

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL COPIADO DE
HELICES EN MADERA**

**ROMAN HERNANDEZ MARQUEZ
ELKIN GABRIEL VALBUENA NOVOA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2.009**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL COPIADO DE
HELICES EN MADERA**

**ROMAN HERNADEZ MARQUEZ
ELKIN GABRIEL VALBUENA NOVOA**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
JORGE ENRIQUE MENESES FLOREZ
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2.009**

DEDICATORIA

A mi madre: que este sea el reflejo de su grandeza y que mis logros repongan algo de lo mucho que me ha dado.

Román

A mi madre que siempre ha estado a mi lado, a su inquebrantable fe en mí y su apoyo incondicional.

Elkin

AGRADECIMIENTOS

A todas aquellas personas que en mayor o menor medida han aportado a la realización de este proyecto, sin ustedes, el resultado no hubiese sido el mismo o más aun no existiría tal.

Román Hernández Márquez.
Elkin Gabriel Valbuena Novoa.

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 DE DISEÑO.....	5
2.1.1. Alternativa 1: CNC para Madera.....	5
2.1.2 Alternativa 2: Grabadora Copiadora Fresadora de C.N.C.	7
2.1.3 Alternativa 3: Máquina Gemini Carver	8
2.2 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	10
3. CONCEPTO GENERAL DEL DISEÑO DE LA MAQUINA COPIADORA DE HELICES	11
3.1 SISTEMA DE LA MAQUINA COPIADORA DE HELICE	12
3.1.1 Base de apoyo.....	12
3.1.2 Sistema de guías.....	13
3.1.3 Sistema de desplazamiento.....	14
3.2 CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL DISEÑO	15
3.3 EL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA	17
4. SISTEMA DE COPIADO.....	20
4.1 RUTEADORA.....	20
4.1.1 Determinación de la potencia de corte de la ruteadora.....	21
4.1.2 Selección de la ruteadora	24
4.2 DIÁMETRO DE LA ESTRUCTURA TIPO H.....	25
5. SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO.....	35
5.1 CALCULO DEL EJE PRINCIPAL	35
5.2 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	41
6. SISTEMA DE GUIAS	43

7. BASE DE APOYO.....	49
7.1 SELECCIÓN DE LA LÁMINA DE MADERA.....	49
7.2 MESA ESTRUCTURAL.....	50
8. CONSTRUCCIÓN.....	54
8.1 MESA ESTRUCTURAL.....	54
8.1.1 Marco lateral tipo A.....	55
8.1.2 Travesaño superior.....	56
8.1.3 Travesaño inferior.....	57
8.1.4 Refuerzos transversales.....	58
8.2 LAMINA DE MADERA.....	59
8.3 MARCO DEL SISTEMA DE GUIAS.....	61
8.4 CARROS.....	62
8.4.1 Función de movimiento.....	62
8.4.2 Función de frenado.....	64
8.5 CONJUNTO EJE – RODAMIENTOS.....	66
8.6 ESTRUCTURA TIPO “h”.....	68
8.6.1 Soporte de la ruteadora.....	69
8.6.2 Soporte del seguidor.....	70
8.6.3 Contrapeso.....	71
8.7 CONTROL DE MOVIMIENTO.....	73
8.7.1 Ejes secundarios.....	73
8.7.2 Volante.....	74
8.8 SISTEMA DE SUJECIÓN.....	75
8.8.1 Soporte.....	75
8.8.2 Prensa lateral.....	76
8.8.3 Prensa frontal.....	77
8.8.4 Centro.....	78
9. CONSTRUCCIÓN DE UNA PROBETA DE MADERA.....	82
9.1. CORTE Y CEPILLADO DE MADERA.....	82
9.2 SECADO DE MADERA.....	83
9.3 LIJADO DE MADERA.....	84
9.4 PEGADO DE MADERA.....	85
10. PRUEBA.....	88

10.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBAS DE COPIADO.....	88
10.1.1 Preparación de la Probeta	88
10.1.2. Preparación del modelo original	89
10.1.3. Preparación de la maquina	89
10.2 PROCESO DE COPIADO	91
10.2.1 Resultados de la etapa de copiado.....	92
10.3 DESCRIPCION DE LA PRUEBA DE EMPUJE	93
10.3.2 Medición del empuje de la hélice original	93
10.3.3 Medición del empuje de la hélice copiada	94
10.3.4. Análisis de los resultados	96
11. CONCLUSIONES	97
12. RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES.....	99
BIBLIOGRAFÍA.....	101
ANEXOS	103

