de la celda de carga o prueba estática, al enlazarla con el display alcanzaba su valor máximo con cierta cantidad de peso logrando así una mayor resolución la posición 1 (0-250 kg.).

Es de vital importancia contar a la hora de prueba con la cuadro 14 para conocer el valor aproximado de la fuerza de empuje ya que sin ella se tendría que referir a estas memorias haciendo el proceso más lento y poco adecuado. Haciendo una comparativa entre el valor teórico que es 29.36 kg-f con el valor experimental posición 1 (mayor Resolución) 29.86 Kg. se observa que el valor de la fuerza de empuje no difieren pudiendo obtener un valor confiable y veraz.

Cuadro 14. Cuadro de Verificación Fuerza de Empuje

<i>POSICION 1 ABAJO</i>		<i>POSICION 2</i>		<i>POSICION 3</i>		<i>POSICION 4</i>		<i>POSICION 5</i>	
PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	22	15	25,3	15	34,5	15	51	10	46,3
40	58	40	69,7	40	88,2	40	116,8	15	60,6
80	121,5	80	144,7	50	111,4	50	148,6	30	150
90	135,4	90	161,4	80	181,8	80	242,5	40	207,7
120	178,8	120	223	90	204,5	90	272,6	45	244
160	239	160	294	120	272,5				
170	253,4	165	304,1	130	294,5				
200	299								
POSICION DE LA CELDA (cm.)									
21		16,2		12,6		8,4		4,2	
DISTANCIA DEL PIVOTE SUPERIOR (cm.)									
30									

CONCLUSIONES

La utilización de los software Mastercam, Solid works y la utilización de maquinas CNC de alta tecnología permiten mayor precisión y brindan facilidad en el proceso de construcción con resultados óptimos del presente proyecto.

Se logra la adquisición de la experiencia enriquecedora de reconocer la diferencia de lo virtual a lo real, referente al paso de diseñar a construir.

Debido a la difícil consecución de paramotores y motores de ultraliviano a nivel local, la realización de las pruebas se le llevó a cabo solo a los motores que se tenían a la mano.

Al realizar el cálculo de cada posición a la cual se ancla la celda de carga dio como resultado valores con varias cifras decimales en la cual se tuvo que redondear con fines de construcción presentándose un error despreciable corregido mediante la calibración de la celda.

La calibración de la celda de carga se llevo a cabo mediante pesos olímpicos ya que no se cuenta con los recursos necesarios para la utilización y/o consecución de pesos patrones calibrados y certificados.

Aunque el banco de pruebas posee por característica una buena rigidez es necesario para motores de empuje superior a 70 kg anclarlo al piso para evitar volcadura.

El banco de pruebas posee la versatilidad de facilidad de desarme pensando en su transporte además gracias a sus pies niveladores tipo rotula permite adaptarse a superficies irregulares brindando la flexibilidad de realizar pruebas a campo abierto en diferentes condiciones ambientales con el fin de comprobar la variación de las lecturas de la fuerza de empuje.

RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

La nivelación del banco de pruebas es esencial a la hora de tomar mediciones ya que de no ser así en la bandeja se generara una tendencia a movimiento creándose una medida errónea, por ende, es de especial interés de los autores recomendar la previa nivelación al realizar pruebas.

Ya que el sistema de guiado es uno de los sistemas de mayor importancia dentro del banco de pruebas es de vital importancia la lubricación periódica con el fin de evitar pérdidas en la medida por fricción.

Se recomienda una segunda fase de este proyecto con el propósito de mejorar y hacer de él un banco más completo la comprobación de variables como la velocidad de giro de la hélice, la relación de consumo por peso de la unidad motriz, nivele de sonido, temperatura, presión y humedad ya que son factores que influyen a la hora de la toma de la fuerza de empuje.

Es de reconocer que la consecución de material bibliográfico referente a este tipo de bancos de pruebas es de orden “secreto de compañía” de las casas fabricantes lo que hizo más difícil el proceso de adquisición de información, además los únicos existentes se encuentran en el viejo continente.

Con la fabricación del banco de pruebas para determinar fuerza de empuje la universidad Industrial de Santander y la Escuela de ingeniería mecánica se consolida como pionera en la línea de aviación experimental a nivel nacional.

Se propone la adaptación de un sistema de adquisición de datos que permita el mejoramiento de la toma de datos y evite la ejecución de cálculos manuales.

BIBLIOGRAFÍA

CASILLAS A.L, Máquinas cálculos de taller 36 edicion,1997.

CURCIO, Erick; MORENO, Harbin, Sistema Motriz de un Paramotor Diseño y Construcción de un Prototipo, Proyecto de grado, Universidad Industrial de Santander, 2005.

ENERGY CONVERSION & MANAGEMEN, S.M. Habalia, I A Saleh, 2000.

FANUC Series O-MC. Manual del Operador. FANUC LTD 1989.

GIECK, Kurt, Manual de Formulas Técnicas 19ª.edición, editorial Alfa Omega.

MASTERCAM. Versión X Mill/Design Tutorial. 2002 CNC Software.

ORTEGA José, Manual de PARAMOTOR, Perfils, 2000.

SHIGLEY Joseph E, Manual del Ingeniero Mecánico, McGRAW-HILL, 1989.

WEICK Fred E, Propeller Design, Washington 1926.

Internet:

www.ave-chains.com.

www.fai.org.

www.ojovolador.com.

www.thomsonballbushing.com.

www.ultralight.com

ANEXOS

Anexo A. PRINCIPIOS AERODINAMICOS.

Aerodinámica es la parte de la mecánica de fluidos que estudia los gases en movimiento y las fuerzas o reacciones a las que están sometidos los cuerpos que se hallan en su seno. A la importancia propia de la aerodinámica hay que añadir el valor de su aportación a la aeronáutica. De acuerdo con el *número de Mach* o velocidad relativa de un móvil con respecto al aire, la aerodinámica se divide en *subsónica* y *supersónica* según que dicho número sea inferior o superior a la unidad.

Hay ciertas leyes de la aerodinámica, aplicables a cualquier objeto moviéndose a través del aire, que explican el vuelo de objetos más pesados que el aire. Para el estudio del vuelo, es lo mismo considerar que es el objeto el que se mueve a través del aire, como que este objeto esté inmóvil y es el aire el que se mueve (de esta última forma se prueban en los túneles de viento prototipos de aviones).

Es importante que el piloto obtenga el mejor conocimiento posible de estas leyes y principios para entender, analizar y predecir el rendimiento de un aeroplano en cualesquiera condiciones de operación. Los aquí dados son suficientes para este nivel elemental, no pretendiéndose una explicación ni exhaustiva ni detallada de las complejidades de la aerodinámica.

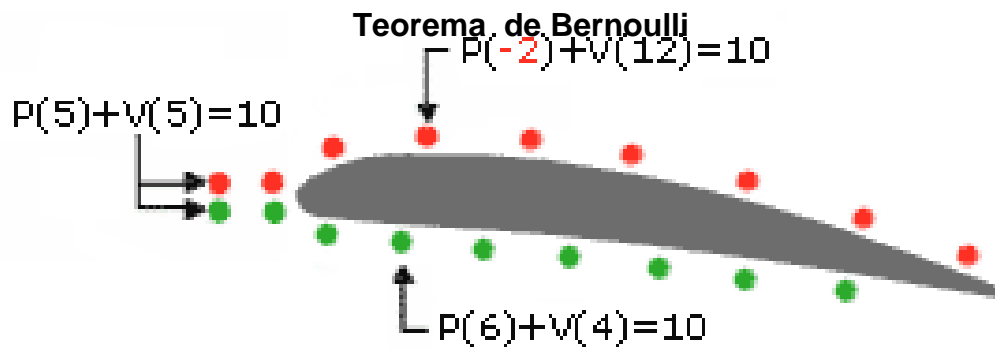
Teorema de Bernoulli.

Daniel Bernoulli comprobó experimentalmente que "la presión interna de un fluido (líquido o gas) decrece en la medida que la velocidad del fluido se incrementa", o dicho de otra forma "*en un fluido en movimiento, la suma de la presión y la velocidad en un punto cualquiera permanece constante*", es decir que

$$p + v = k.$$

Para que se mantenga esta constante k , si una partícula aumenta su velocidad v será a costa de disminuir su presión p , y a la inversa.

El teorema de Bernoulli se suele expresar en



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

la forma $p + 1/2dv^2 = constante$, denominándose al factor p presión estática y al factor $1/2dv^2$ presión dinámica.

$$p + 1/2 dv^2 = k; \quad 1/2 dv^2 = pd$$

p =presión en un punto dado. d =densidad del fluido. v =velocidad en dicho punto. pd = presión dinámica.

Se puede considerar el teorema de Bernoulli como una derivación de la ley de conservación de la energía. El aire está dotado de presión p , y este aire con una densidad d fluyendo a una velocidad v contiene energía cinética lo mismo que cualquier otro objeto en movimiento ($1/2 dv^2$ =energía cinética). Según la ley de la conservación de la energía, la suma de ambas es una constante: $p + (1/2dv^2) = constante$. A la vista de esta ecuación, para una misma densidad (asumimos que las partículas de aire alrededor del avión tienen igual densidad) si aumenta la velocidad v disminuirá la presión p y viceversa.

Enfocando este teorema desde otro punto de vista, se puede afirmar que en un fluido en movimiento la suma de la presión estática p_e (la p del párrafo anterior) más la presión dinámica p_d , denominada presión total p_t es constante: $p_t = p_e + p_d = k$; de donde se infiere que si la presión dinámica (velocidad del fluido) se incrementa, la presión estática disminuye.

En resumen, que si las partículas de aire aumentan su velocidad será a costa de disminuir su presión y a la inversa, o lo que es lo mismo: *para cualquier parcela de aire, alta velocidad implica baja presión y baja velocidad supone alta presión.*

Esto ocurre a velocidades inferiores a la del sonido pues a partir de esta ocurren otros fenómenos que afectan de forma importante a esta relación.



Efecto Venturi.

Otro científico, Giovanni Battista Venturi, comprobó experimentalmente que al pasar por un estrechamiento las partículas de un fluido aumentan su velocidad.

Para cada fuerza de acción hay una fuerza de reacción igual en intensidad pero de sentido contrario.

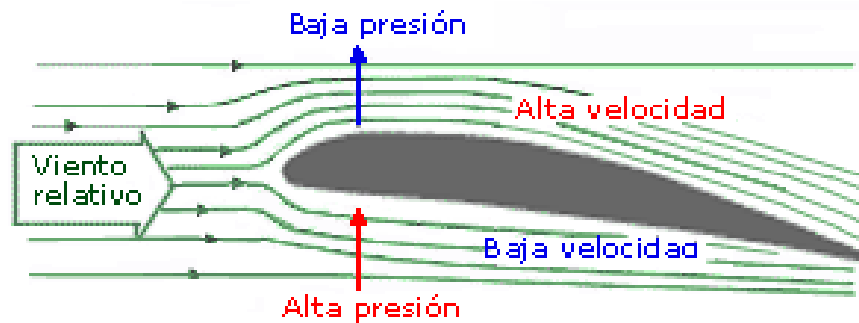
Porqué vuelan los aviones.

Un objeto plano, colocado un poco inclinado hacia arriba contra el viento, produce sustentación; por ejemplo una cometa. Un perfil aerodinámico, es un cuerpo que tiene un diseño determinado para aprovechar al máximo las fuerzas que se originan por la variación de velocidad y presión cuando este perfil se sitúa en una corriente de aire. Un ala es un ejemplo de diseño avanzado de perfil aerodinámico.

Veamos que sucede cuando un aparato dotado de perfiles aerodinámicos (alas) se mueve en el aire (dotado de presión atmosférica y velocidad), a una cierta velocidad y con determinada colocación hacia arriba (ángulo de ataque), de acuerdo con las leyes explicadas.

El ala produce un flujo de aire en proporción a su ángulo de ataque (a mayor ángulo de ataque mayor es el estrechamiento en la parte superior del ala) y a la velocidad con que el ala se mueve respecto a la masa de aire que la rodea; de este flujo de aire, el que discurre por la parte superior del perfil tendrá una velocidad mayor (efecto Venturi) que el que discurre por la parte inferior. Esa mayor velocidad implica menor presión (teorema de Bernoulli).

Presión vs. Velocidad



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Tenemos pues que la superficie superior del ala soporta menos presión que la superficie inferior. Esta diferencia de presiones produce una fuerza aerodinámica que empuja al ala de la zona de mayor presión (abajo) a la zona de menor presión (arriba), conforme a la Tercera Ley del Movimiento de Newton.

Pero además, la corriente de aire que fluye a mayor velocidad por encima del ala, al confluir con la que fluye por debajo deflecta a esta última hacia abajo, produciéndose una fuerza de reacción adicional hacia arriba. La suma de estas dos fuerzas es lo que se conoce por fuerza de sustentación, que es la que mantiene al avión en el aire.

FUERZAS QUE ACTÚAN EN VUELO.

Sobre un aeroplano en vuelo actúan una serie de fuerzas, favorables unas y desfavorables otras, siendo una tarea primordial del piloto ejercer control sobre ellas para mantener un vuelo seguro y eficiente.

Aunque los expertos siguen debatiendo e investigando sobre aerodinámica, a nuestro nivel solo necesitamos conocer algunos conceptos fundamentales, empezando por las fuerzas que afectan al vuelo y sus efectos.

De todas las fuerzas que actúan sobre un aeroplano en vuelo, las básicas y principales porque afectan a todas las maniobras son cuatro: sustentación, peso, empuje y resistencia. Estas cuatro fuerzas actúan en pares; la sustentación es opuesta al peso, y el empuje o tracción a la resistencia.

Un aeroplano, como cualquier otro objeto, se mantiene estático en el suelo debido a la acción de dos fuerzas: su peso, debido a la gravedad, que lo mantiene en el suelo, y la inercia o resistencia al avance que lo mantiene parado. Para que este aeroplano vuele será necesario contrarrestar el efecto de estas dos fuerzas negativas, peso y resistencia, mediante otras dos fuerzas positivas de sentido contrario, sustentación y empuje respectivamente. Así, el empuje ha de superar la resistencia que opone el avión a avanzar, y la sustentación superar el peso del avión manteniéndolo en el aire.



Sustentación.

Es la fuerza desarrollada por un perfil aerodinámico moviéndose en el aire, ejercida de abajo arriba, y cuya dirección es perpendicular al viento relativo y a la envergadura del avión (no necesariamente perpendiculares al horizonte). Se suele representar con la letra L del inglés Lift = Sustentación.



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

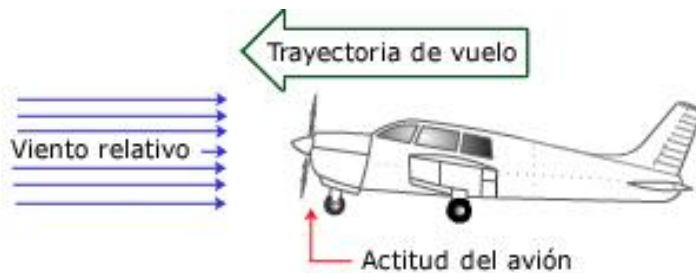
Anteriormente hemos visto las leyes aerodinámicas que explican la sustentación; ahora veremos con detalle cuales son los factores que afectan a la misma, dando entrada de paso a algunos conceptos nuevos.

Actitud del avión. Este término se refiere a la orientación o referencia angular de los ejes longitudinal y transversal del avión con respecto al horizonte, y se especifica en términos de: posición de morro (pitch) y posición de las alas (bank); ejemplo: el avión esta volando con 5° de morro arriba y 15° de alabeo a la izquierda.

Trayectoria de vuelo. Es la dirección seguida por el perfil aerodinámico durante su desplazamiento en el aire; es decir es la trayectoria que siguen las alas y por tanto el avión.

Viento relativo. Es el flujo de aire que produce el avión al desplazarse. El viento relativo es paralelo a la trayectoria de vuelo y de dirección opuesta. Su velocidad es la relativa del avión con respecto a la velocidad de la masa de aire en que este se mueve.

Trayectoria de vuelo y viento Relativo

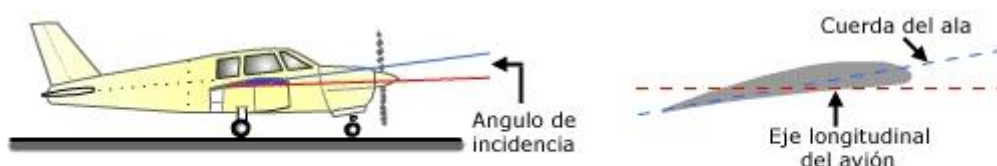


Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

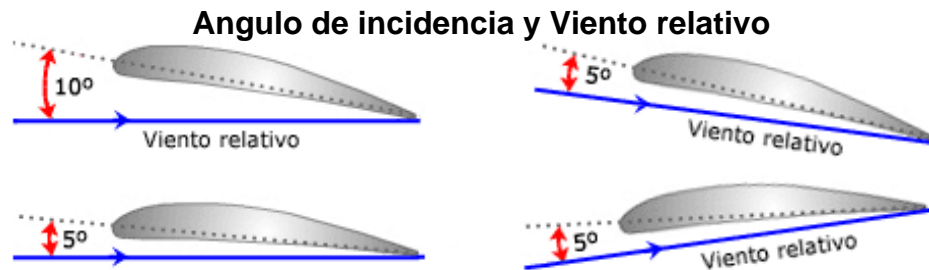
Es importante destacar que no debe asociarse la trayectoria de vuelo, ni por tanto el viento relativo, con la actitud de morro del avión; por ejemplo, una trayectoria de vuelo recto y nivelado puede llevar aparejada una actitud de morro ligeramente elevada (fig.33).

Ángulo de incidencia. El ángulo de incidencia es el ángulo agudo formado por la cuerda del ala con respecto al eje longitudinal del avión. Este ángulo es fijo, pues responde a consideraciones de diseño y no es modificable por el piloto.

Ángulo de incidencia



Ángulo de ataque. El ángulo de ataque es el ángulo agudo formado por la cuerda del ala y la dirección del viento relativo. Este ángulo es variable, pues depende de la dirección del viento relativo y de la posición de las alas con respecto a este, ambos extremos controlados por el piloto. Es conveniente tener muy claro el concepto de ángulo de ataque pues el vuelo está directa y estrechamente relacionado con el mismo.



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Es importante notar, tal como muestra la fig.32, que el ángulo de ataque se mide respecto al viento relativo y no en relación a la línea del horizonte. En la parte de la izquierda el avión mantiene una trayectoria horizontal (el viento relativo también lo es) con diferentes ángulos de ataque (5° y 10°); a la derecha y arriba, el avión mantiene una trayectoria ascendente con un ángulo de ataque de 5° , mientras que a la derecha y abajo la trayectoria es descendente también con un ángulo de ataque de 5° .