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. CNC para Madera (Fresadoras-Copiadoras).....	6
Figura 2. Grabadora Copiadora Fresadora de C.N.C.	7
Figura 3. Máquina Gemini Carver	9
Figura 4. Propuesta para la maquina copiadora de hélices.	11
Figura 5. Sistemas de la maquina copiadora de hélices.....	12
Figura 6. Base de apoyo	13
Figura 7. Sistema de guías	14
Figura 8. Sistema de desplazamiento.....	14
Figura 9. Sistema de copiado	15
Figura 10. Posibilidad de movimiento de la maquina.....	18
Figura 11. Ruteadora Craftman	18
Figura 12. Seguidor de contorneado.....	19
Figura 13. Cargas sobre la estructura tipo h.....	20
Figura 14. Prueba de corte de madera	22
Figura 15. Fuerza y velocidad de corte.....	23
Figura 16. Ruteadora Craftman Seleccionada.....	25
Figura 17. Distribución de cargas del marco superior.....	26
Figura 18. Distribución de espacio de la mesa de trabajo	27
Figura 19. Configuración de cargas para cálculos del marco superior	27
Figura 20. Distribución de carga para el cálculo del contrapeso.....	28
Figura 21. Diagrama de cargas del marco superior	30
Figura 22. Diagrama de flexión de la estructura	32
Figura 23. Modelos de cálculo de deformación	32
Figura 24. CAD del Marco superior.....	34
Figura 26. Diagrama de cargas del eje principal.....	35
Figura 27. Modelo de carga del eje principal	36
Figura 28. Máxima desalineación de los rodamientos	39
Figura 29. Análisis de esfuerzos del eje principal según ANSYS	40
Figura 30. Comportamiento de los rodamientos sometidos a cargas.	42
Figura 31. Distribución de cargas sobre el marco inferior.....	43
Figura 32. Modelo de cálculo de cargas sobre el marco inferior.....	45
Figura 33. Análisis de esfuerzos del marco inferior según ANSYS.....	47
Figura 34. Sistema de sujeción de la mesa de trabajo	51
Figura 35. Nivelación de la mesa de trabajo.....	53
Figura 36. Ensamble de la mesa de trabajo	55
Figura 37. Estructura tipo A	56
Figura 38. Pieza lateral superior	57
Figura 39. Pieza lateral inferior	58

Figura 40. Pieza transversal de refuerzo	59
Figura 41. Ubicación de la base de apoyo	60
Figura 42. Ajuste de la base de apoyo	60
Figura 43. Detalles del Marco inferior	61
Figura 44. Ensamble de los carros	63
Figura 45. Mecanizado sobre las ruedas	63
Figura 46. Frenos V brake	64
Figura 47. Rediseño del sistema de freno	65
Figura 48. Aplicación del sistema de frenos	66
Figura 49. Ensamble de los carros	67
Figura 50. Ajuste de los ejes	67
Figura 51. Mecanizado en CNC	68
Figura 52. Construcción del soporte de la ruteadora	69
Figura 53. Ensamble del soporte de la ruteadora	70
Figura 54. Ensamble del soporte del seguidor	71
Figura 55. Detalles del contrapeso	72
Figura 56. Ensamble del contrapeso	72
Figura 57. Corrección de desalineación de los carros	73
Figura 58. Implementación del volante	74
Figura 59. Detalle de los soportes	76
Figura 60. Detalle de la prensa lateral	77
Figura 61. Ensamble de las prensas laterales	77
Figura 62. Detalle prensa frontal	78
Figura 63. Mecanizado del centro	79
Figura 64. Detalles del centro	79
Figura 65. Distribución de espacios para el montaje	80
Figura 66. Montaje del centro	81
Figura 67. Procesos de corte y cepillado de madera	82
Figura 68. Secado de madera al ambiente	84
Figura 69. Lijado de madera	85
Figura 70. Aplicación de adhesivo	86
Figura 71. Madera prensada	86
Figura 72. Bloque de madera preparado	87
Figura 73. Bloque de madera preparado para el copiado	88
Figura 74. Amarre de la hélice a copiar	89
Figura 75. Ubicación de centro de amarre	90
Figura 76. Amarre de la probeta de madera	91
Figura 77. Secuencia del proceso de corte de la ruteadora	91
Figura 78. Resultados del proceso de copiado	92
Figura 79. Montaje de la hélice a copiar en el banco de pruebas	94
Figura 80. Medida de empuje de la hélice 1	94
Figura 81. Montaje de la hélice copiada en el banco de pruebas	95
Figura 82. Medida de empuje de la hélice 2	95

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Parámetros geométricos usados en el experimento de corte	21
Tabla 2. Condiciones de maquinado.....	23
Tabla 3. Cálculos de fuerza y potencia.....	24
Tabla 4. Catalogo de tubería Fajobe.....	29
Tabla 5. Datos del diámetro del marco superior	31
Tabla 6. Datos del diámetro del marco superior debido a la flexión.....	33
Tabla 7. Características físicas y geométricas del eje principal	37
Tabla 8. Valor del diámetro calculado del eje principal.....	39
Tabla 9. Valores de diámetro calculado para el diámetro inferior	44
Tabla 10. Valores de diámetro para el marco inferior calculado a flexión.....	46
Tabla 11. Valores de carga admisible para la mesa de trabajo	52
Tabla 12. Datos geométricos y físicos de los rodamientos	66
Tabla 13. Resultados	96

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo 1. EL TURISMO EN SANTANDER.....	104
Anexo 2. BALANCE DINÁMICO CONJUNTO HÉLICE/MOTOR.....	114
Anexo 3. CUTTING FORCES FOR TENSION WOOD AND NORMAL WOOD OF MAPLE.....	117
Anexo 4. PLANOS	130

NOMENCLATURA O GLOSARIO

NOTACIÓN

F	Fuerza de corte
V	Velocidad de corte
HP	Potencia de la herramienta de corte
L1	Longitud de tubería del brazo de la herramienta
L2	Longitud de tubería del brazo del contrapeso
Wt1	Peso de la tubería del brazo de la herramienta
Wt2	Peso de la tubería del brazo del contrapeso
W1	Peso de tubería por unidad de longitud
N	Factor de seguridad
Diam.	Diámetro exterior de tubería
e	Espesor de tubería
E	Modulo de elasticidad
I	Momento de inercia
Dy1	Deformación por cargas externas
Dy2	Deformación por peso propio
Dytc	Deformación total
a	Distancia del extremo del al primer rodamiento
Pu	Carga admisible de pandeo

Alabe: Se denomina **álabe** a cada una de las paletas curvas de una rueda hidráulica, de una turbina o hélice.

Paramotor: es un planeador resultado de la unión de un parapente y un motor auxiliar incorporado al arnés del piloto, que puede ser transportado, despegado y aterrizado a pie.

Parapente: El parapente (contracción de *paracaídas de pendiente*) es un deporte nacido, a fines del siglo XX, por la inventiva de montañeros que querían bajar volando mediante un paracaídas desde las cimas que habían ascendido.

Dureza: es una propiedad mecánica de los materiales consistente en la dificultad que existe para rayar (mineralogía) o crear marcas en la superficie mediante micro penetración de una punta

Perfil: En aeronáutica se denomina perfil alar, perfil aerodinámico o simplemente perfil, a la forma plana que al desplazarse a través del aire es capaz de crear a su alrededor una distribución de presiones que genere sustentación. Es uno de los elementos más importantes en el diseño de superficies sustentadoras como alas, o de otros cuerpos similares como álabes o palas de hélice o de rotor.

Deformación: La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica.

RESUMEN

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL COPIADO DE HELICES EN MADERA*

AUTORES:
Román Hernández Márquez.
Elkin Gabriel Valbuena Novoa.**

PALABRAS CLAVES:
Hélices, paramotor, alabe, parapente, corte, madera.

DESCRIPCIÓN:
Este proyecto surge de la necesidad de contribuir con el desarrollo socio-económico de la región santandereana, y busca promover el turismo a través de la explotación de la geografía y los deportes extremos como atracciones que permitan una alta afluencia de viajeros nacionales y extranjeros, y con ellos el aumento de ganancias no sólo para el estamento legislativo sino también para el común de los ciudadanos.

El objetivo principal de este proyecto es dotar la industria del parapentismo de una máquina de control manual para el copiado de hélices en madera. Dicha máquina realiza su trabajo utilizando el principio del pantógrafo pero generando la copia en relación de 1:1. Además el maquinado de la madera lo ejecuta una ruteadora de 2 caballos de potencia que permite el corte de todo tipo de madera y aluminio de baja densidad, que guiada por un elemento denominado seguidor similar al que utilizan las levas para la lectura de su contorno, recorre el cuerpo del modelo generando el mismo movimiento en la ruteadora, la cual va dando forma a la pieza de trabajo hasta obtener el diseño esperado.

De igual manera, los desplazamientos permitidos en esta máquina están limitados a dos ejes pero el corte se ejecuta en función de uno solo; la exactitud de la copia con respecto al modelo original radica en la alineación de la ruteadora y el seguidor al inicio de la operación y la correcta fijación de las piezas a trabajar. Así mismo esta copiadora cuenta con un sistema para bloquear el posible desplazamiento de la herramienta de corte en un sentido diferente al transversal, además de estar diseñada para ser desarmada con total facilidad.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías Físico – Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Jorge Meneses.

ABSTRACT

TITLE

DESING AND CONSTRUCTION OF A WOOD AIRSCREW COPYING MACHINE*

AUTHORS

Román Hernández Márquez.
Elkin Gabriel Valbuena Novoa**

KEY WORDS

airscrew, paramotor, blade, paragliding, cut, wood.

DESCRIPTION

This project begins with the necessity of contributing to the socio- economic development of Santander's region, and looks for promoting tourism through exploiting geography and extreme sports as entertainment activities that allow a high influx of national and international travelers. And so the winnings increase, not only to the industry but also to the common people.

The main objective of this project is to provide the paragliding industry of a manual controlled machine for copying wood airscrew. That machine does its work by using the pantograph principle but it generates a copy in 1.1 relation. In addition, the wood machining is carried out by a two hp routing machine which enables the cut of all kind of wood as well as high density aluminum, guided by an element called follower, similar to the one used by cams for reading its contour, routes the model body generating the same movement on the routing machine, which is shaping the piece of work until the desired copy is obtained.

In this way, the shifting allowed in this machine is limited to two shafts but the cutting is executed in terms of only one, the copy's accuracy with regard to the original one lies in the alignment of routing and follower at the beginning of the process and the right fixing of the work pieces. Furthermore this copying machine is equipped by a system that blocks an irregular shifting of the cutting tool in any direction different to the transversal one; also it is designed to be stripped down easily

* Senior Thesis

**Physical – Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Jorge Meneses

INTRODUCCIÓN

En la economía del departamento de Santander se puede ver la gran relevancia que ha venido teniendo el desarrollo turístico, aprovechando las condiciones geográficas favorables que representan el Cañón del Chicamocha y los diferentes puntos de espeleología de la región, en un ámbito más local se encuentra que el repunte de los deportes extremos como medio turístico esta ubicándose en las laderas de la montaña sobre la cual se soporta la meseta de Ruitoque y que se presenta como el punto de reunión de los especialistas en deportes aéreos, identificando entre ellos el parapentismo, aeromodelismo y el paramotorismo (una variante del parapentismo en la cual el deportista soporta sobre la espalda un motor liviano que impulsa una hélice que le permite volar independientemente de los cambios en las corrientes de aire).

De los deportes anteriormente mencionados el más deseado pero poco practicado es el paramotorismo que permite tiempos de vuelo más amplios, ya que no depende de las condiciones de las corrientes cálidas que suben por las orillas de las montañas, que es el inconveniente que presenta el parapentismo, pero su limitación radica en la reducción del inventario de motores ultralivianos en la ciudad.