En la fig.33 se muestran distintas fases de un avión en vuelo, en cada una de las cuales podemos apreciar de una manera gráfica los conceptos definidos: la trayectoria; el viento relativo, paralelo y de dirección opuesta a la trayectoria, y la sustentación, perpendicular al viento relativo.

La sustentación es perpendicular al viento relativo, que es paralelo a la trayectoria



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Si se fija en la figura anterior, notará que los dos aviones de la izquierda tienen la misma actitud y sin embargo distinta trayectoria (y naturalmente, diferente dirección de viento relativo y sustentación). El ángulo de ataque del avión de la parte superior es moderado mientras que el de la parte inferior tiene un valor elevado. Por contra, los dos aviones de la derecha tienen la misma trayectoria y sin embargo su actitud y ángulo de ataque son diferentes.

Factores que afectan a la sustentación.

La forma del perfil del ala. Hasta cierto límite, a mayor curvatura del perfil mayor diferencia de velocidad entre las superficies superior e inferior del ala y por tanto mayor diferencia de presión, o lo que es igual mayor fuerza de sustentación. No obstante no hay que confundirse pensando que es necesario que el ala sea curvada por arriba y plana o cóncava por abajo para producir sustentación, pues un ala con un perfil simétrico también la produce. Lo que ocurre es que un ala ligeramente curvada entra en pérdida con un ángulo de ataque mucho mayor que un ala simétrica, lo que significa que tanto su coeficiente de sustentación como su resistencia a la pérdida son mayores.

La curvatura de un ala típica moderna es solo de un 1% o un 2%. La razón por la cual no se hace más curvada, es que un incremento de esta curvatura requeriría una superficie inferior cóncava, lo cual ofrece dificultades de construcción. Otra razón, es que una gran curvatura solo es realmente beneficiosa en velocidades cercanas a la pérdida (despegue y aterrizaje), y para tener más sustentación en esos momentos es suficiente con extender los flaps.

La superficie alar. Cuanto más grandes sean las alas mayor será la superficie sobre la que se ejerce la fuerza de sustentación. Pero hay que tener en cuenta que perfiles muy curvados o alas muy grandes incrementan la resistencia del avión al ofrecer mayor superficie enfrentada a la corriente de aire. En cualquier caso, tanto la forma como la superficie del ala dependen del criterio del diseñador, que tendrá que adoptar un compromiso entre todos los factores según convenga a la funcionalidad del avión.

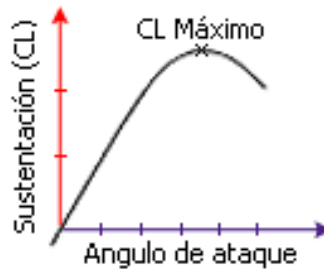
La densidad del aire. Cuanto mayor sea la densidad del aire, mayor es el número de partículas por unidad de volumen que cambian velocidad por presión y producen sustentación (factor del teorema de Bernoulli).

La velocidad del viento relativo. A mayor velocidad sobre el perfil, mayor es la sustentación. La sustentación es proporcional al cuadrado de la velocidad (factor v^2 del teorema de Bernoulli), siendo por tanto este factor el que comparativamente más afecta a la sustentación.

El ángulo de ataque. Si se aumenta el ángulo de ataque es como si se aumentara la curvatura de la parte superior del perfil, o sea el estrechamiento al flujo de aire, y por tanto la diferencia de presiones y en consecuencia la sustentación. No obstante como se verá más adelante, un excesivo ángulo

de ataque puede provocar la entrada en pérdida. En la fig. 34 se ve de forma general como aumenta el coeficiente de sustentación (CL) con el ángulo de ataque hasta llegar al CL máximo, a partir del cual la sustentación disminuye con el ángulo de ataque. Los valores y la forma de la curva en la gráfica dependerán de cada perfil concreto.

Coefficiente de sustentación vs. Angulo de ataque



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

En resumen, la sustentación creada por el ala está en función de:

- El coeficiente aerodinámico (Forma del perfil).
- La superficie alar.
- La densidad del aire.
- La velocidad del viento relativo.
- El ángulo de ataque.

La fórmula correspondiente sería: $L=CL*q*S$ donde CL es el coeficiente de sustentación, dependiente del tipo de perfil y del ángulo de ataque; q la presión aerodinámica ($1/2d v^2$ siendo d la densidad y v la velocidad del viento relativo) y S la superficie alar.

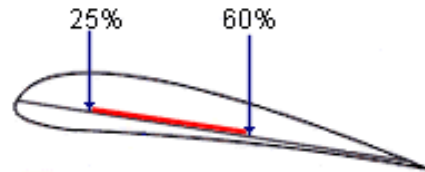
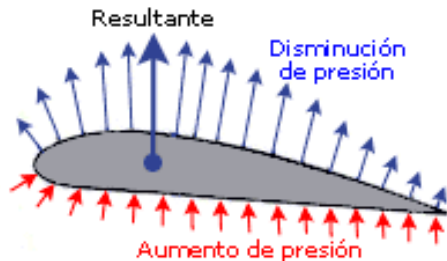
Es obvio que el piloto solo puede tener influencia en la sustentación actuando sobre los factores velocidad y ángulo de ataque, pues el coeficiente aerodinámico y la superficie alar están predeterminados por el diseño del avión, y la densidad del aire depende del estado de la atmósfera. Más adelante se verá que el avión dispone de dispositivos hipersustentadores (flaps y slats) que accionados por el piloto modifican la curvatura del ala y la superficie alar, pero estos dispositivos están diseñados para posibilitar maniobras a baja velocidad (aterrizaje, despegue, etc.) más que para aumentar la sustentación a velocidades normales de operación.

Centro de Presiones.

Se denomina centro de presiones al punto teórico del ala donde se considera aplicada toda la fuerza de sustentación. La figura 35. Muestra un ejemplo de distribución de presiones sobre un perfil moviéndose en el aire. A efectos teóricos, aunque la presión actúa sobre todo el perfil, se considera que toda

la fuerza de sustentación se ejerce sobre un punto en la línea de la cuerda (resultante).

La posición del centro de presiones se suele dar en % de la cuerda del ala a partir del borde de ataque.



Centro de presiones

Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Limites de desplazamiento de los centros de presiones

Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Mediante métodos empíricos se ha demostrado que a medida que se incrementa el ángulo de ataque, el Centro de Presiones se desplaza gradualmente hacia adelante. En un punto más allá del ángulo de ataque para vuelo ordinario, comienza a moverse hacia atrás de nuevo; cuando llega a un punto lo suficientemente atrás, el morro del avión cae porque el ala está en pérdida.

Peso.

El peso es la fuerza de atracción gravitatoria sobre un cuerpo, siendo su dirección perpendicular a la superficie de la tierra, su sentido hacia abajo, y su intensidad proporcional a la masa de dicho cuerpo. Esta fuerza es la que atrae al avión hacia la tierra y ha de ser contrarrestada por la fuerza de sustentación para mantener al avión en el aire.

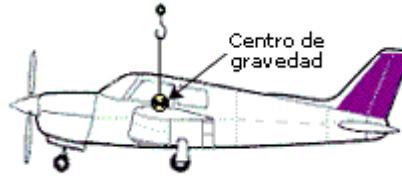
Dirección y sentido del peso



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Centro de Gravedad.

Centro de gravedad



Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Es el punto donde se considera ejercida toda la fuerza de gravedad, es decir el peso. El Centro de gravedad es el punto de balance de manera que si se pudiera colgar el avión por ese punto específico este quedaría en perfecto equilibrio. El avión realiza todos sus movimientos pivotando sobre el centro de gravedad.

La situación del centro de gravedad respecto al centro de presiones tiene una importancia enorme en la estabilidad y control del avión.

Resistencia.

La resistencia es la fuerza que impide o retarda el movimiento de un aeroplano. La resistencia actúa de forma paralela y en la misma dirección que el viento relativo, aunque también podríamos afirmar que la resistencia es paralela y de dirección opuesta a la trayectoria.



Dirección y sentido de resistencia

Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Desde un punto de vista aerodinámico, cuando un ala se desplaza a través del aire hay dos tipos de resistencia: (a) resistencia debida a la fricción del aire sobre la superficie del ala, y (b) resistencia por la presión del propio aire oponiéndose al movimiento de un objeto en su seno. La resistencia por fricción es proporcional a la viscosidad, que en el aire es muy baja, de manera que la mayoría de las veces esta resistencia es pequeña comparada con la producida por la presión, mientras que la resistencia debida a la presión depende de la densidad de la masa de aire. Ambas resistencias crean una fuerza proporcional al área sobre la que actúan y al cuadrado de la velocidad. Una parte de la resistencia por presión que produce un ala

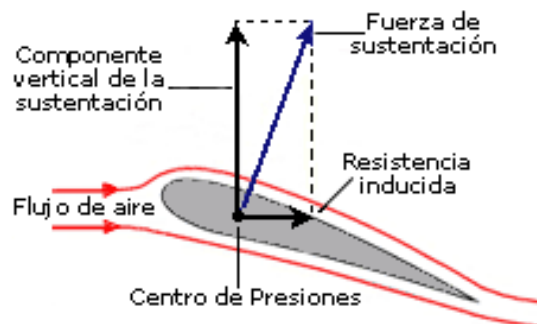
depende de la cantidad de sustentación producida; a esta parte se le denomina resistencia inducida, denominándose resistencia parásita a la suma del resto de resistencias.

La fórmula de la resistencia (en inglés "drag") tiene la misma forma que la de la sustentación: $D=CD*q*S$ donde CD es el coeficiente de resistencia, dependiente del tipo de perfil y del ángulo de ataque; q la presión aerodinámica ($1/2\rho v^2$ siendo ρ la densidad y v la velocidad del viento relativo) y S la superficie alar.

La resistencia total del avión es pues la suma de dos tipos de resistencia: la resistencia inducida y la resistencia parásita.

Resistencia inducida. La resistencia inducida, indeseada pero inevitable, es un producto de la sustentación, y se incrementa en proporción directa al incremento del ángulo de ataque. Al encontrarse en la parte posterior del ala la corriente de aire que fluye por arriba con la que fluye por debajo, la mayor velocidad de la primera deflecta hacia abajo a la segunda haciendo variar ligeramente el viento relativo, y este efecto crea una resistencia. Este efecto es más acusado en el extremo del ala, pues el aire que fluye por debajo encuentra una vía de escape hacia arriba donde hay menor presión, pero la mayor velocidad del aire fluyendo por arriba deflecta esa corriente hacia abajo produciéndose resistencia adicional. Este movimiento de remolino crea vórtices que absorben energía del avión.

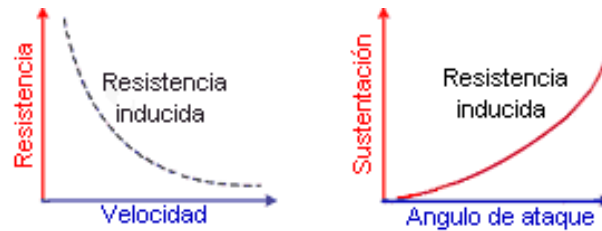
Representadas de forma gráfica la sustentación y la resistencia, la fuerza aerodinámica se descompone en dos fuerzas: una aprovechable de sustentación y otra no deseada pero inevitable de resistencia (fig.40).



Resistencia inducida

Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

De la explicación dada se deduce claramente que la resistencia inducida aumenta a medida que aumenta el ángulo de ataque. Pero si para mantener la misma sustentación ponemos más velocidad y menos ángulo de ataque, la resistencia inducida será menor, de lo cual deducimos que la resistencia inducida disminuye con el aumento de velocidad. La figura 41 nos muestra la relación entre la resistencia inducida, la velocidad, y el ángulo de ataque.



**Figura 41. Variación de la resistencia inducida
Con la velocidad y el ángulo de ataque**

Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Empuje o tracción.

Para vencer la inercia del avión parado, acelerarlo en la carrera de despegue o en vuelo, mantener una tasa de ascenso adecuada, vencer la resistencia al avance, etc.

Se necesita una fuerza: el empuje o tracción.

Esta fuerza se obtiene acelerando una masa de aire a una velocidad mayor que la del aeroplano. La reacción, de igual intensidad pero de sentido opuesto (3ª ley del movimiento de Newton), mueve el avión hacia adelante.

En aviones de hélice, la fuerza de propulsión la genera la rotación de la hélice, movida por el motor (convencional o turbina); en reactores, la propulsión se logra por la expulsión violenta de los gases quemados por la turbina.

Esta fuerza se ejerce en la misma dirección a la que apunta el eje del sistema propulsor, que suele ser más o menos paralela al eje longitudinal del avión.



Dirección y sentido de empuje

Fuente: <http://inicia.es/de/vuelo>

Es obvio que el factor principal que influye en esta fuerza es la potencia del motor, pero hay otros elementos que también influyen como pueden ser la

forma y tamaño de la hélice, octanaje del combustible, densidad del aire, etc. Se habla de potencia en C.V. en motores convencionales, y de kilos o libras de empuje en reactores.

Puesto que potencia es equivalente a energía por unidad de tiempo, a mayor potencia mayor capacidad de aceleración.

La potencia es el factor más importante a la hora de determinar la tasa de ascenso de un avión. De hecho la tasa máxima de ascenso de un avión no está relacionada con la sustentación sino con la potencia disponible descontada la necesaria para mantener un vuelo nivelado.

Anexo B. PROPELLER DESIGN OF THE BLADE ELEMENT THEORY.

Para la determinación de la fuerza de empuje fue basado del libro de notas técnicas del comité consultivo nacional para la aeronáutica de U.S. No. 235 (PROPELLER DESIGN OF THE BLADE ELEMENT THEORY By Fred E. Weick Langley Memorial Aeronautical Laboratory Washington 1926)

El cual es una serie de reportes de diseño de hélices y contiene una descripción de la teoría de cálculo de aspas.

Para el cálculo de las fuerzas actuantes sobre la hélice se utiliza la teoría Drzewicke en la que el asa de la hélice se considera que está compuesto de un número de pequeñas secciones o elementos y las fuerzas de torque y empuje actúan sobre cada una de estas secciones, de la suma de estas fuerzas sobre cada sección da como resultado el valor total de la fuerza actuante sobre la asa de la hélice, es decir, la fuerza total resultante es el área bajo la curva generada a diferentes secciones de la hélice.

Durante el desarrollo de esta teoría se observó que para la forma estándar de hélices de madera, utilizando integración gráfica las curvas de torque y fuerza de empuje alcanzan su valor máximo aproximadamente al 75 % del radio de la hélice, sugiriendo una relación constante al 75 % de radio de la

hélice y el área total de la hélice $\int_0^{\frac{1}{2}} Q_c d\left(\frac{r}{D}\right)$ y $\int_0^{\frac{1}{2}} T_c d\left(\frac{r}{D}\right)$.

La relación actual de Q_c para el 75% del radio dividido por $\int_0^{\frac{1}{2}} Q_c d\left(\frac{r}{D}\right)$ tiene un valor constante de 0.272.

Para el empuje $\int_0^{\frac{1}{2}} T_c d\left(\frac{r}{D}\right)$ el valor constante es 0.266

Este método corto llamado "Método de una sola sección" el cual, como su nombre lo indica se toma una sección al 75 % del radio de la hélice y se determina el torque y la fuerza de empuje.

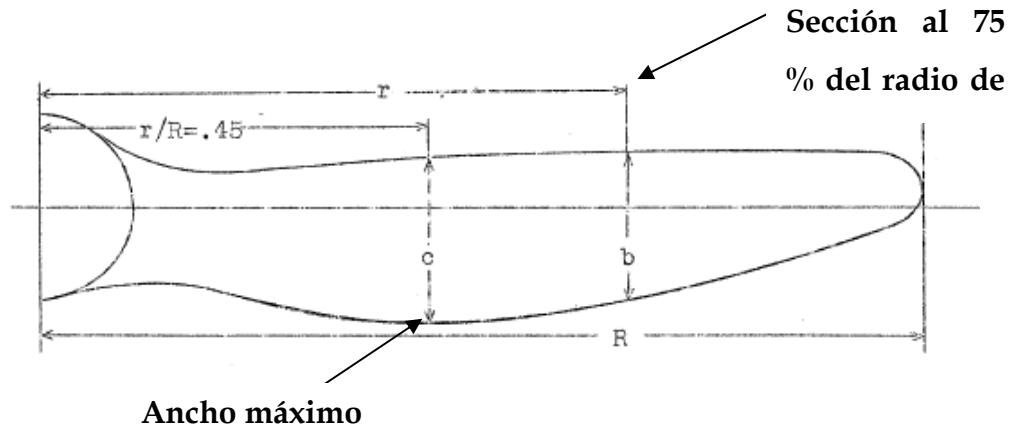


Fig. Método de una sección

Fuente: Technical notes national advisory committee for aeronautics

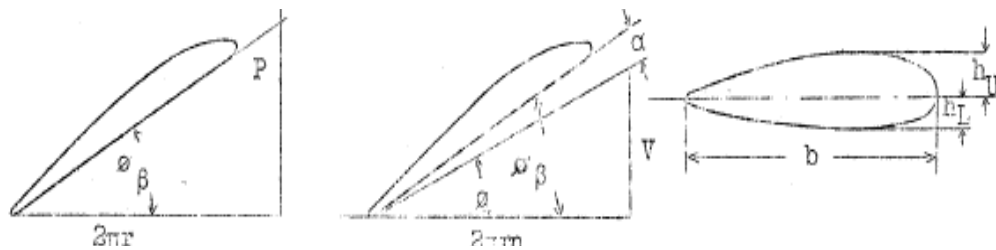


Fig. Sección de la hélice

Fuente: Technical notes national advisory committee for aeronautics

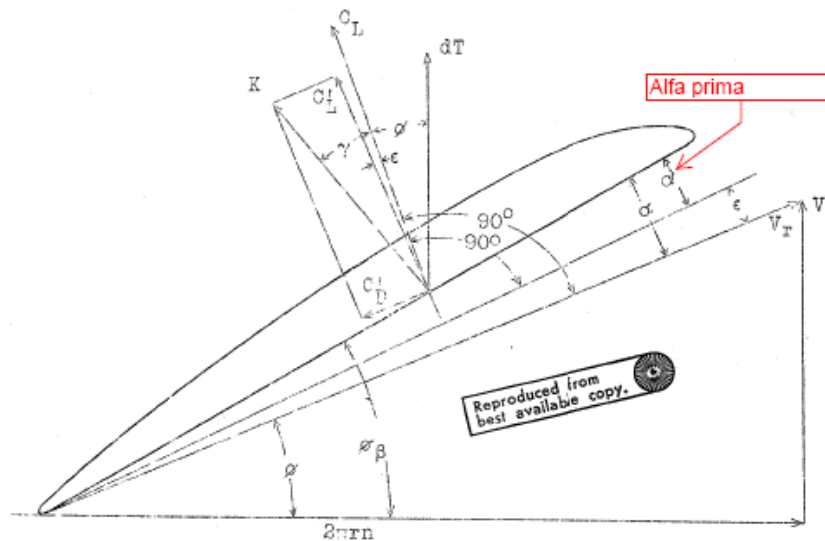


Fig. Fuerzas actuantes en la sección de la hélice.