Consultando con algunos deportistas se establecieron dos condiciones por las cuales no se ha adelantado en esta industria y ellas son:

- Altos costos en la compra del elemento de propulsión (hélice) ya que no se consiguen en el país y su importación no es económica
- Al no poder conseguir de forma económica las hélices, resulta poco adecuado mantener un stock alto de motores ultralivianos

Una vez revisados estos inconvenientes se puede notar que si se logra reducir costos en el valor de las hélices se puede destinar los dineros ahorrados para la compra de más unidades y darle salida masiva a este deporte.

Lo que busca este documento es recopilar la información que arroje el diseño y construcción de una maquina que permita la obtención de hélices en madera para los paramotores de forma económica y sencilla, denominada "MAQUINA PARA EL COPIADO DE HELICES EN MADERA", aparte se documentara detalladamente si el modelo copiado cumple adecuadamente con las características físicas requeridas para el montaje en el paramotor, comparadas con la hélice original.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Profundizar en la investigación de sistemas de transporte, el desarrollo de sus componentes y su aplicabilidad en el ámbito deportivo, constituyéndose en una herramienta de gran interés para la comunidad educativa en especial para la Escuela de Ingeniería Mecánica al reconocer que cumple con los lineamientos establecidos en la misión de la universidad al dar solución a problemas que afectan a la comunidad como lo es la generación de empleo y el impulso de la región como sitio idóneo para la inversión de nuevos capitales.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✚ Diseñar, utilizando herramientas CAD y CAE, una máquina para copiar hélices en madera de máximo 2 metros de longitud, de accionamiento manual y sistema de corte mecánico, compuesta por:
 1. Mesa metálica con un área de trabajo de 1.5 x 1 m
 2. Mecanismo de sujeción de la pieza de trabajo y del modelo a copiar.
 3. Herramienta de corte de potencia necesaria para trabajar sobre maderas adecuadas para la construcción de hélices.

- ✚ Construir la máquina para copiar hélices en madera utilizando los resultados obtenidos en la fase de diseño.

- ✚ Realizar las siguientes pruebas a la maquina construida para verificar su correcto funcionamiento:

1. Copiar una hélice y comparar sus características físicas con el modelo original y probar su funcionamiento, midiendo su fuerza de empuje, en el “Banco de Pruebas para Motores de Ultralivianos” ubicado en el laboratorio de FMS.
2. Evaluar los siguientes parámetros: facilidad de manejo de la maquina y facilidad de montaje de la misma con criterios subjetivos por parte del director del proyecto y de un experto en la elaboración de hélices

2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

El proyecto a desarrollar presenta grandes ventajas para la industria turística en nuestra región, impulsando los deportes extremos y permitiendo ampliar el portafolio de actividades para los viajeros que ven en este departamento, la mejor opción de diversión y esparcimiento familiar.

El paramotorismo es uno de los deportes extremos más excitantes entre los aficionados a estas disciplinas, que ven reducidas sus posibilidades de practicarlo debido a la limitación económica que representa la implementación de un equipo completo de esta clase, en especial, el costo que acarrea la consecución y continuo reemplazo de las hélices que los impulsan, que fácilmente pueden ascender a los US\$ 400 por unidad.

Para los expertos en el tema, la problemática radica en la fragilidad de las hélices durante el vuelo y la necesidad de poseer unidades de repuesto.

La creación de esta máquina permite la consecución de hélices más económicas, partiendo de un modelo adecuado y previamente probado.

2.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

La finalidad de este estudio de posibilidades fue encontrar las condiciones adecuadas para la implementación de una máquina que copie hélices en madera; entre las opciones que ofrece el mercado esta:

2.1.1. Alternativa 1: CNC para Madera

Máquina CNC con motor de velocidad variable (ver figura 1). Área útil de trabajo de 1.22 x 2.44 m y bomba de vacío, 6 puntos de succión. Memoria

interna del CNC 128 Mb para almacenar una casi ilimitada cantidad de archivos de corte. Extractor de polvo. Cableado para corriente y conexión a computadora. Capacitación: Se incluye capacitación en software y operación del equipo. Para un mejor aprovechamiento de la inversión del equipo, es altamente recomendado que el técnico diseñador complete un curso de Autocad, Adobe Ilustrador y/o Corel draw antes de la capacitación.

Figura 1. CNC para Madera (Fresadoras-Copiadoras)



Fuente: www.interempresas.net/Madera/MercadoDeOcasion/Ofertas/Detalle.asp?Ref=0/105649

Ventajas:

- La versatilidad de esta máquina CNC permite realizar los trabajos con mayor precisión
- Se pueden generar muchas copias de un mismo modelo sin la necesidad de la presencia física del mismo, dando paso a la creación de una biblioteca de piezas para futuros trabajos.

Desventajas:

- La complejidad en la construcción dificultaría su implementación a corto plazo

- Requiere de la implementación de una base de programación que excede las expectativas de este proyecto
- Es un diseño robusto que requeriría un espacio grande para su emplazamiento

2.1.2 Alternativa 2: Grabadora Copiadora Fresadora de C.N.C.

Provista de un sistema de control numérico Selca S-3045 y una probeta de escaneo Renishaw SP2 que le permitirá crear sus piezas partiendo de una muestra física (ampliar, reducir, modificar sobre la muestra) ver figura 2.

Durante el proceso de digitalizado, una sonda de copiado se desplaza hacia atrás y hacia adelante cruzando la superficie desconocida. Durante este proceso, el sistema almacena información sobre la superficie en formato de datos numéricos, para posteriormente reproducirla al mismo tamaño o a diferentes escalas.