Fuente: Technical notes national advisory committee for aeronautics

Anexo C. LA DEFLEXIÓN MÁXIMA TOMADA PARA CUANDO $a < b$.

Análisis de esfuerzos		P' 5	
Vigas - Cargas y deflexiones			
p. 32	p. 31	p. 30	p. 29
Tipo de carga	Acciones en los apoyos	Mom. máx. en el punto (...)	Elástica y deflexión Pendiente, $\tan \varphi = y'$
	$\uparrow R_A = F$ $\uparrow M_A = F \cdot l$	$F \cdot l$ (A)	$y(z) = \frac{F l^3}{6 E I} \left(2 - 3 \frac{z}{l} + \frac{z^3}{l^3} \right)$ $\tan \varphi_B = - \frac{F l^2}{2 E I}$
<p>Nota: $a > b$</p>	$\uparrow R_A = F \frac{b}{l}$ $\uparrow R_B = F \frac{a}{l}$	$F \frac{a b}{l}$ (C)	$y_1(z_1) = \frac{F l^3}{6 E I} \frac{a b^2 z_1}{l^2} \left(1 + \frac{z_1}{b} - \frac{z_1^2}{a b} \right)$ $y_2(z_2) = \frac{F l^3}{6 E I} \frac{b a^2 z_2}{l^2} \left(1 + \frac{z_2}{a} - \frac{z_2^2}{a b} \right)$ $\tan \varphi_A = \frac{y_C}{2a} \left(1 + \frac{l}{b} \right)$ $\tan \varphi_B = \frac{y_C}{2b} \left(1 + \frac{l}{a} \right)$
<p>Nota: $a > b$</p>	$\uparrow R_A = F - F_B$ $\uparrow R_B = F \frac{a^2 (a + 3b)}{l^2 (l + 2l)}$ $\uparrow M_A = F \frac{l + b \cdot a \cdot b}{2 l l}$	M_A (A) cuando $b = 0, 414 l$: $0, 171 F l$ (C) $-0, 171 F l$ (A)	$y_1(z_1) = \frac{F b l^3}{6 E I} \left(3 \frac{z_1}{l} - \frac{z_1^3}{l^3} \right) - \frac{F \cdot a^2 \cdot z_1}{2 E \cdot I}$ $y_2(z_2) = \frac{F \cdot a^3}{6 E I} \left(2 - 2 \frac{z_2}{a} + \frac{z_2^3}{a^3} \right) - \frac{F b l^3}{6 E I} \left(2 - 3 \frac{z_2}{l} + \frac{z_2^3}{l^3} \right)$ $\tan \varphi_B = F a^2 b / (4 E I l)$
<p>Nota: $a < b$</p>	$\uparrow R_A = F \frac{b^2}{l^2} (3 - 2 \frac{b}{l})$ $\uparrow R_B = F \frac{a^2}{l^2} (3 - 2 \frac{a}{l})$ $\uparrow M_A = F a b^2 / l^2$ $\uparrow M_B = F b a^2 / l^2$	$-F a \frac{b^2}{l^2}$ (A) $-F b \frac{a^2}{l^2}$ (B) $2 F l \frac{a^2 b^2}{l^2 l^2}$ (C)	$y_m = \frac{2 F l^3 b^3 a^2}{3 E I l^3 l^2 (2 b + l)}$ y_m , en el sitio $z_2 = \frac{2 l \cdot b}{2 b + l}$ $y_C = \frac{F}{3 E I} \cdot \frac{a^3 b^3}{l^3}$
Deflexiones		y_c , en C	
$y_m = \frac{F l^3}{3 E I}$		y_m , máx.	
$y_c = \frac{F l^3 a^2 b^2}{3 E I l^2 l^2}$		$y_c = \frac{F l^3 a^2 b^2}{3 E I l^2 l^2}$	
$y_m = y_c \frac{l+b}{3b} \sqrt{\frac{l+b}{3a}}$		$y_m = y_c \frac{l+b}{3b} \sqrt{\frac{l+b}{3a}}$	
y_m en el sitio		y_m en el sitio	
$z_1 = a \sqrt{\frac{l+b}{3a}}$		$z_1 = a \sqrt{\frac{l+b}{3a}}$	
$y_c = \frac{F b l^3}{6 E I} \left(\frac{b}{l} - \frac{b^3}{l^3} \right) - \frac{F a^2 b}{2 E I}$		$y_c = \frac{F b l^3}{6 E I} \left(\frac{b}{l} - \frac{b^3}{l^3} \right) - \frac{F a^2 b}{2 E I}$	

Anexo D. MÉTODO DE LA DOBLE INTEGRACIÓN

Este método permite ver, la ecuación de curvatura de la viga, la cual resulta del análisis de la ecuación diferencial de la línea elástica de una viga a flexión pura. La primera integración de la ecuación da la pendiente de la elástica en cualquier punto; la segunda integración se obtiene la ecuación de la elástica misma.

Ecuación de la elástica

La ecuación de la elástica es la ecuación diferencial que, para una viga de eje recto, permite encontrar la forma concreta de la curva elástica. Concretamente la ecuación de la elástica es una ecuación para el campo de desplazamientos que sufre el eje de la viga desde su forma recta original a la forma curvada o flectada final. Para una viga de material elástico lineal sometido a pequeñas deformaciones la ecuación diferencial de la elástica viene dada por:

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M_z(x)}{EI_z} \quad \text{Ecuación de la viga.}$$

Donde:

$y(x)$ representa la flecha, o desplazamiento vertical, respecto de la posición sin cargas.

x La ordenada sobre la viga.

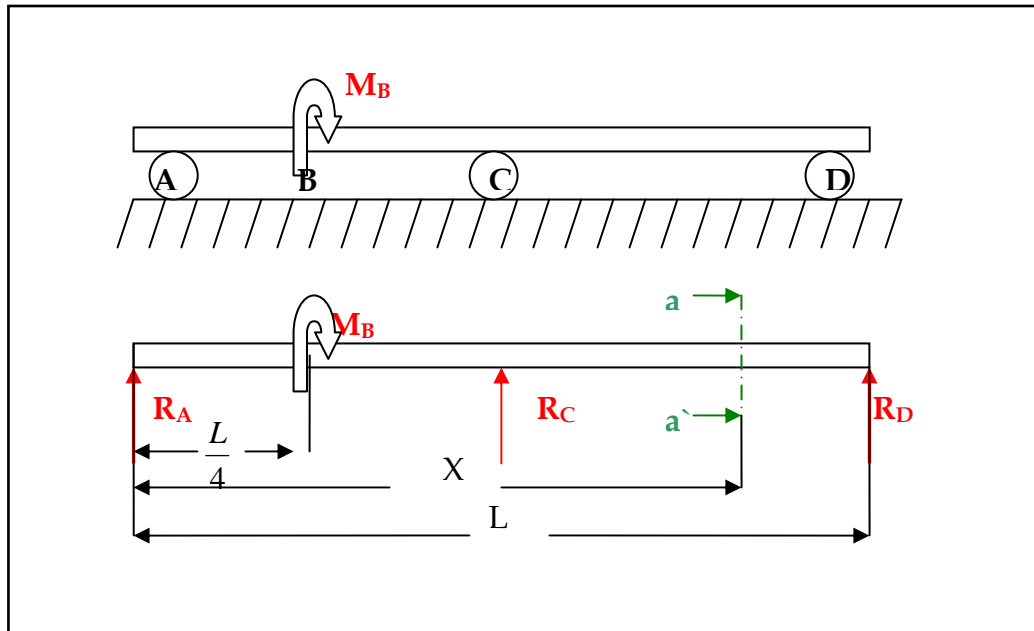
$M_z(x)$ El momento flector sobre la ordenada x .

I_z El segundo momento de inercia de la sección transversal.

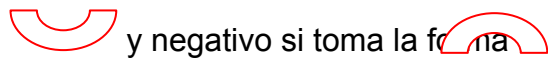
E El módulo de elasticidad del material.

La teoría de este método enseña que se debe tomar el eje en varias secciones por ejemplo puntos de apoyo o donde se apliquen fuerzas, lo recomendado es tomar la sección final del eje para este caso en particular la sección DE y partir el eje en este punto, esto para plantear las ecuaciones del tramo izquierdo y buscar “la ecuación singular del momento interno”. Para hallar “la ecuación singular del momento interno” se tiene una serie de factores a considerar los cuales son mostrados a continuación:

Como ejemplo se tiene una viga con tres apoyos (A,B,C) la cual tiene aplicada un momento(M_B), como se ve en la siguiente figura:



- Se corta la viga en el último tramo en el extremo.
- Se plantean las ecuaciones del tramo izquierdo
- Buscamos la ecuación singular del momento
- Todas las cargas producen un momento
- Los momentos son positivos si tiende a que la viga tome forma



- Negativo si la carga va hacia abajo ↓ y positivos si la carga va ↑

Ecuación singular del momento interno

$$(X - a)^n \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ si } X \leq a \\ (X - a)^n, \text{ si } X > a \end{array} \right\} \dots \text{ecuación \#}$$

Donde:

a : Posición de la carga con respecto al origen

X: distancia desde el origen de la viga hasta el tramo de corte

n: Coeficiente para cada tipo de carga.

L: Longitud de la viga.

$$n \Rightarrow \left. \begin{array}{l} 0 \rightarrow \text{si_es}, M(\text{momento}) \\ 1 \rightarrow \text{si_es}, P(\text{carga_puntual}) \\ 2 \rightarrow \text{si_es}, W(\text{carga_uniformemente, distribuida}) \\ 3 \rightarrow \text{si_es}, W(\text{carga_tringular}) \end{array} \right\}$$

Con la ecuación de la viga se plantea las ecuaciones singulares.

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M \rightarrow \text{ecuacion_de_la_viga}$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = R_A (X)^1 + M_B \left(X - \frac{L}{4} \right)^0 + R_C \left(X - \frac{L}{2} \right)^1$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \int M \rightarrow \text{pendiente_de_la_elástica}$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{R_A}{2} (X)^2 + M_B \left(X - \frac{L}{4} \right)^1 + \frac{R_C}{2} \left(X - \frac{L}{2} \right)^2 + C_1$$

$$EI y = \int \int M \rightarrow \text{ecuacion_de_la_elastica}$$

$$EI y = \frac{R_A}{6} (X)^3 + \frac{M_B}{2} \left(X - \frac{L}{4} \right)^2 + \frac{R_C}{6} \left(X - \frac{L}{2} \right)^3 + C_1 X + C_2$$

Las constantes ($C_1, 2$) se determinan dando una serie de condiciones de frontera que aplican para cada tipo de vigas de acuerdo a los apoyos y tiene que ver con los desplazamientos relativos de la viga o la forma como se deforma la viga.

Para el anterior ejemplo como son apoyos simples las condiciones de fronteras son las siguientes:

$$x = 0 \Rightarrow y = 0; \quad x = \frac{L}{2} \Rightarrow y = 0; \quad x = L \Rightarrow y = 0$$

Se reemplazan en las ecuaciones para determinar las ecuaciones restantes aplicando las condiciones existentes.

Anexo E. TABLAS COMPARATIVAS FUERZA DE EMPUJE

Las siguientes tablas son los resultados arrojados de la primera y segunda comparativa de paramotores en España de los diferentes fabricantes de paramotores llevado a cabo el día 19 de mayo del 2006 Campo de Vuelo de Aldea centenera (Cáceres), Extremadura, España estos valores son determinantes a la hora de la selección de la celda de carga.

1ra. comparativa de paramotores españoles - Ojovolador.com									
modelo	marca	motor	peso	Empuje Máx.		A 22 kg. Empuje.		Relación	
				Empuje máx.	consumo	ruido 1	consumo	empuje/Peso	
SIM 135	Clemente	Simonini mini 2	30,70	69	9,23	99	4,14	2,25	
1400 CD	PAP	Corsair M21Y	31,80	60	7,66	95	3,63	1,89	
Bi-Max	Airfer	Corsair M21Y	31,50	58	7,66	97,5	2,25	1,84	
1100 CD cuat	PAP	Corsair M21Y	31,50	52	9,47	97,6	4,13	1,65	
1100 CD	PAP	Corsair M21Y	30,80	51	8	98,1	4,93	1,66	
Falcon F-120	Airfer	Falcon f-120	24,80	47	7,66	99,2	4,86	1,90	
RAK 135 L	Clemente	Raket 120 Aero	22,00	44	5,29	94,7	2,18	2,00	
RAK 135 ES	Clemente	Raket 120 Aero	25,30	44	5,29	94,7	2,18	1,74	
Ziklon he 125	HE	Ziklon 80	27,90	42	5,14	101,2	2,66	1,51	
Ziklon 115	HE	Ziklon 80	24,40	40	5,45	95,2	2,88	1,64	
1100 TD	PAP	TOP 80	22,30	37	5	99,4	2,74	1,66	
Ziklon 99	HE	Ziklon 80	26,80	35	5,07	96,2	3,24	1,31	

Tabla #. Primera comparativa paramotores

Fuente: <http://www.ojovolador>

Tabla #. Segunda comparativa paramotores clase Heavy
 Fuente: <http://www.ojovolador.com/ppg/tablas/heavy.html>

Marca	Modelo	Hélice diámetro cm. / material	Capacidad Depósito Litros	Consumo Vuelo Nivelado	RPM Vuelo Nivelado	Máx. empuje	Máx. consumo Lt/h	Máx. RPM	Temp. durante el test
CLEMENTE	SIM4 125	110 - WOOD	9	4,57	6200,00	55,00	5,86	7400,00	16,5
PAP	ROS 125	125 - CARBON	13,5	3,83	8400,00	64,75	6,69	10000,00	22,9
BACKBONE	125 / 100	125 - WOOD	9	5,49	7800,00	59,30	6,90	10000,00	23,9
AIRFER	TORNADO 110	110 - WOOD	9	6,85	6800,00	62,00	7,42	7400,00	16,8

Tabla #. Segunda comparativa paramotores clase Superheavy

Marca	Modelo	Hélice	Deposito	Peso con silla	Cons. VN	RPM VN	Max. empuje	Max. consumo	Max. RPM	Temp.
AIRFER	VR 200	120 - CARBON TRI	13	30,00	4,99	5800,00	63,80	8,90	7100,00	18,7
AIRFER	VR 200	130 - CARBON TRI	13	30,20	5,20	5500,00	64,50	7,81	7000,00	26,4
BACKBONE	LIGHT 125	130 - CARBON TRI	9	21,80	3,49	7800,00	56,20	5,68	10000,00	22,6
BACKBONE	STONGER 200	125 - WOOD	9	31,80	8,90	7100,00	87,60	13,56	9500,00	27,1

Fuente: <http://www.ojovolador.com/ppg/tablas/superheavy.html>

VICTOR 2 PLUS

E' la nuova serie di motori in linea caratterizzata da grande affidabilità e potenza a basso numero di giri

TABELLA DI SPINTA STATICA		
motore VICTOR 2 PLUS matricola V2P07 Riduzione tipo "C" rapporto 1:276 Elica bipala in legno spingente 182 x 123 GT		
CONDIZIONI DI PROVA		
T 2° C - P 1048 Mb UR 46% Loc. Torre Maina 18/01/2001 Altitudine (S.L.M.) 300 m		
Giri Motore	Giri elica	Kg di spinta(empuje)
2200	797	30
3125	1132	72
4075	1476	96
4250	1540	106
4435	1607	116
4700	1703	128
5050	1730	149
5350	1938	170
5800	2120	190
5900	2137	210
6000	2174	220
6200	2246	240



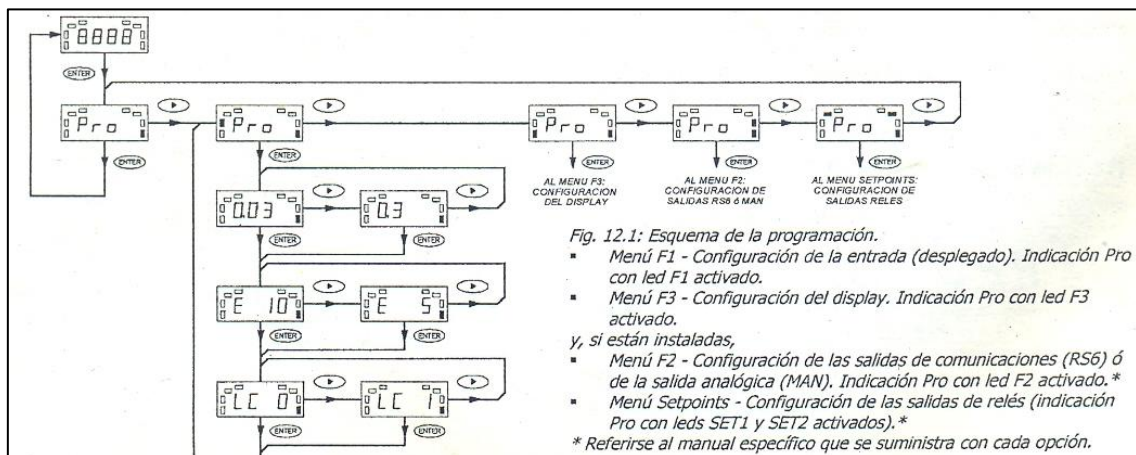
Valor máximo de empuje
Seleccionado

Anexo F. CONFIGURACIÓN DEL DISPLAY.

Configuración de la entrada.

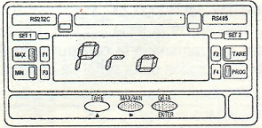
Calcular el nivel de la señal de entrada (máx. 300mV), primero la sensibilidad de la celda de carga en la documentación del fabricante para este caso la sensibilidad es de 3 mV por voltio de excitación, segundo, decidir el voltaje de excitación a aplicar a la celda de carga; una excitación de 5 V daría una señal de entrada de 15 mV y una excitación de 10 V daría una señal de entrada de 30 mV. Cuanto más pequeña sea la diferencia entre la señal de entrada y el rango de entrada del instrumento mayor será la precisión de la medida, el mejor rango de entrada seleccionable es 30mV.

En la siguiente figura se muestra el esquema arbóreo de la programación con el menú F1 de la configuración de la entrada desplegado. Los parámetros a configurar son: El rango de entrada (300 o 30mV); la tensión de excitación (10 o 5 V) que se debe suministrar al instrumento para alimentar la celda de carga.



MENU F1 - CONFIGURACION DE LA ENTRADA

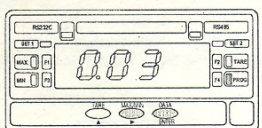
[13.1] Inicio



En la figura 13.1 se muestra la indicación correspondiente al nivel de acceso al menú de configuración de la entrada (leds F1 y PROG activados). Pulsar **ENTER** para acceder a este menú.

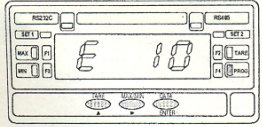
Una vez terminada la programación, el instrumento volverá a situarse en este paso. Desde aquí, para volver al modo de trabajo, presionar **▶** y, comprobando que el único led activado sea el led PROG, entonces pulsar **ENTER** para salvar los cambios y salir del modo programación.

[13.2] Rango de entrada



En la figura 13.2 se muestra la indicación correspondiente al rango de entrada seleccionada con anterioridad. Si se desea modificar este parámetro, pulsar sucesivamente la tecla **▶** hasta que aparezca en display el rango de entrada deseado [**0.03** = rango de entrada 30 mV ó **0.3** = rango de entrada 300 mV]. Entonces, presionar **ENTER** para validar la selección y pasar al siguiente paso de programación.

[13.3] Seleccionar la excitación



En la figura 13.3 se muestra la indicación correspondiente a la excitación seleccionada con anterioridad. Si se desea modificar este parámetro, pulsar sucesivamente la tecla **▶** hasta que aparezca en display la excitación deseada [**E 10** = excitación a 10 voltios ó **E 5** = excitación a 5 voltios]. Entonces, presionar **ENTER** para validar la selección y pasar al siguiente paso de programación.

Fuente: manual de instrucciones indicador de celda modelo micra-c

Configuración del Display.

Después de configurar y conectar la entrada es necesario programar el rango de display para obtener la lectura en las unidades de ingeniería deseadas. Programar el rango de display consiste en introducir dos puntos formados por las coordenadas **(INP1, DSP1)** e **(INP2, DSP2)**. De esta manera se establece una relación proporcional, determinada por la recta entre los puntos 1 y 2, entre el valor de la señal de entrada (INPUT) y el valor que debe tomar el display (DISPLAY) cuando dicha señal se aplica al instrumento.

Para obtener la mayor precisión posible, los puntos 1 y 2 deberían estar situados aproximadamente en los dos extremos del proceso.

Es posible programar la escala de forma que el display varíe en proporción inversa a la variación de la señal de entrada. Esto se consigue asignando al valor bajo de la entrada, el valor alto del rango de display y viceversa. En la figura de abajo se ve el modo de programación de los puntos 1 y 2 para actuación directa o inversa.

La figura 18.1 muestra el menú F3 de configuración del display. Partiendo del modo de trabajo, pulsar **Enter** entrar en la programación y **CE**) para situarse en el nivel de acceso al módulo de configuración del display (indicación **Pro** leds **F3** y **PROG** activados). Una nueva pulsación de **Enter** nos lleva a la selección de uno de los dos métodos de programación del display disponibles.

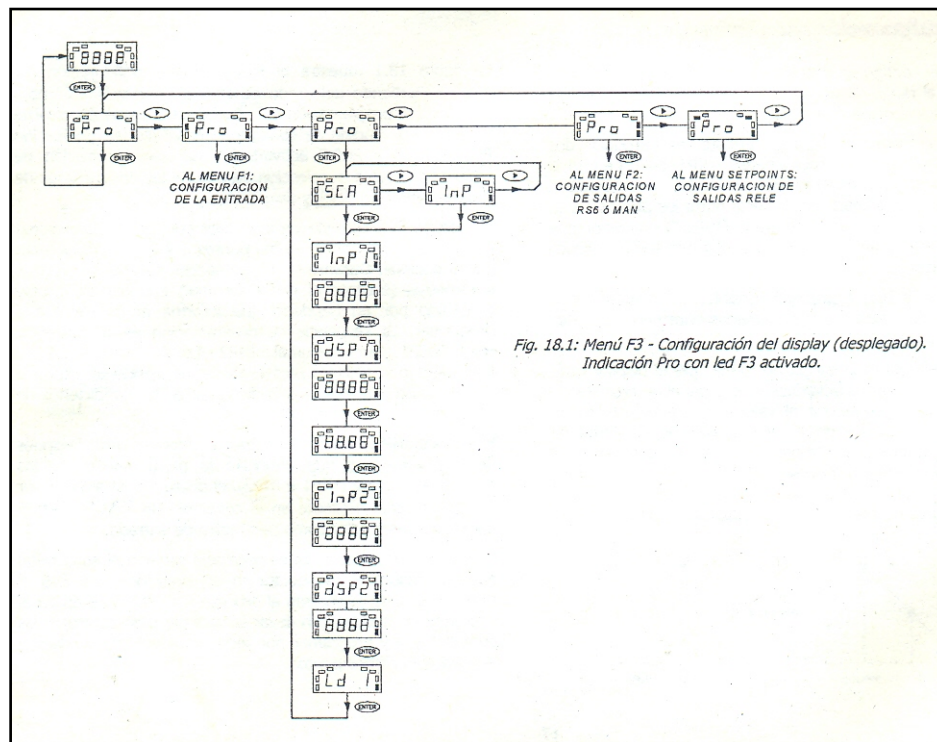
El método **SCA** consiste en introducir por teclado los valores de entrada y de display en los puntos 1 y 2 y la posición del punto decimal. Durante la programación, cada uno de estos parámetros (excepto al punto decimal) aparece en display precedido por un banderín que informa de la variable a programar. La secuencia de programación es la siguiente:

INP1 - DSP1 - punto decimal - INP2 - DSP2.

Este método se utilizará preferentemente cuando se disponga de un transductor cuya señal de salida en las condiciones de los puntos 1 y 2 sea conocida.

El método **INP** es idéntico excepto en una variante; Después de los banderines que anuncian la programación de los valores de entrada (**INP1 e INP2**), el display mostrará el valor real de la señal presente en el conector. Un bastará para tomar este valor como parámetro de entrada.

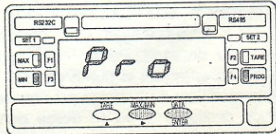
Utilizando este método no es necesario saber cuál es la señal que proporciona el transductor en las condiciones 1 y 2. Si el transductor está conectado al proceso y su salida se aplica al instrumento, bastará con llevar la variable bajo control a los puntos 1 y 2 y programar por teclado los valores de display deseados en dichos puntos.



Fuente: manual de instrucciones indicador de celda modelo micra-c

MENU F3 - CONFIGURACION DEL DISPLAY

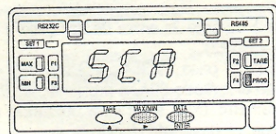
[19.1] Inicio



En la figura 19.1 se muestra la indicación correspondiente al nivel de acceso al menú de configuración del display (leds F3 y PROG activados). Pulsar **ENTER** para acceder a este menú.

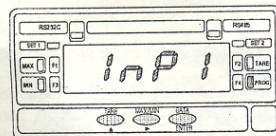
Una vez terminada la programación, el instrumento volverá a situarse en este paso. Desde aquí, para volver al modo de trabajo, presionar **→** y comprobando que el único led activado sea el led PROG, entonces pulsar **ENTER** para salvar los cambios y salir del modo programación.

[19.2] Método de configuración



En la figura 19.2 se muestra la indicación correspondiente al método de configuración de la escala del display. Si se desea modificar este parámetro, pulsar sucesivamente la tecla **→** hasta que aparezca en display el método deseado [**SCA** = método de configuración por teclado ó **InP** = método de configuración por teclado con adquisición de los valores reales de la señal de entrada]. Entonces, presionar **ENTER** para validar la selección y pasar al siguiente paso de programación.

[19.3] Valor del Input 1



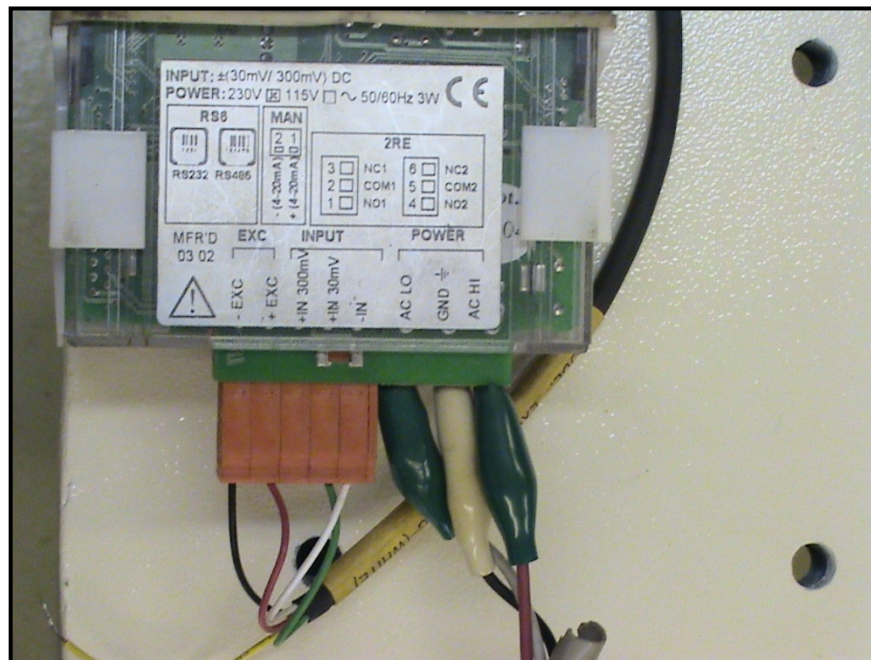
En la figura 19.3 la indicación "InP1" se visualizará durante 2s antes de dar paso a la programación del valor de la entrada en el punto 1 (INP1). Dependiendo del método de configuración elegido (SCA ó InP), la siguiente indicación será:

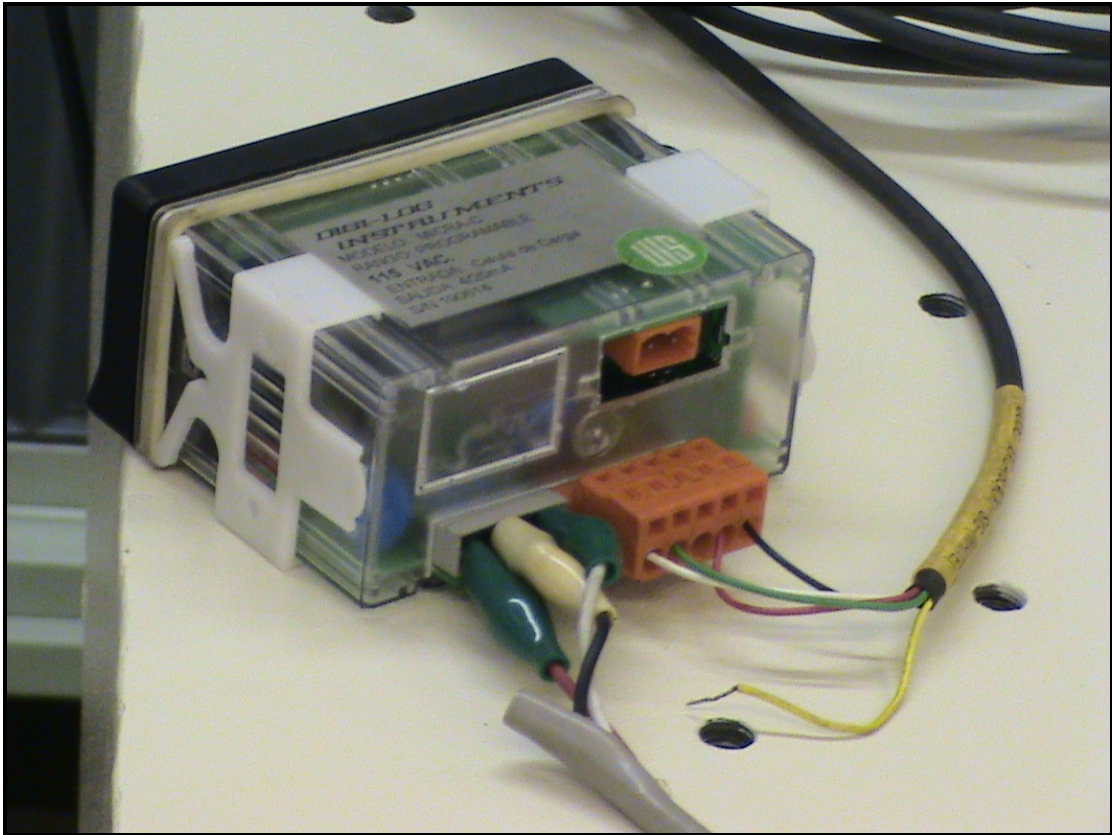
- Método SCA. Un valor numérico cualquiera (según programación anterior) con el primer dígito en intermitencia. Si se desea modificar este valor, presionar la tecla **▲** para variar el dígito activo entre 0 y 9, y la tecla **→** para pasar al siguiente dígito de la derecha. Repetir estas operaciones hasta componer en el valor deseado. Entonces pulsar **ENTER** para aceptar este valor como entrada en el punto 1 (INP1) y pasar al siguiente paso de programación.
- Método Inp. El valor real de la señal presente en el conector de entrada. Entonces pulsar **ENTER** para aceptar este valor como entrada en el punto 1 (INP1) y pasar al siguiente paso de programación.

19

Fuente: manual de instrucciones indicador de celda modelo micra-c

Conexión Display:





Anexo G. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS CELDA DE CARGA

Data Sheet

S35 Load Cell

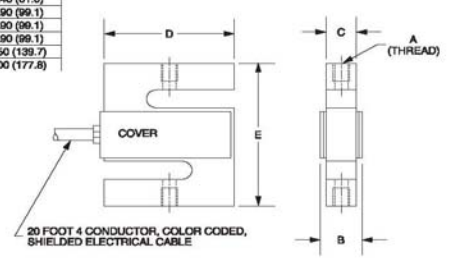
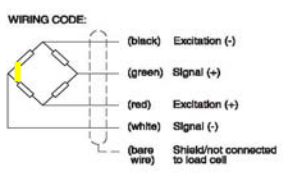


Special Features

- Capacity range from 50 to 20,000 Lbs.
- Stainless steel construction
- 3 mV/V output, 350 ohm bridge
- Environmentally sealed to IP65

Dimensions: inch (mm)

CAPACITY	A	B	C	D	E
50 LB	1/4-28 UNF 2B	0.65 (16.5)	0.46 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
100 LB	1/4-28 UNF 2B	0.65 (16.5)	0.46 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
200 LB	1/4-28 UNF 2B	0.65 (16.5)	0.46 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
250 LB	1/4-28 UNF 2B	0.65 (16.5)	0.46 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
300 LB	1/4-28 UNF 2B	0.65 (16.5)	0.46 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
600 LB	1/2-20 UNF 2B	0.90 (22.9)	0.71 (18.0)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
750 LB	1/2-20 UNF 2B	0.90 (22.9)	0.71 (18.0)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
1000 LB	1/2-20 UNF 2B	0.90 (22.9)	0.71 (18.0)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
1500 LB	1/2-20 UNF 2B	1.15 (29.2)	0.96 (24.3)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
2000 LB	1/2-20 UNF 2B	1.15 (29.2)	0.96 (24.3)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
2500 LB	1/2-20 UNF 2B	1.15 (29.2)	0.96 (24.3)	2.00 (50.8)	2.40 (61.0)
3000 LB	1/2-20 UNF 2B	1.15 (29.2)	0.96 (24.3)	3.00 (76.2)	3.90 (99.1)
5000 LB	3/4-16 UNF 2B	1.15 (29.2)	0.96 (24.3)	3.00 (76.2)	3.90 (99.1)
10000 LB	3/4-16 UNF 2B	1.15 (29.2)	0.96 (24.3)	3.00 (76.2)	3.90 (99.1)
15000 LB	1-14 UNS 2B	1.89 (47.9)	1.50 (38.1)	4.00 (101.6)	5.50 (139.7)
20000 LB	1-14 UNF 2B	2.19 (55.6)	2.00 (50.8)	5.00 (127.0)	7.00 (177.8)



HBI/DS-S35-052-Rev1



Specifications

Model Type	S35																
Accuracy class	NTEP CLASS III																
Maximum number of load cell intervals (n_{LC})	3000 DIVISIONS SINGLE																
Maximum capacity (E_{max})	lb	50	100	200	250	300	500	750	1000	1500	2000	2500	3000	5000	10,000	15,000	20,000
Minimum load cell verification interval (V_{min})	lb	0.004	0.008	0.016	0.020	0.024	0.040	0.060	0.080	0.120	0.160	0.200	0.240	0.400	0.800	1.200	1.600
Sensitivity (C_n)	mV/V	3 ± 0.3															
Zero balance		0 ± 0.03															
Temperature effect on zero balance (TK_0)		± 0.018															
Temperature effect on sensitivity (TK_c) ¹⁾	% of C_n / 10°C																
Temperature range +20...+40°C [+70...+105°F] -10...+20°C [+15...+70°F]		± 0.021 ± 0.014															
Hysteresis error (d_{hy}) ¹⁾		± 0.030															
Non-linearity (d_{lin}) ¹⁾	% of C_n	± 0.030															
Creep (d_{cr}) over 30 min.		0.025															
Input resistance (R_{LC})	Ω	>350															
Output resistance (R_O)		350 ± 3															
Reference excitation voltage (U_{ref})	V	5															
Maximum excitation voltage (U_{max})		15															
Insulation resistance (R_{is})	GΩ	10															
Nominal temperature range (B_T)		-10...40 [14...104]															
Service temperature range (B_{tu})	°C [°F]	-15...70 [5...158]															
Storage temperature range (B_{tl})		-15...85 [5...185]															
Safe load limit (E_L)		120															
Ultimate load limit (E_d)		200															
Lateral load limit (E_{lq})	% of E_{max}	100															
Permissible dynamic load (F_{sref}) (vibration amplitude according to DIN 50100)		70															
Deflection at E_{max} (S_{nom}), approx.	in	<0.015															
Weight, approx.	lb	1			2			4			11			22			
Protection class to EN60529 (IEC529)		IP65															
Material: Measuring element		Stainless Steel															
Cable Fitting Gland		Stainless Steel															
Cable Sheath		PVC															
Coating/Plating		-															

¹⁾ The sum of data for Non-linearity, Hysteresis and Temperature effect on sensitivity meets the requirements of NTEP HB 44



Due to continuous improvement, dimensions and specifications are subject to change without notice. All details describe our products in general form only. They are not to be understood as express warranty and do not constitute any liability whatsoever. Please request certified drawings before designing mountings or fixtures.

HBI/DS-S35-052-Rev1

HBM, Inc.