Figura 2. Grabadora Copiadora Fresadora de C.N.C.



Fuente: www.herluce.com/maquinas/grabadoras/he-11.htm

MESA DE TRABAJO

Dimensiones mesa..... 1.160 x 720 mm.

Nº de ranuras "T" 6.

Altura de la mesa al suelo..... 950 mm.

Máximo peso sobre la mesa..... 1.000 Kgrs.

Ventajas:

- Digitalizar las superficies por medio de sensores
- Maneja el modelo a diferentes escalas.
- Gobierno de 8 ejes con capacidad de posicionamiento e interpolación lineal, circular y helicoidal
- Visualización gráfica en colores en 2D y 3D con Zoom
- Permite la exploración automática o manual de superficies para el copiado directo o para la digitalización

Desventajas:

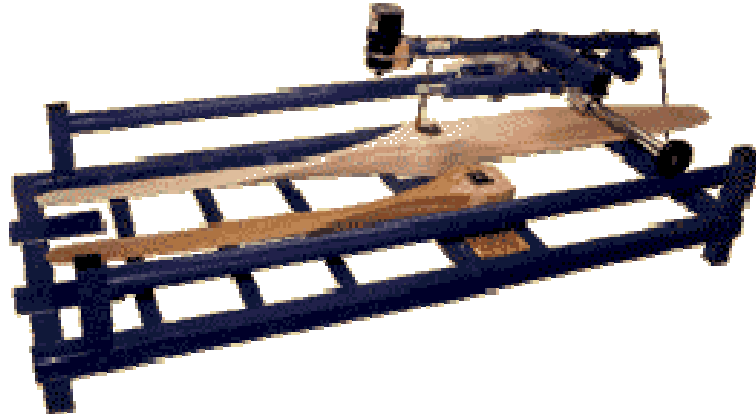
- Al igual que la opción 1 requiere plataformas de programación que complican su implementación
- las dimensiones que maneja son pequeñas si se tiene en cuenta que la finalidad de la maquina es construir modelos copiados que fácilmente alcanzan el 1.5 o 2 metros de longitud.
- Su diseño es complejo y poco económica su construcción.

2.1.3 Alternativa 3: Máquina Gemini Carver

Las máquinas copadoras de tallas en madera y relieves están diseñadas para realizar pequeñas series de tallas o paneles. Las copadoras se distinguen por su robusta construcción, evitando las vibraciones al trabajar y por el suave desplazamiento del carro de arrastre, asegurando que, tanto las

tallas como los paneles se puedan copiar con una gran precisión. La máquina se suministra con una fresadora de escobillas, que como máximo puede trabajar de 10 - 15 minutos seguidos, la maquina se observa en la siguiente figura.

Figura 3. Máquina Gemini Carver



Fuente: www.wood-carver.com/index.html

Ventajas:

- No ocupa tanto espacio para su emplazamiento y es desarmable
- Es de control manual y el principio de operación es sencillo
- No requiere demasiada experiencia por parte del operario

Desventajas:

- Los tiempos de trabajo permitidos son muy cortos en comparación al tiempo requerido para una copia completa.
- Requiere de un banco adicional donde apoyarla
- Para copiar un modelo requiere de la presencia física de este y no se puede generar copiado en línea de producción.

2.2 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Después de investigar y analizar las condiciones de trabajo de las diferentes maquinas, se deduce que por economía en su construcción, facilidad de manejo y simplicidad del modelo, la opción 3 se acerca más a lo buscado para este proyecto.

Las dimensiones de trabajo de esta máquina se ajustan a las especificadas en los objetivos, permitiendo tener una guía durante el proceso de construcción.

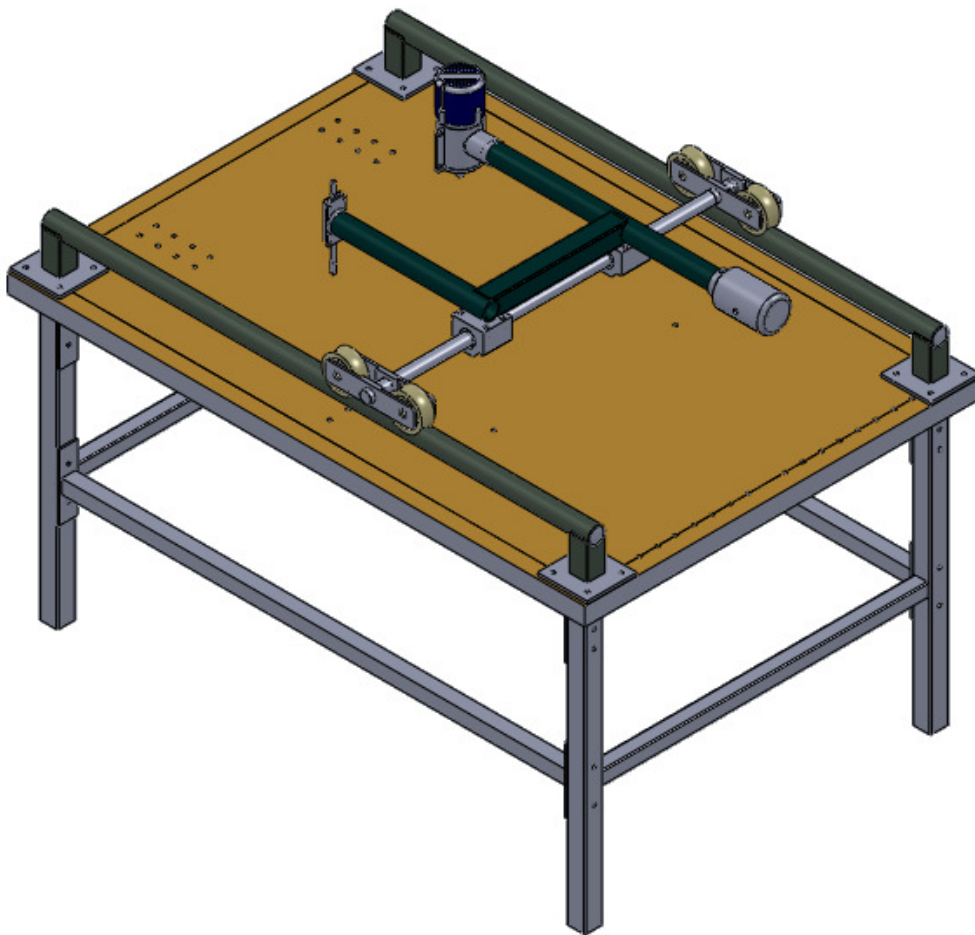
Tiene la posibilidad de ser desarmada y armada de forma rápida y sencilla, lo que permite transportarla cómodamente y armarla tan solo en el momento que se le requiera, ya que no ocupa espacio permanente en el lugar de trabajo.