19 Bartlett Street
Marlborough, MA 01752
Tel. 800-578-4260 • 508-624-4500
Fax 508-485-7480
E-mail: info@usa.hbm.com
Internet: www.hbm.com



measurement with confidence

Anexo H. DEFLEXIÓN MÁXIMA EJES

Para determinar el valor de la deflexión máxima se utiliza como referencia la recomendación de la casa fabricante Thomson como valor inicial.

Inicialmente tomamos el eje de diámetro 0.625 in. Para tener un valor de referencia de "EI, S".

$$D = \frac{Wa(3L^2 - 4a^2)}{48EI} + \frac{5SL}{384EI}$$

$$EI = 2.3 \times 10^5 \text{ lb} \cdot \text{in}^2$$

$$S = 0,086$$

$$L = 19.5964 \text{ in}$$

$$a = 3.8927 \text{ in}$$

$$D = 4.74 \times 10^{-2} \text{ in} = 1 \text{ mm}$$

$$= 110.23 \text{ lb}$$

W

Debido a que este tipo de montaje se encuentra simplemente apoyado al realizar cálculos para este tipo de montaje el valor es más crítico que el diseño del banco de pruebas ya que este se encuentra doblemente empotrado, permitiendo tomar un valor menor que el hallado.

60 Case LinearRace Deflection

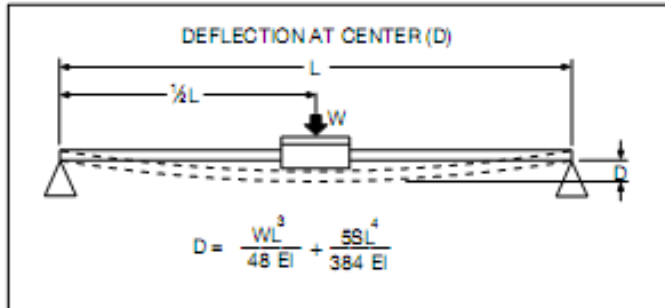
When Thomson 60 Case[®] LinearRace[®] is used in an end supported configuration it is important to ensure that 60 Case LinearRace deflections at the bearing locations are kept within performance limitations.

These equations give the deflection at the center of an end supported 60 Case LinearRace. Systems with continuous 60 Case LinearRace support are not subject to the same types of deflection.

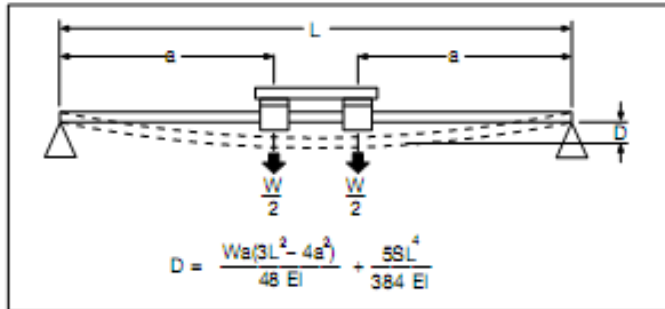
For more detailed information of the deflection characteristics of Thomson linear motion products contact application engineering.

LinearRace Diameter (in)	Values for Thomson 60 Case LinearRace			
	Solid		Tubular	
	EI (lb _v ·in ²)	S (lb _v /in)	EI (lb _v ·in ²)	S (lb _v /in)
.187	1.8 x 10 ³	.008	-	-
.250	5.8 x 10 ³	.014	-	-
.375	2.9 x 10 ⁴	.031	-	-
.500	9.2 x 10 ⁴	.055	-	-
.625	2.3 x 10 ⁵	.088	-	-
.750	4.7 x 10 ⁵	.125	4.6 x 10 ⁶	.075
1.000	1.5 x 10 ⁶	.222	1.3 x 10 ⁷	.155
1.250	3.6 x 10 ⁶	.348	-	-
1.500	7.5 x 10 ⁶	.500	6.3 x 10 ⁶	.325
2.000	2.4 x 10 ⁷	.890	1.9 x 10 ⁷	.542
2.500	5.8 x 10 ⁷	1.391	4.2 x 10 ⁷	.749
3.000	1.2 x 10 ⁸	2.003	9.3 x 10 ⁷	1.112
4.000	3.8 x 10 ⁸	3.550	2.5 x 10 ⁸	1.658

Simply Supported 60 Case LinearRace with One Block



Simply Supported 60 Case LinearRace with Two Blocks



LEGEND:

- D = Deflection (in)
- W = Load (lb)
- L = Length of unsupported 60 Case LinearRace (in)
- a = Distance to first bearing with carriage at center position (in)
- S = Unit weight of LinearRace (lb_v/in)
- E = Modulus of Elasticity (lb_v·in²)
- I = Moment of inertia of area through diameter of LinearRace (in⁴)

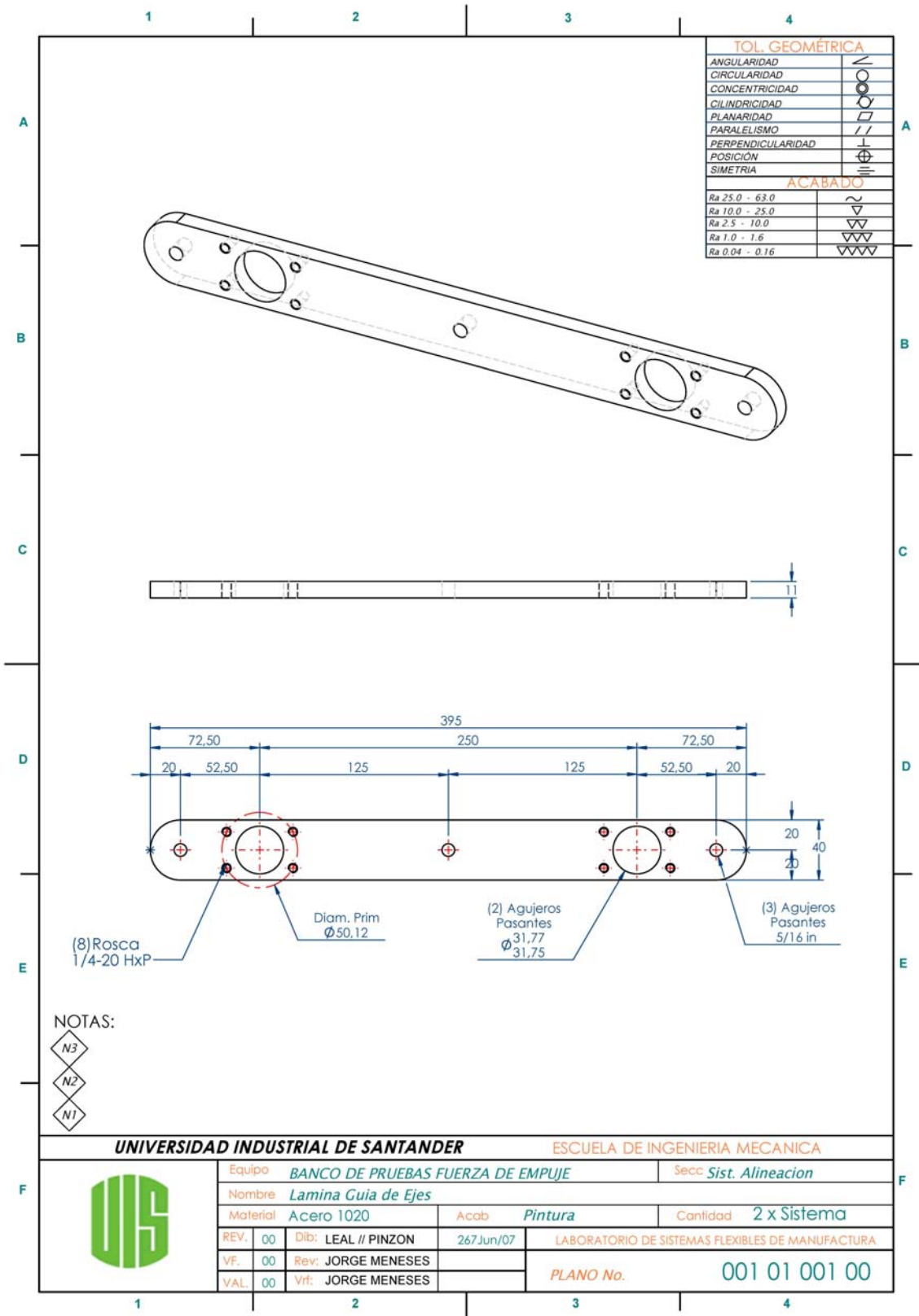


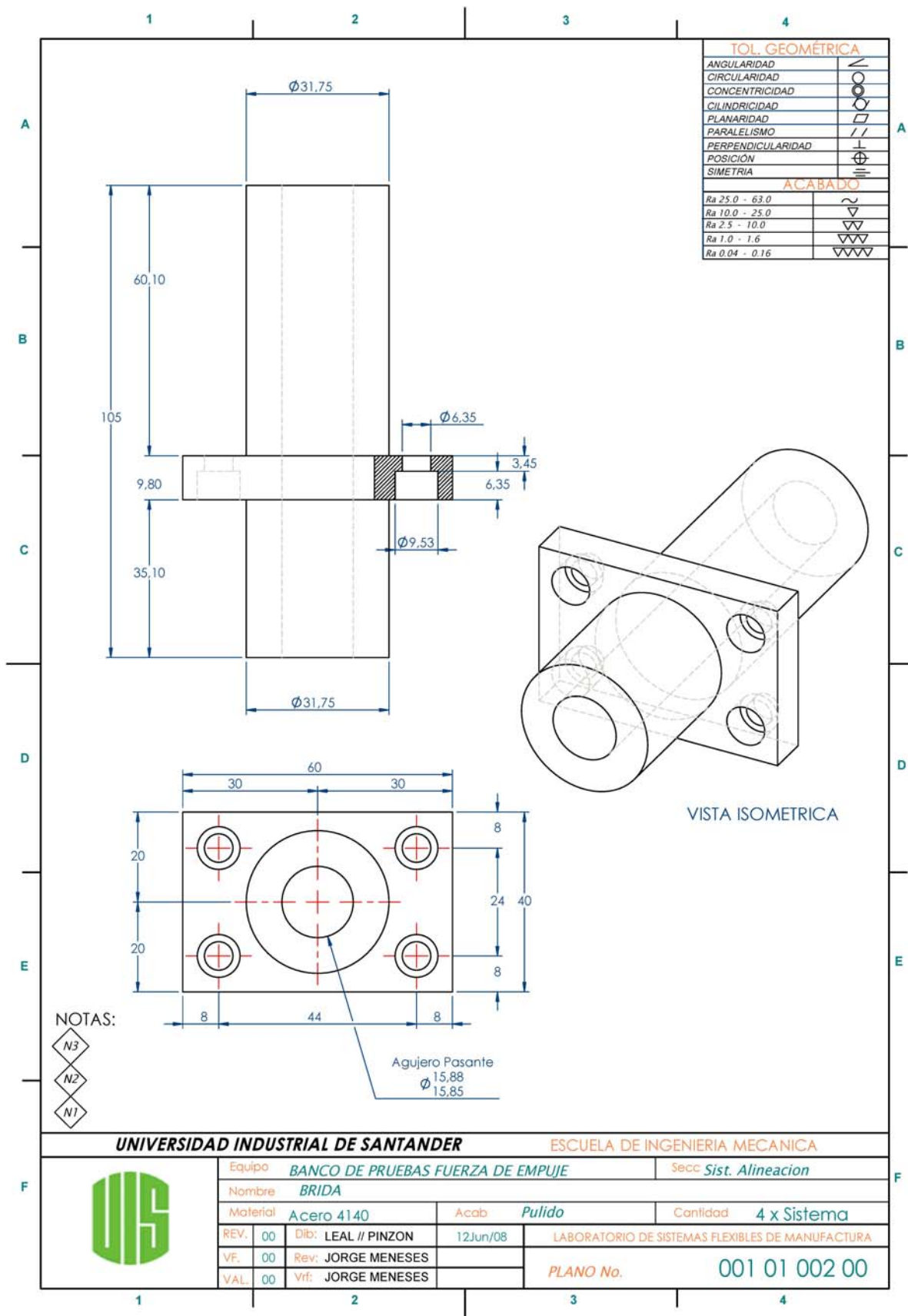
Circle Deflection: Printed in the USA. Thomson's introduction of new products is subject to change without notice. Please contact your local Thomson representative for more information. Thomson's products are designed for use in a wide range of applications. Please contact your local Thomson representative for more information.

Anexo I. PLANOS

Nº	Descripción	Cantidad	Cód. Plano	Sección
1	Ensamble General	1	001 00 000 00	Estructura
2	Ensamble Estructura	1	001 02 000 00	Estructura
3	Estructura Frontal	1	001 02 001 00	Estructura
4	Estructura Transversal Profundidad Superior	2	001 02 002 00	Estructura
5	Estructura Transversal Profundidad Inferior	2	001 02 003 00	Estructura
6	Estructura Posterior	1	001 02 004 00	Estructura
7	Cartela Inferior	32	001 02 005 00	Estructura
8	Cartela Superior	16	001 02 006 00	Estructura
9	Tornillo Ø 3/8"-UNF Long 2 1/2"	32		Estructura
10	Ensamble Sistema de Alineación	1	001 01 000 00	Sist. Alineación
11	Lamina Guía de Ejes	2	001 01 001 00	Sist. Alineación
12	Brida	4	001 01 002 00	Sist. Alineación
13	Eje	2	001 01 003 00	Sist. Alineación
14	Tornillo Bristol Ø 1/4"-UNC Long 1/2"	16		Sist. Alineación
15	Ensamble Bandeja	1	001 03 000 00	Bandeja
16	Estructura Soporte	1	001 03 001 00	Bandeja
17	Soporte de Unión	1	001 03 002 00	Bandeja
18	Bandeja en Lamina	1	001 03 003 00	Bandeja
19	Lamina Altura de Bandeja	2	001 03 004 00	Bandeja
20	Pillow Block SPD-10 (ADJ)	4		Bandeja
21	Anclajes Paramotores	1	001 06 001 00	Anclajes
22	Anclaje motor Rotax 832	1	001 06 002 00	Anclajes
23	Tornillo Salida Celda de Carga	2	001 04 001 00	Sist. Medición
24	Palanca Sistema de Medición	1	001 04 002 00	Sist. Medición

Nº	Descripción	Cantidad	Cód. Plano	Sección
25	Collarín Deslizante	2	001 04 003 00	Sist. Medición
26	Perfil Soporte de Polea	1	001 05 001 00	Prueba Est
27	Soporte Polea	1	001 05 002 00	Prueba Est
28	Soporte Eje Pesas	1	001 05 003 00	Prueba Est



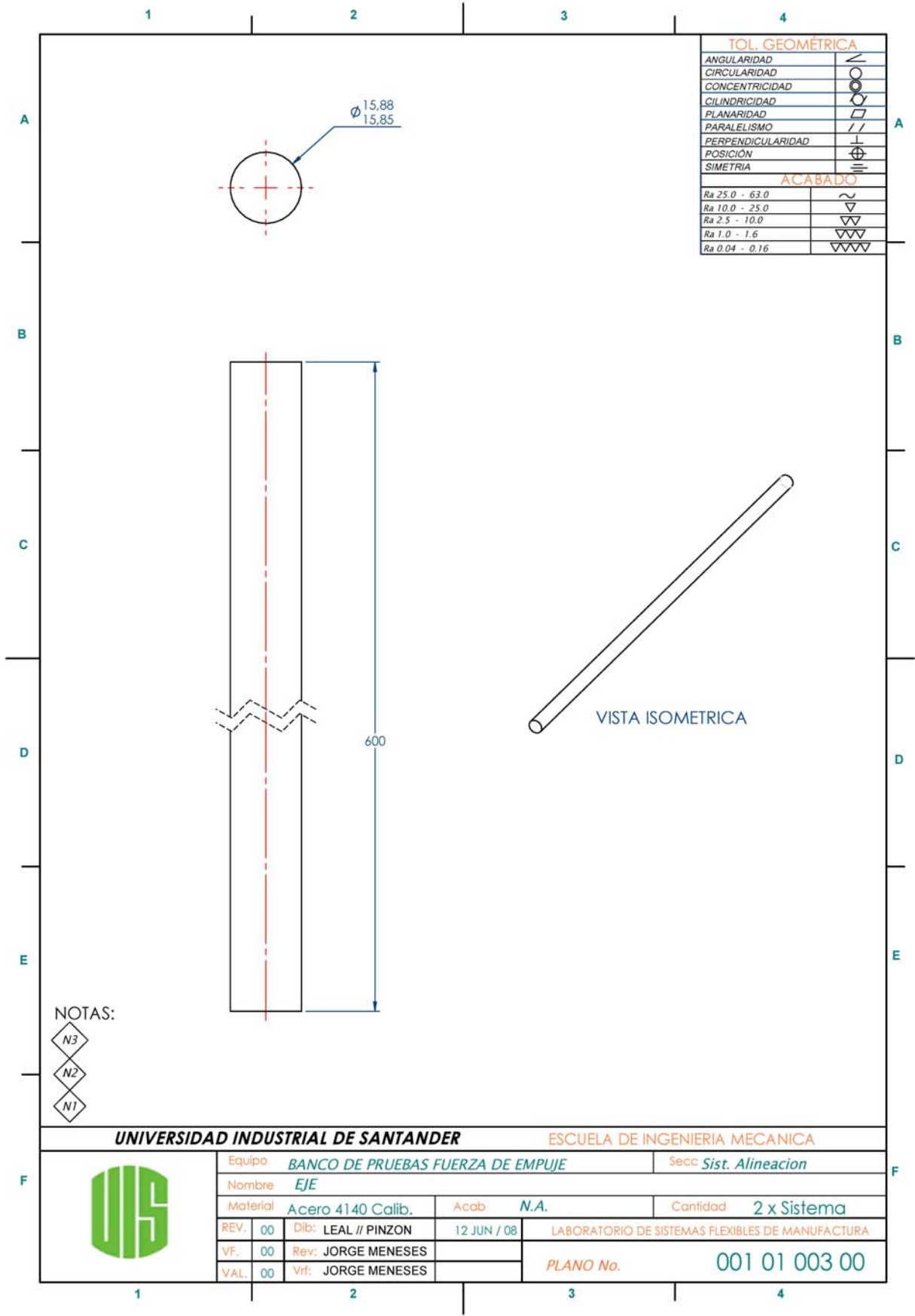


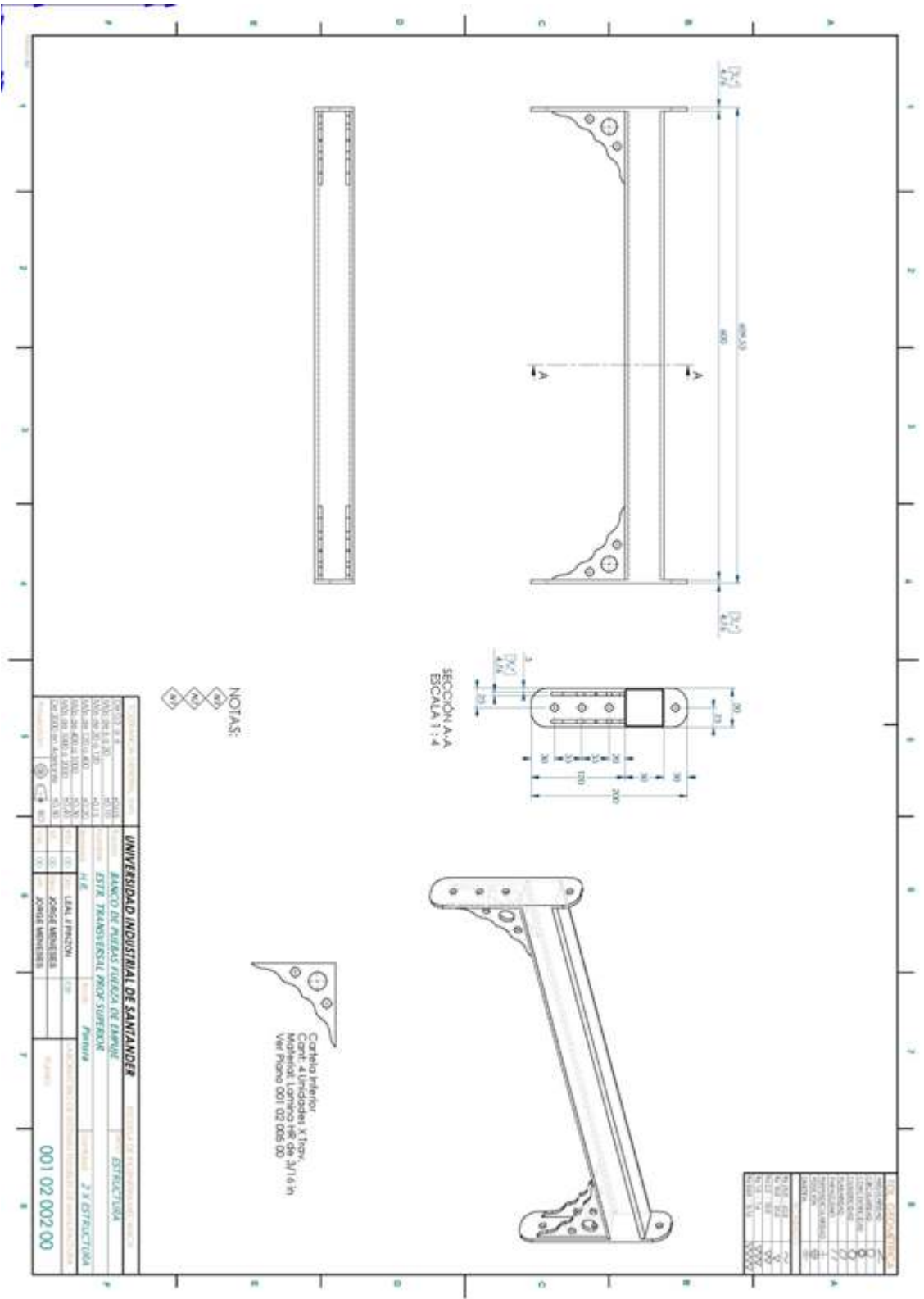
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

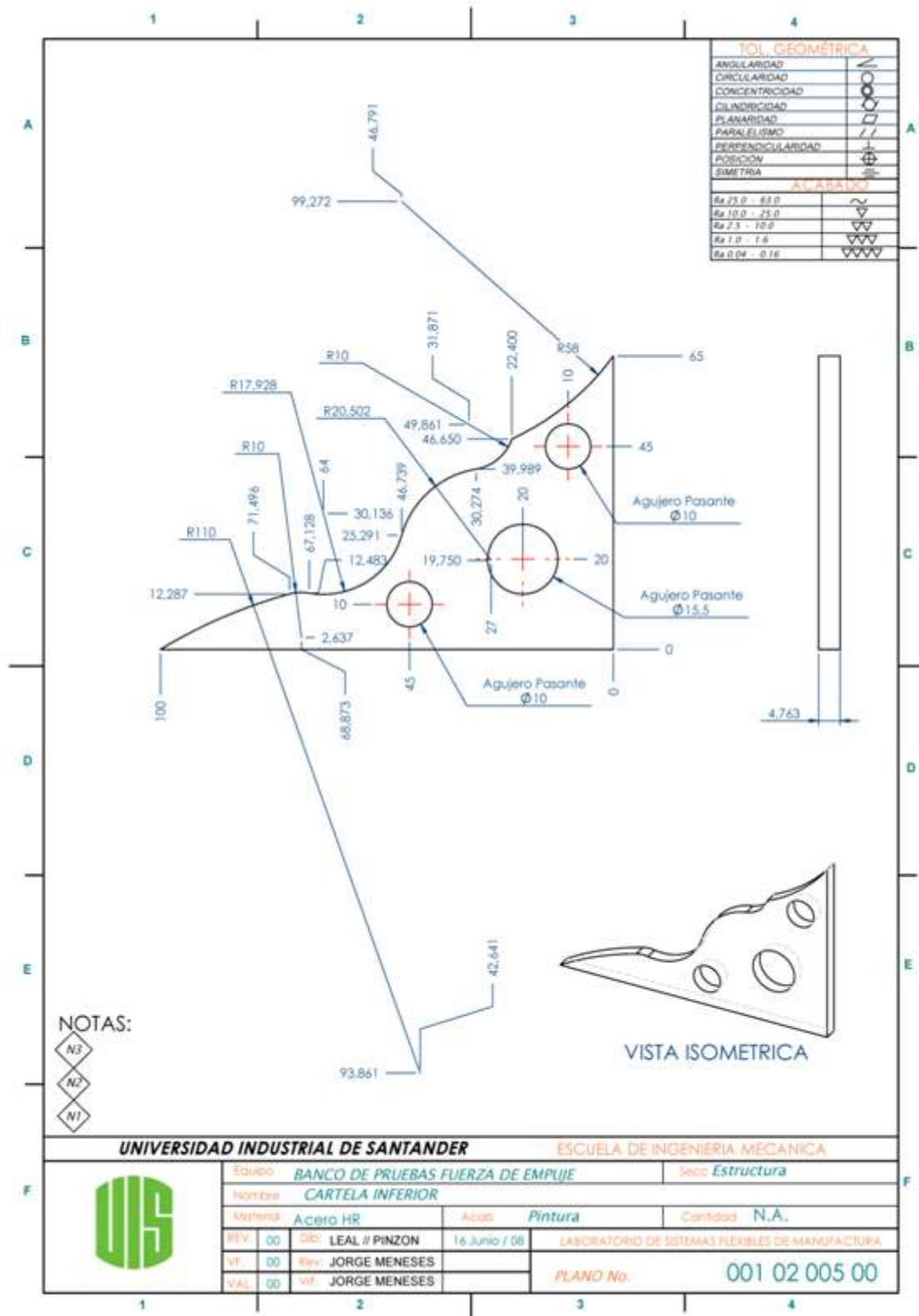
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



Equipo	BANCO DE PRUEBAS FUERZA DE EMPUJE		Secc	Sist. Alineacion
Nombre	BRIDA			
Material	Acero 4140	Acab	Pulido	Cantidad
				4 x Sistema
REV.	00	Dib:	LEAL // PINZON	12Jun/08
VF.	00	Rev:	JORGE MENESES	
VAL.	00	Vrf:	JORGE MENESES	
LABORATORIO DE SISTEMAS FLEXIBLES DE MANUFACTURA				
PLANO No.				001 01 002 00







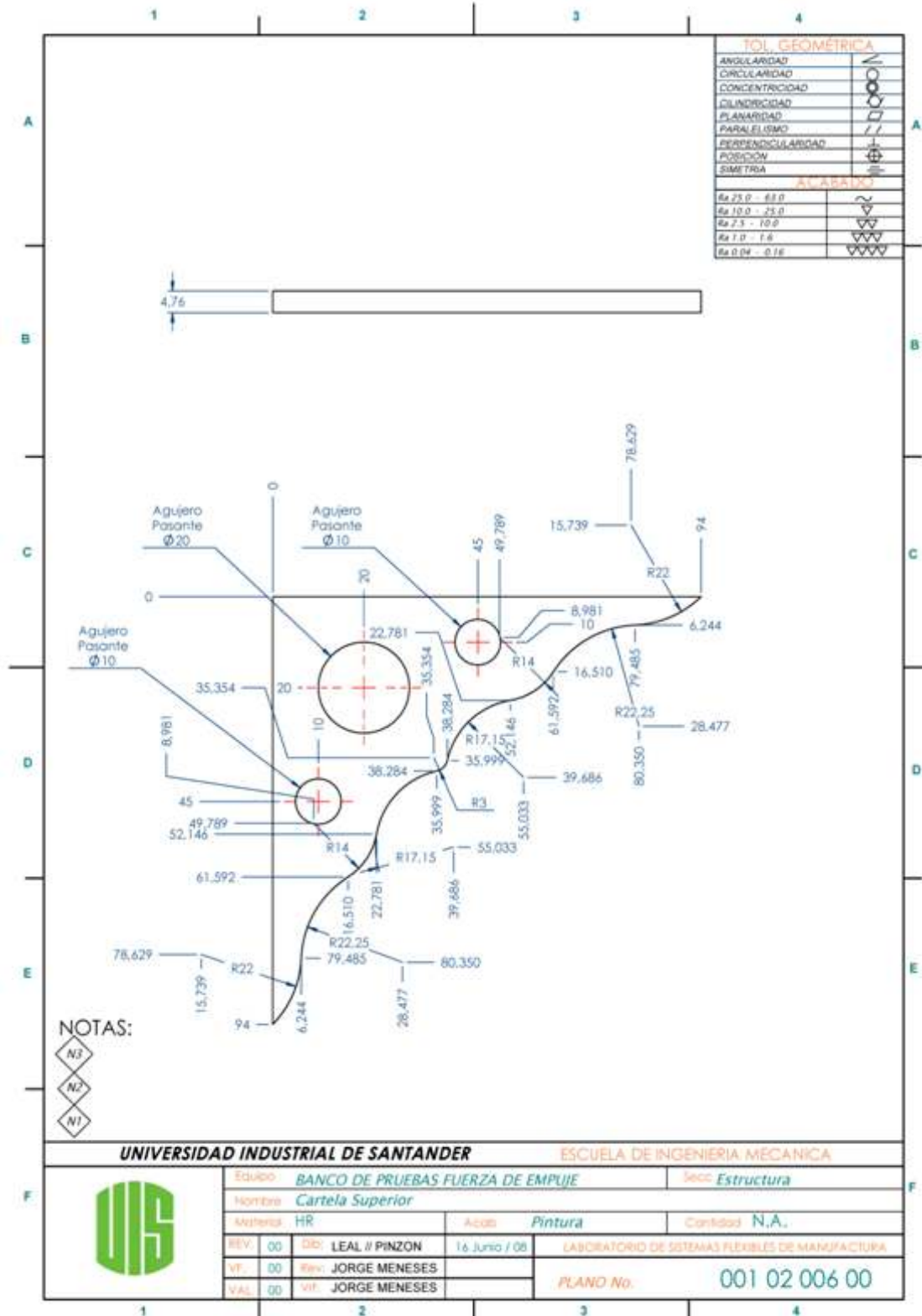
TOL. GEOMÉTRICA	
ANGULARIDAD	✓
CIRCULARIDAD	✓
CONCENTRICIDAD	✓
CILINDRICIDAD	✓
PLANARIDAD	✓
PARALELISMO	✓
PERPENDICULARIDAD	✓
POSICION	✓
SIMETRÍA	✓
ACABADOS	
Ra 25.0 - 63.0	✓
Ra 10.0 - 25.0	✓
Ra 2.5 - 10.0	✓
Ra 1.0 - 1.6	✓
Ra 0.04 - 0.16	✓

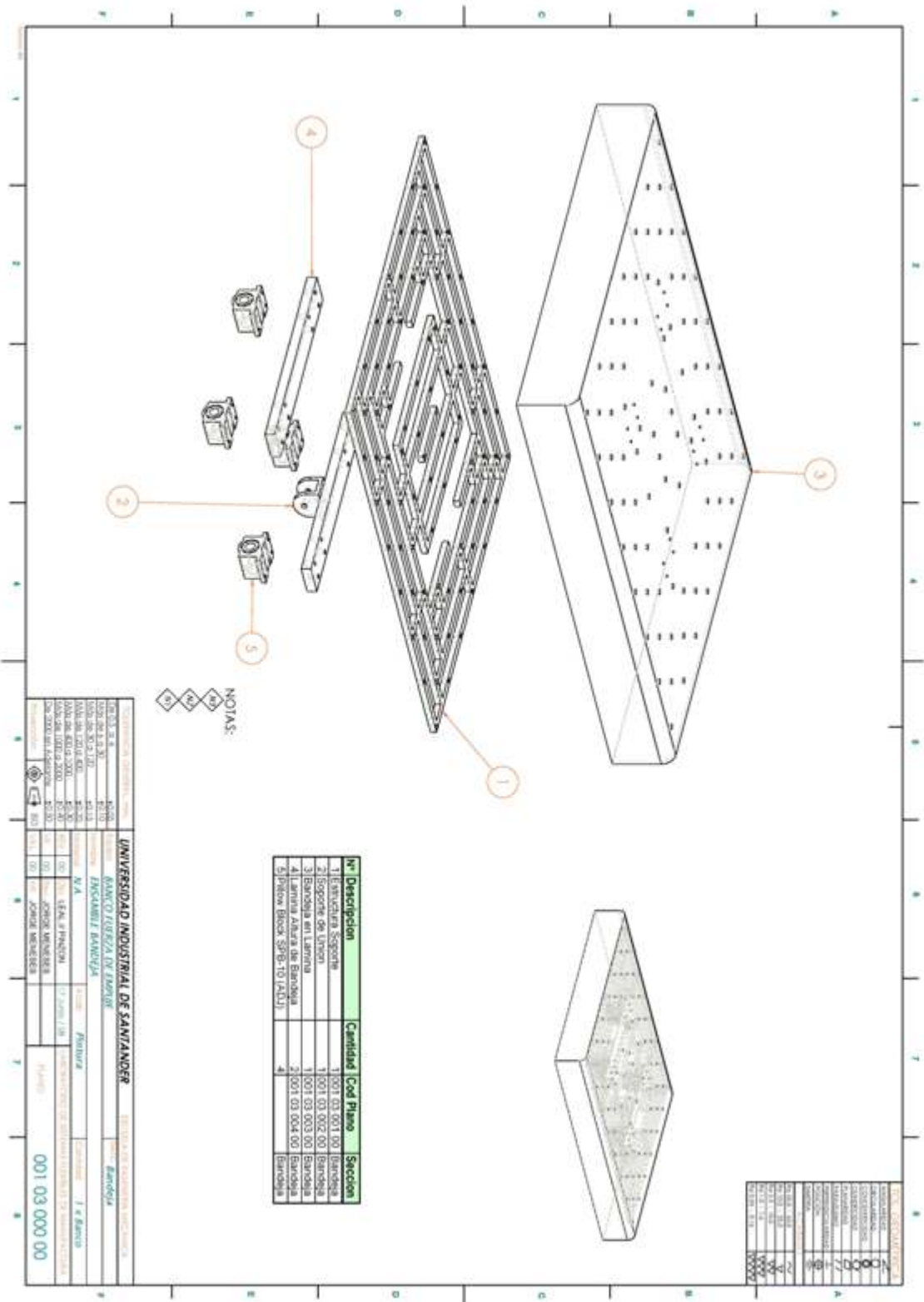
NOTAS:
 N3
 N2
 N1

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



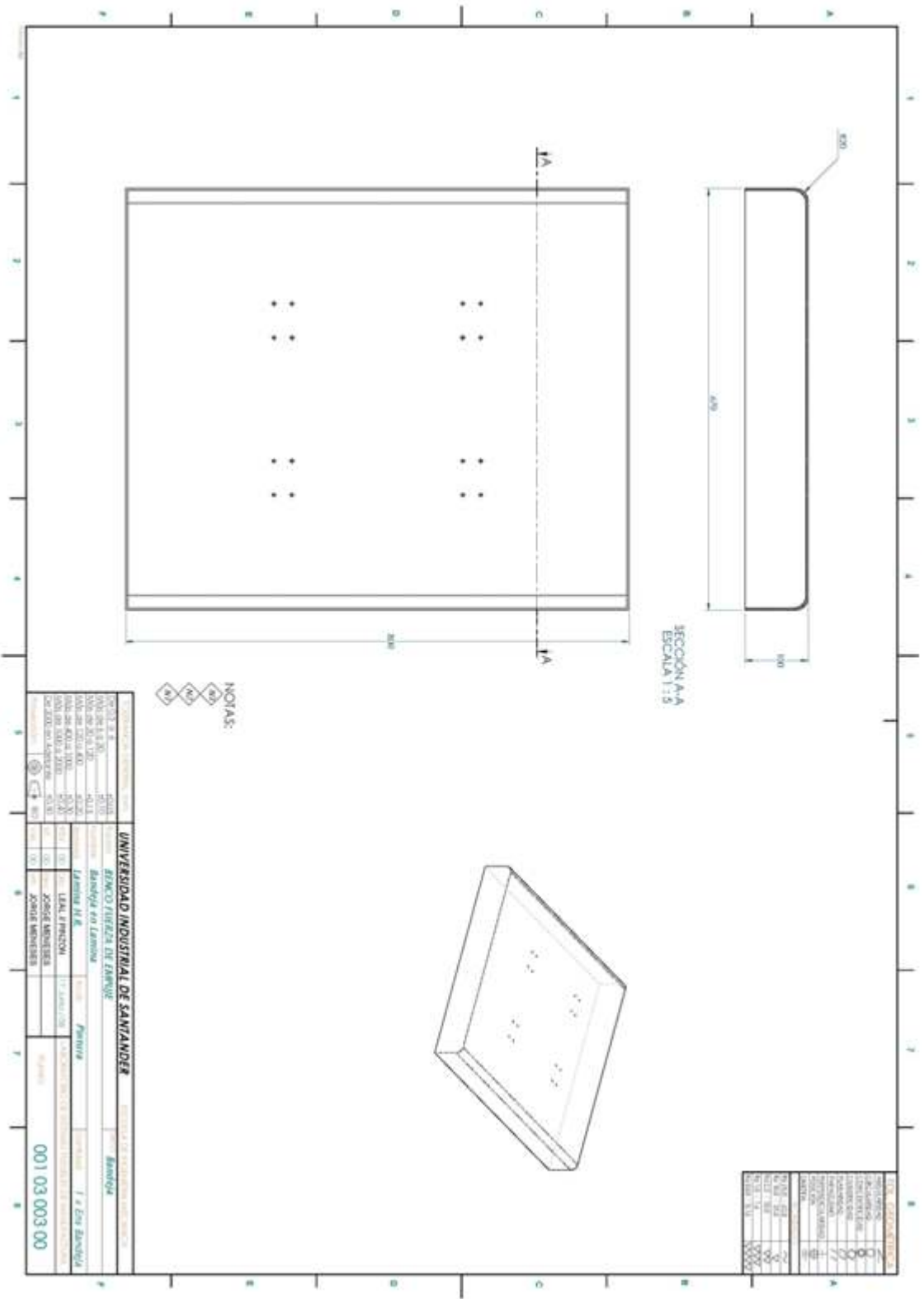
Educo	BANCO DE PRUEBAS FUERZA DE EMPUJE	Secc	Estructura
Nombre	CARTELA INFERIOR		
Materia	Acero HR	Acab	Pintura
REV	00	DD	LEAL // PINZON
VF	00	Rev	JORGE MENESES
VAL	00	vt	JORGE MENESES
LABORATORIO DE SISTEMAS FLEXIBLES DE MANUFACTURA			PLANO No: 001 02 005 00