De este modelo se puede extraer la idea general de la maquina que se necesita, aplicando el mismo principio de copiado pero con algunas variaciones necesarias para una mejor y más cómoda operación de trabajo.

3. CONCEPTO GENERAL DEL DISEÑO DE LA MAQUINA COPIADORA DE HELICES

Con la opción seleccionada, maquina copiadora con accionamiento manual y diseño modular, se realizaron los diseños de los diferentes subsistemas que la conforman para adecuarla a nuestras necesidades. El resultado se puede observar en la figura 4.

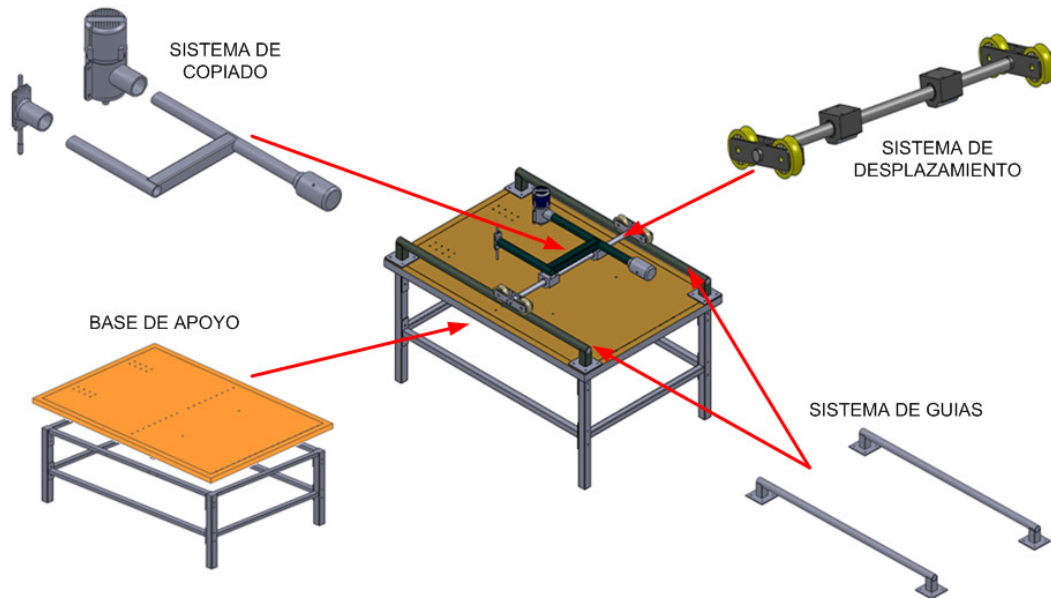
Figura 4. Propuesta para la maquina copiadora de hélices.



Fuente: Autores

Este diseño está conformado por 4 sistemas que se describen a continuación y se ilustra en la figura 5.

Figura 5. Sistemas de la maquina copiadora de hélices



3.1 SISTEMA DE LA MAQUINA COPIADORA DE HELICE

La maquina está compuesta por

- ❖ Base de apoyo
- ❖ Sistema de guía
- ❖ Sistema de desplazamiento
- ❖ Sistema de copiado

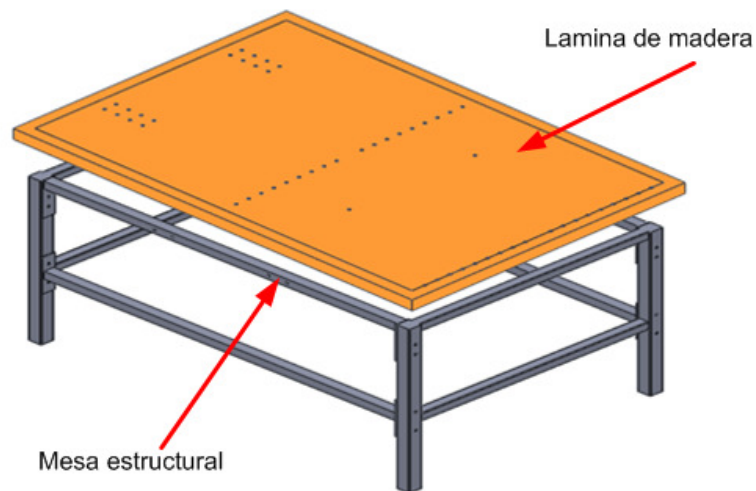
3.1.1 Base de apoyo.