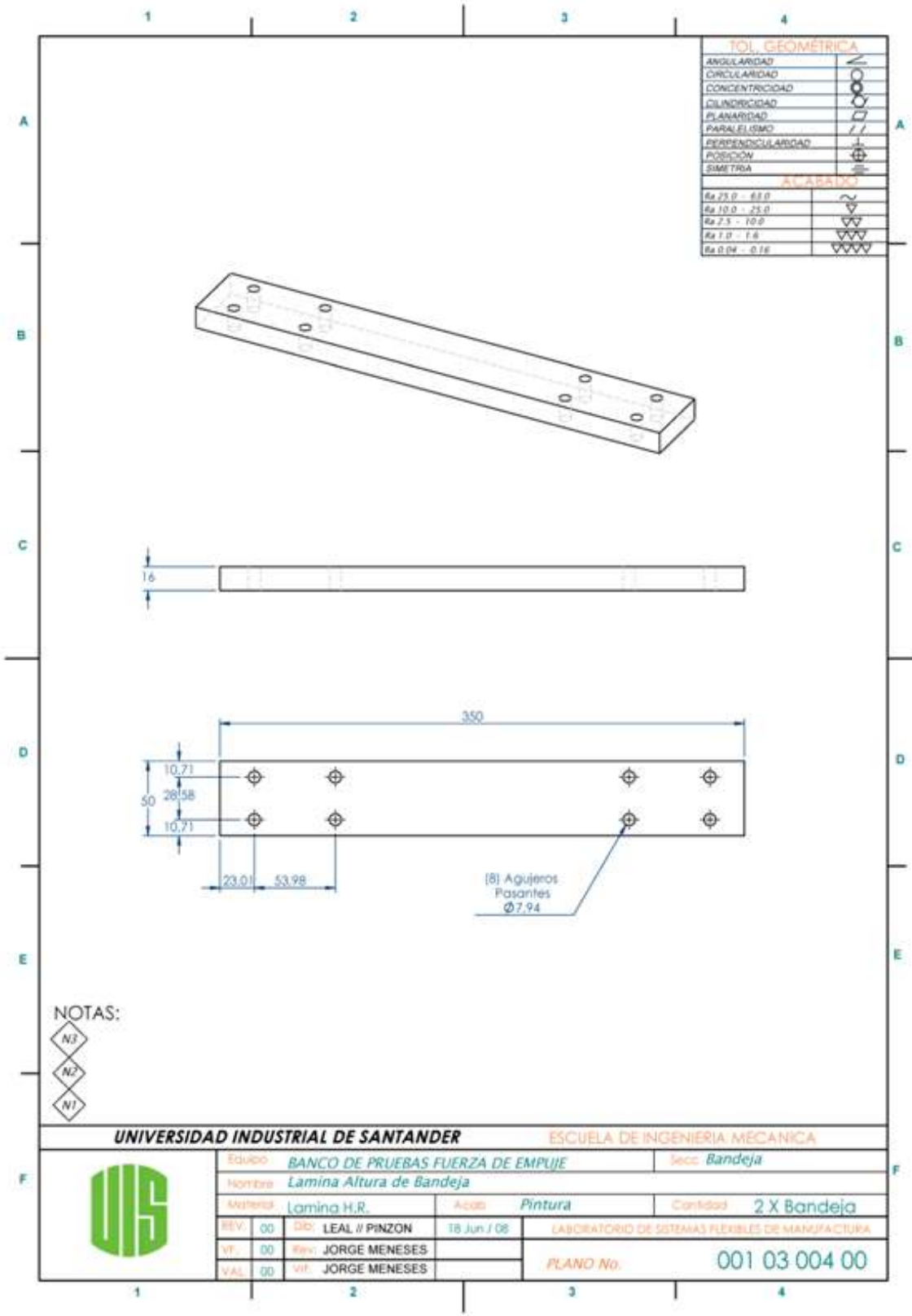


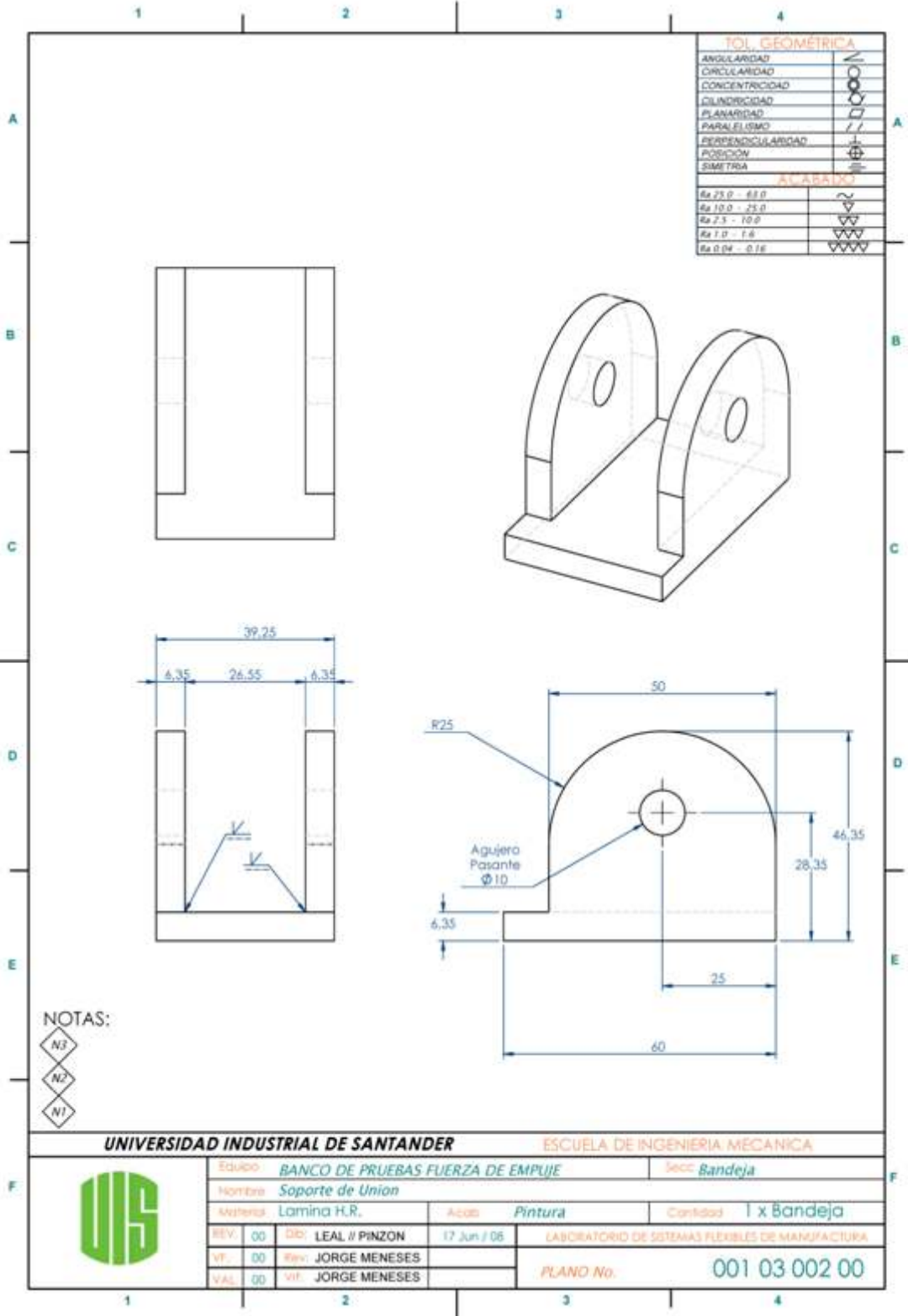


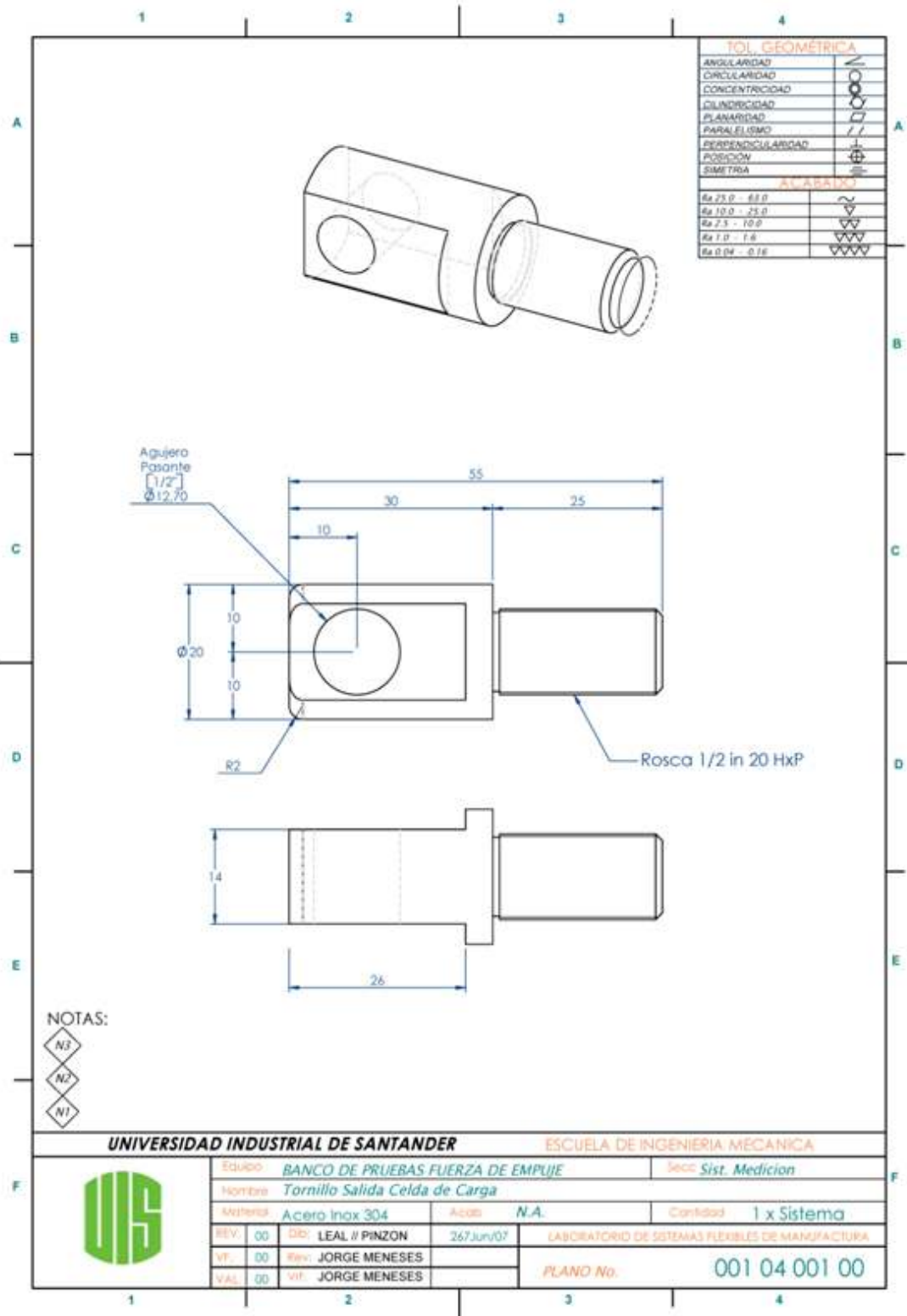
PROYECTO	001 03 000 00
FECHA	15/03/2023
PROYECTANTE	J. SANCHEZ
REVISOR	J. SANCHEZ
APROBADO	J. SANCHEZ
ESTADO	Finalizado
ESCALA	1:1
PROYECTO	001 03 000 00
FECHA	15/03/2023
PROYECTANTE	J. SANCHEZ
REVISOR	J. SANCHEZ
APROBADO	J. SANCHEZ
ESTADO	Finalizado
ESCALA	1:1

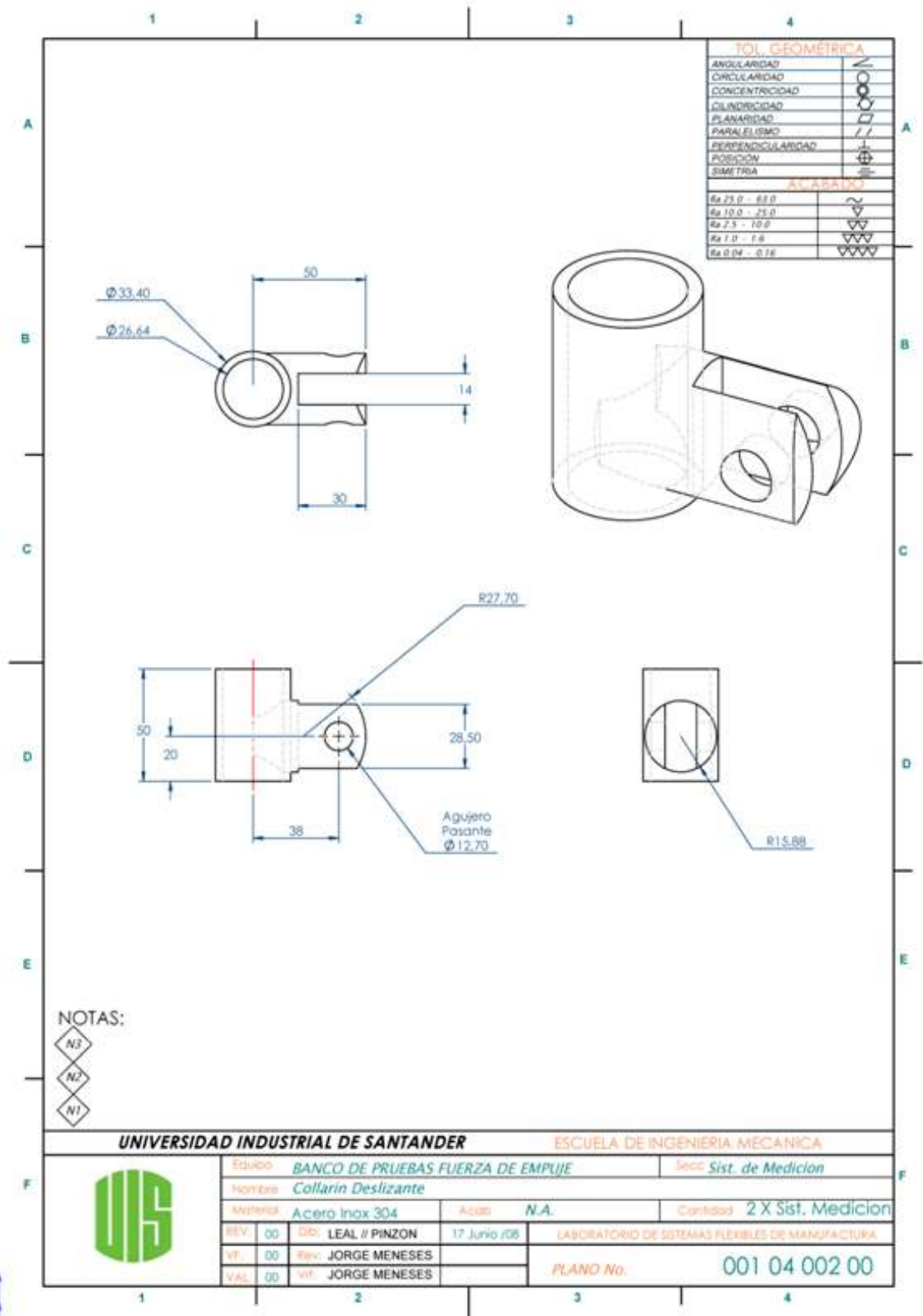
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
PROYECTO	001 03 000 00
FECHA	15/03/2023
PROYECTANTE	J. SANCHEZ
REVISOR	J. SANCHEZ
APROBADO	J. SANCHEZ
ESTADO	Finalizado
ESCALA	1:1
PROYECTO	001 03 000 00
FECHA	15/03/2023
PROYECTANTE	J. SANCHEZ
REVISOR	J. SANCHEZ
APROBADO	J. SANCHEZ
ESTADO	Finalizado
ESCALA	1:1

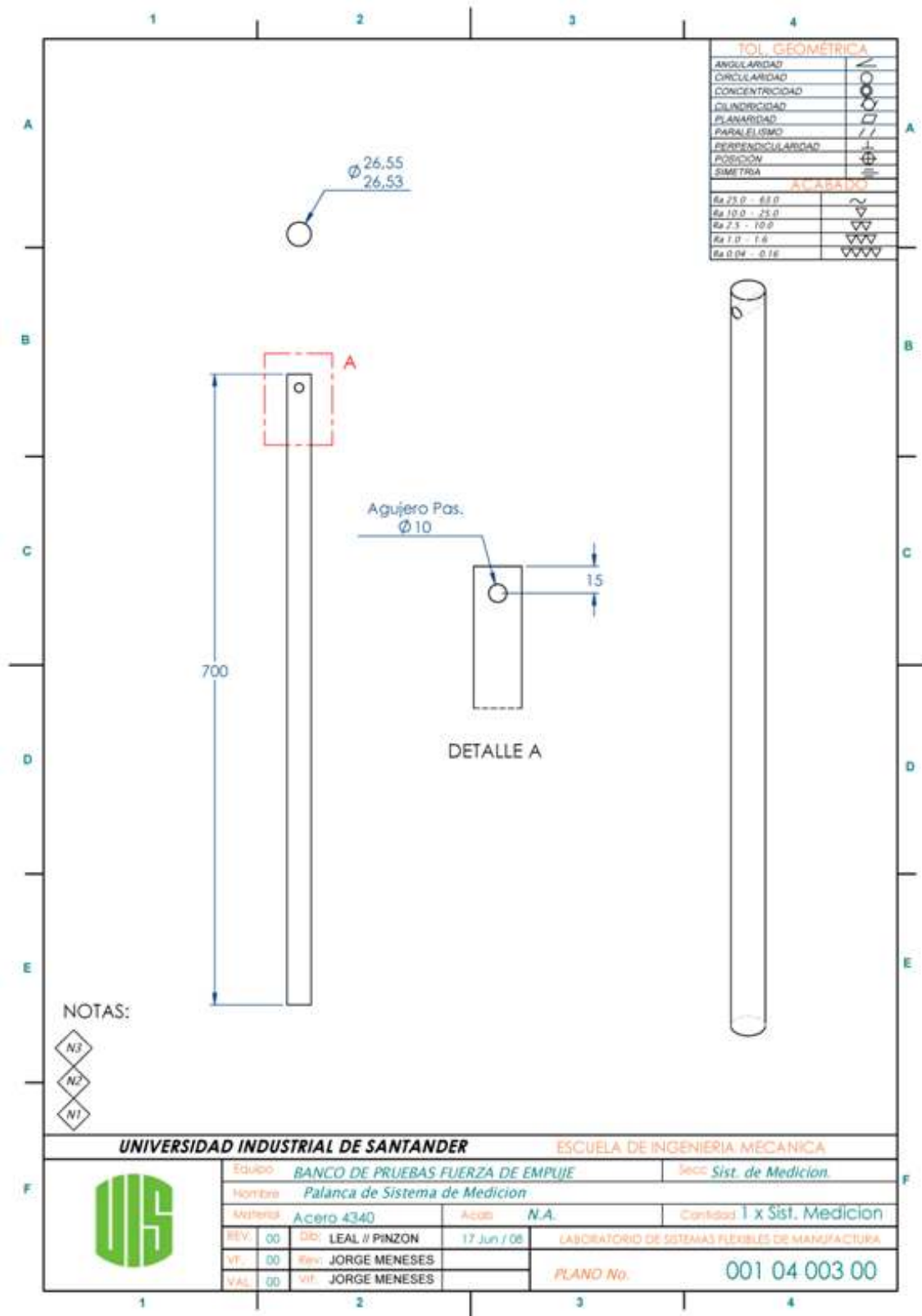


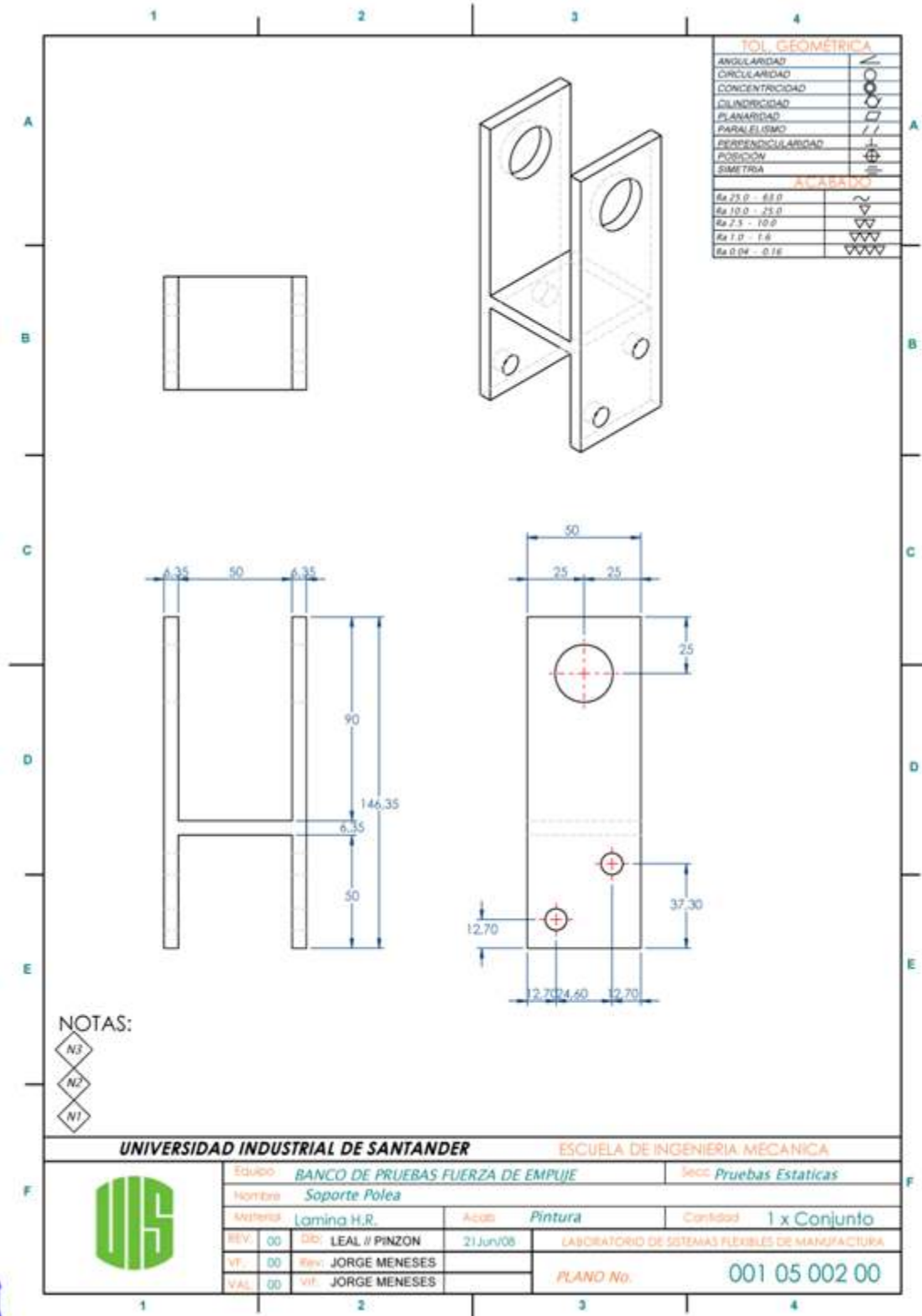


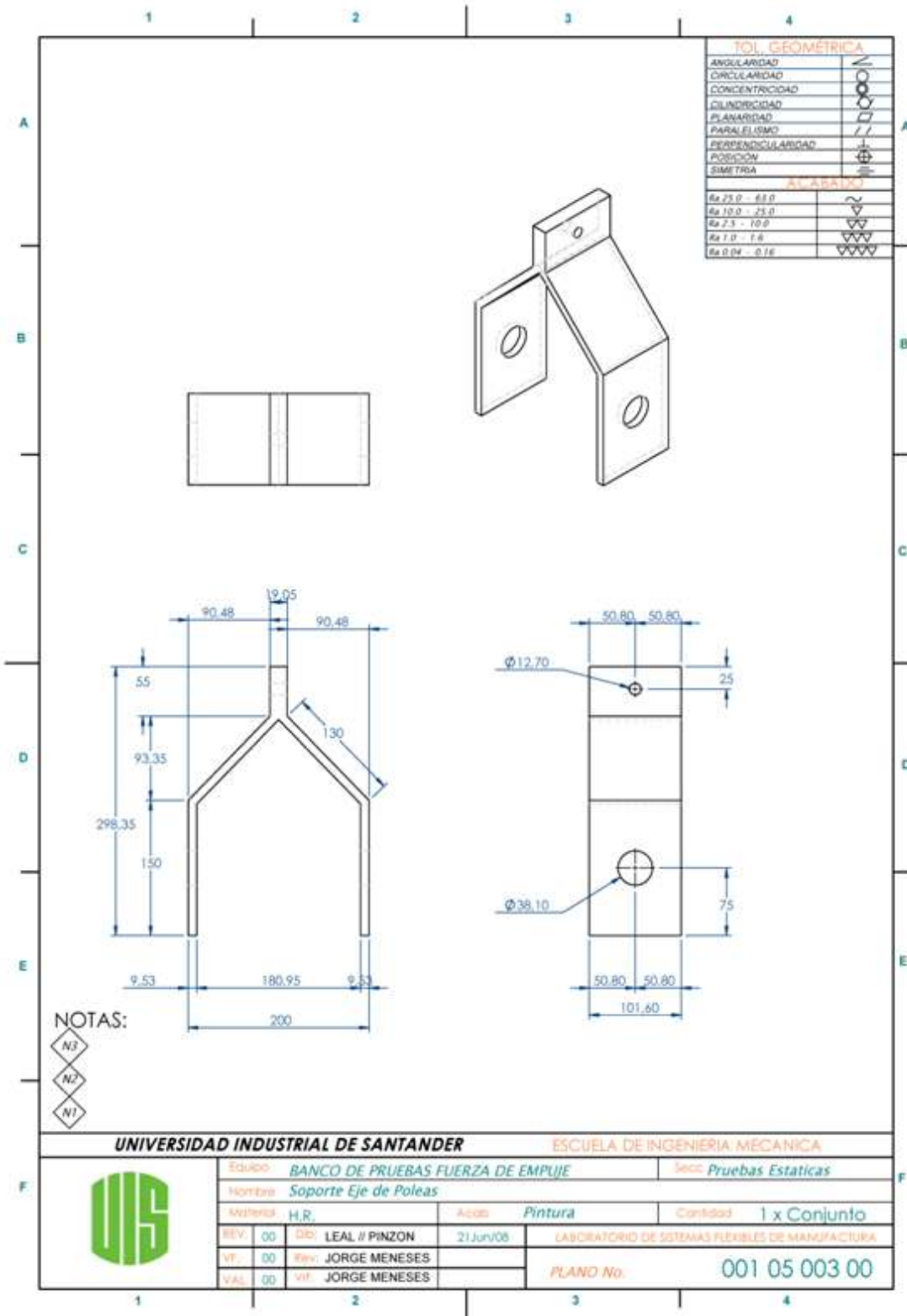










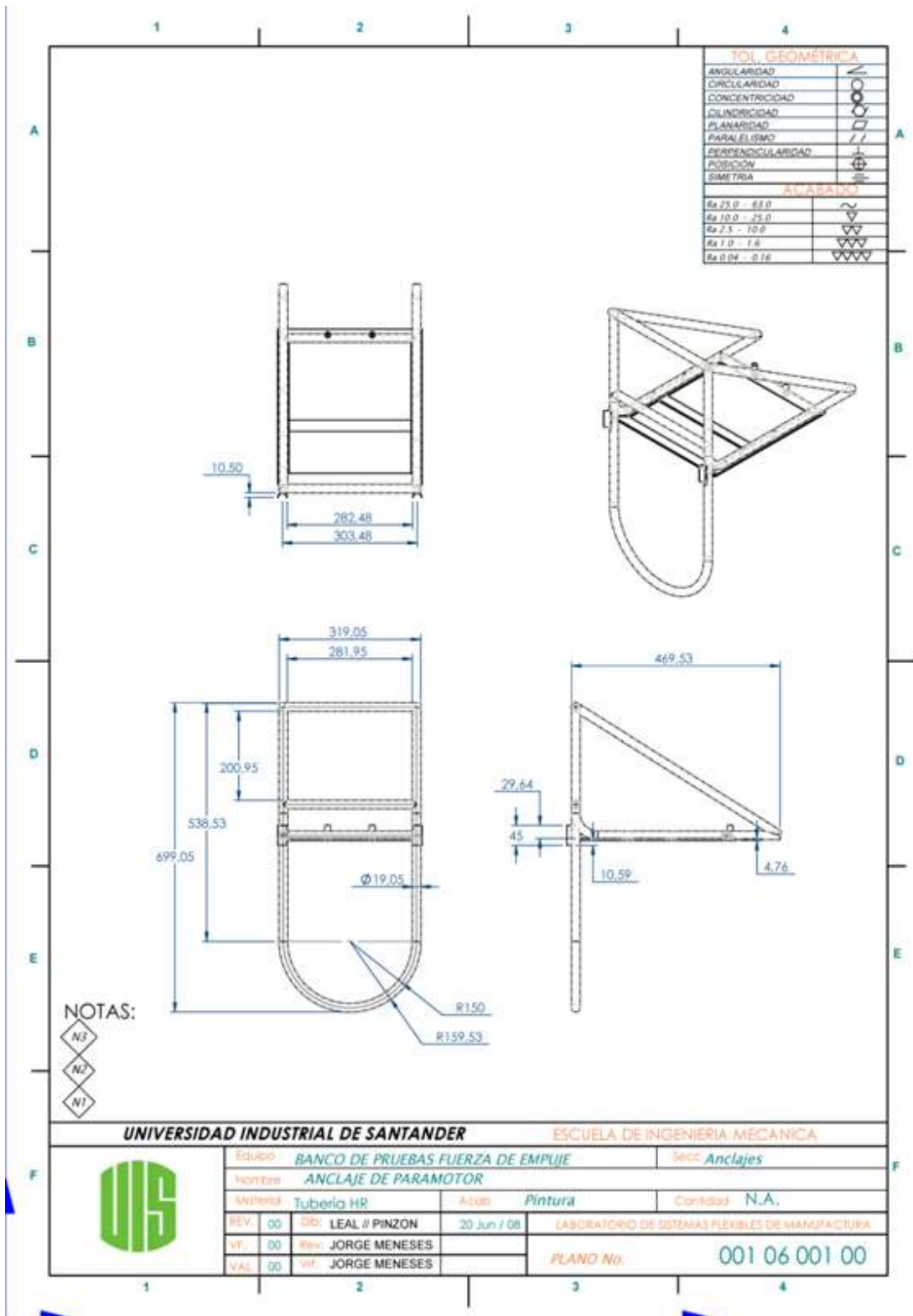


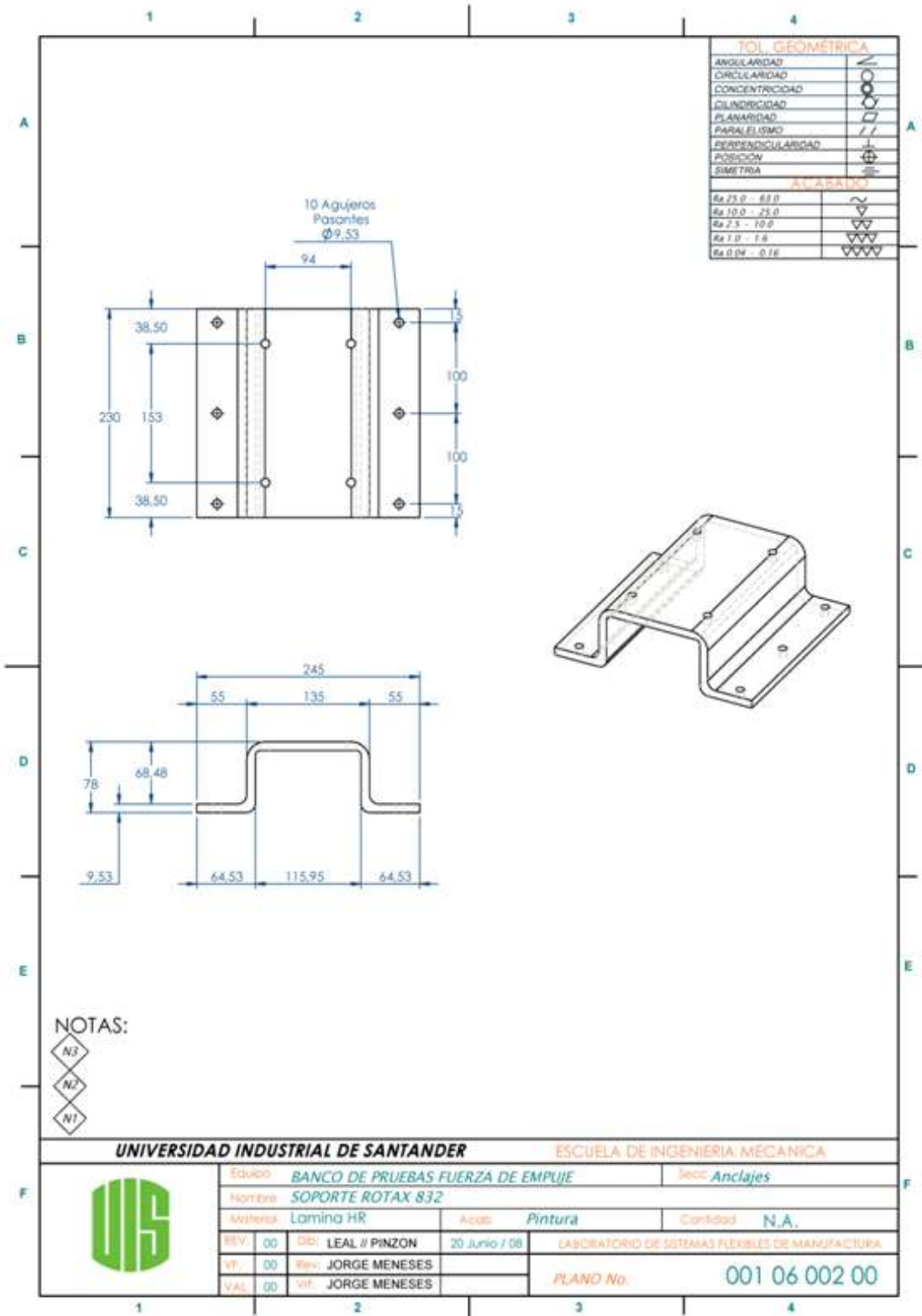
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA



Equipo	BANCO DE PRUEBAS FUERZA DE EMPUJE		Secc	Pruebas Estáticas
Nombre	Soporte Eje de Poleas			
Materia	H.R.	Acab	Pintura	Cantidad
				1 x Conjunto
REV.	00	Dis: LEAL // PINZÓN	21 Jun/08	LABORATORIO DE SISTEMAS FLEXIBLES DE MANUFACTURA
VT.	00	Rev: JORGE MENESES		
VAL.	00	VT: JORGE MENESES		
PLANO No.				001 05 003 00





UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



Equipo: BANCO DE PRUEBAS FUERZA DE EMPUJE

Secc: Anclajes

Nombre: SOPORTE ROTAX 832

Materia: Lamina HR

Acab: Pintura

Cantidad: N.A.

REV 00 DIB: LEAL # PINZON 20 Junio / 08

LABORATORIO DE SISTEMAS FLEXIBLES DE MANUFACTURA

VF. 00 Rev: JORGE MENESES

PLANO No. 001 06 002 00

VAL 00 VIF: JORGE MENESES