Conformada por una mesa metálica y una lamina de madera de alto grosor. La mesa esta armada con perfiles metálicos, debe tener la posibilidad de armarse en el momento que el operario lo requiera, de forma fácil y segura pero sin dejar de lado la necesidad de una mesa fuerte que pueda soportar los modelos de las hélices y las probetas de madera, la herramienta de corte

y los sistemas de movimiento; en esta ultima aparte, no permitir que la maquina genere vibraciones inadecuadas.

La lamina, aún cuando está hecha de madera, debe soportar el peso de todos los componentes de la maquina además de los elementos adicionales que se coloquen sobre ella sin presentar ningún tipo de falla y permitiendo además realizar las perforaciones que se necesiten sin comprometer su resistencia. Ver figura 6.

Figura 6. Base de apoyo

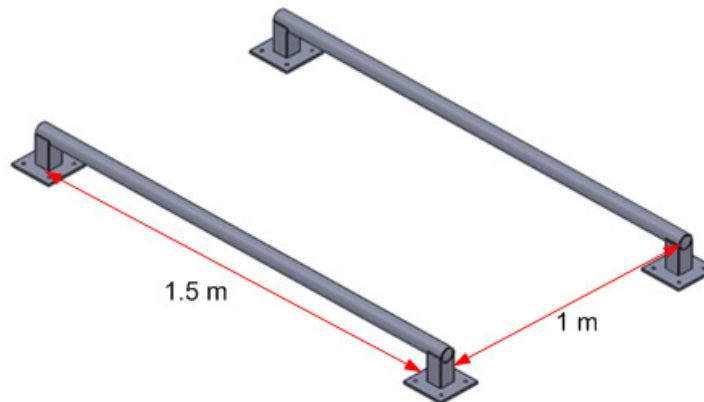


Fuente: Autores

3.1.2 Sistema de guías.

Este sistema conformado por dos marcos separados 1 m entre ejes y con una longitud de 1.5 m, tiene la función de permitir que los sistemas de desplazamiento y de copiado apoyado sobre él se pueda desplazar a largo de la mesa con facilidad, aparte puede ser separado de la base de apoyo, al momento del mantenimiento, sin ningún problema para el operador, liberando los tornillos que la sujetan. Requiere de alta rigidez para soportar un gran peso mientras la maquina se encuentre armada. Como se muestra en la figura 7.

Figura 7. Sistema de guías

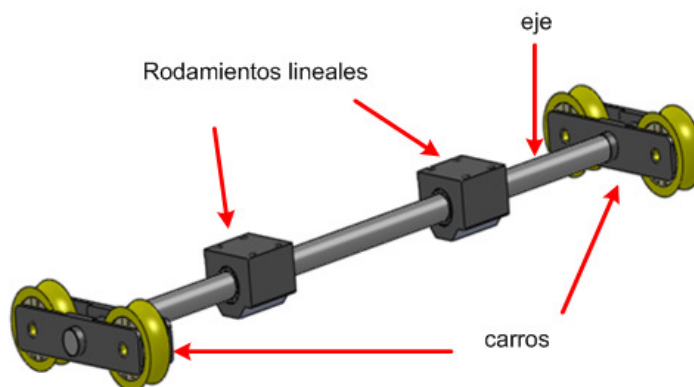


Fuente: Autores

3.1.3 Sistema de desplazamiento.

Este sistema le permite al sistema de copiado desplazarse a lo ancho de la mesa de trabajo, de manera precisa y ágil, garantizando un perfecto funcionamiento de la maquina. Consta de dos rodamientos lineales los cuales se deslizan por un eje de acero rectificad, el cual esta soportado sobre dos carros guías ubicados a los extremos del mismo, que le permiten acoplarse al sistema de guías. La figura 8 ilustra de mejor forma este diseño.

Figura 8. Sistema de desplazamiento

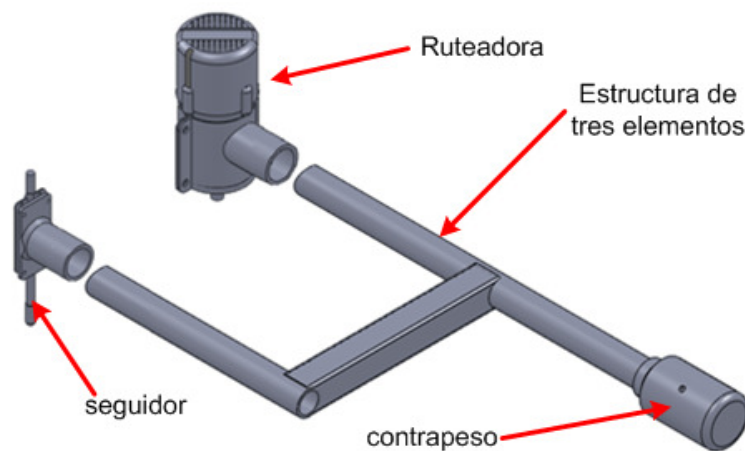


Fuente: Autores

3.1.4 Sistema de copiado.

Se compone de un marco formado por tres elementos que toman la forma de una h en cuyos extremos se ubican la máquina de corte o ruteadora, el seguidor que va alineado con la ruteadora y en el extremo contrario un contrapeso que evita posibles caídas del sistema cuando es liberado. Ver figura 9.

Figura 9. Sistema de copiado



Fuente: Autores

3.2 CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL DISEÑO

La maquina copiadora de hélices tiene como principio primordial el ser armada y desarmada con facilidad y este será el principio que va a regir el diseño de todas las partes, la maquina consta de los siguientes elementos:

- ❖ Mesa estructural: armada en tubería estructural, de alta rigidez y ensamble por tornillos; sirve de soporte de la maquina.
- ❖ Base de madera: de madera MDF, debe soportar las piezas a copiar y la probeta de trabajo, además del sistema de fijación de las mismas.

- ❖ Marcos guías: contruidos en tubería estructural, permite el desplazamiento del sistema de copiado.
- ❖ Carros: denominados así por llevar y soportar el sistema de copiado, tienen dos ruedas de teflón y un cuerpo metálico de alta rigidez
- ❖ Eje: eje en acero rectificadado de 1 m de longitud
- ❖ Rodamientos: lineales de bolas recirculantes, se seleccionan del diámetro exacto del eje
- ❖ Estructura tipo h: armada en tubería estructural, está compuesta por dos tramos circulares y uno cuadrado que se encarga de conectar los dos anteriores, su función es soportar los elementos de copiado.
- ❖ Ruteadora: de la potencia necesaria para el corte de maderas semidura, es la encargada del tallado de la copia
- ❖ Seguidor: de acero inoxidable, debe recorrer el cuerpo de la pieza a copiar
- ❖ Soportes: tanto la ruteadora como el seguidor poseen uno y están hechos a la medida para impedir posibles movimientos durante el trabajo.
- ❖ Contrapeso: se encarga de balancear las cargas creadas por la ruteadora y el seguidor
- ❖ Sistema de sujeción: compuesto por prensas, centros y soportes, se encargan de sujetar las piezas durante el trabajo.

Las uniones de las piezas se realizaran mediante tornillos para permitir su fácil desarmado

La división en subsistemas se realizo según la función que desempeña cada elemento y se analizo bajo estos criterios para simplificar los diseños.

Las piezas se modelaron en solid Works y los análisis de esfuerzos se realizaron en ANSYS.

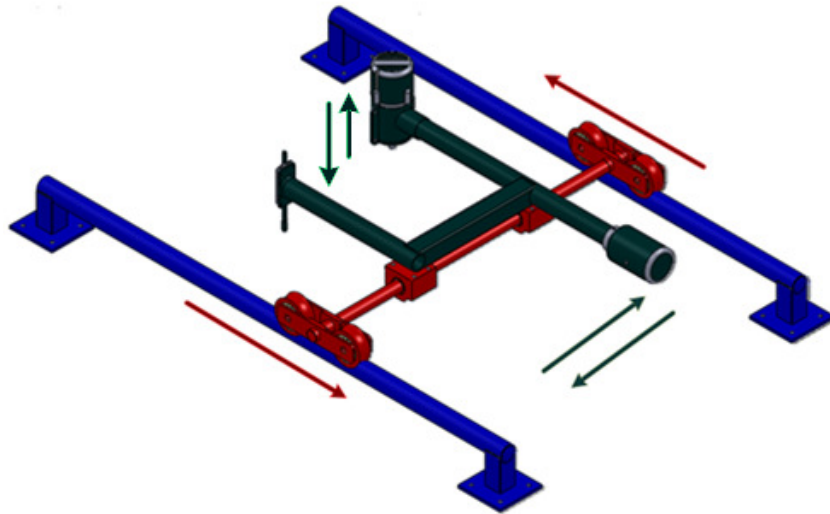
Algunas piezas se maquinaron en el laboratorio de FMS utilizando el centro de mecanizado y el torno CNC e implementando Mastercam para la correcta caracterización de los diseños antes de ser insertados a las maquinas.

3.3 EL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA

La maquina copiadora de hélices basa su funcionamiento en el principio del pantógrafo, gracias al contacto del seguidor con la pieza a copiar y la correcta alineación de la ruteadora con él, se va desbastando material de la probeta de trabajo solo hasta donde el seguidor puede avanzar. Las copias obtenidas manejan escala 1:1 y el detalle que se alcanza es bastante minucioso según se seleccione el tipo de seguidor y de herramienta de corte.

En esta máquina existe la posibilidad de manejar tres ejes de libertad pero en sistemas separados, por ejemplo: el sistema de copiado se desplaza transversal a lo largo del eje gracias a los rodamientos al igual que los movimientos verticales, pero si requiere desplazarse longitudinalmente, se realiza a través de los carros que se deslizan sobre el sistema de guías; esta separación de las posibilidades de movimiento, permiten bloquear alguno de ellos, mientras los otros continúan su trabajo. Para dejar más claro este concepto podemos observar la figura 10 que ilustra claramente las posibilidades de movimiento de los sistemas.

Figura 10. Posibilidad de movimiento de la maquina



Fuente: Autores

Para lograr un corte adecuado se debe utilizar una fresadora vertical portátil o ruteadora, que permite ubicarla de forma adecuada y realizar el trabajo haciendo líneas paralelas sobre la superficie de la probeta. La selección de esta herramienta se hará en función de la potencia requerida para trabajar la madera necesaria para las hélices. Se recomienda tener un juego de diferentes diámetros tanto de seguidores como de escariadores (herramientas de corte) para las diferentes fases del desbaste

Figura 11. Ruteadora Craftman



Fuente: www.ujueta.com

Los encargados de recorrer el modelo a copiar son los seguidores, que están hechos en metal pero también se pueden encontrar en otros materiales; su forma varía según la aplicación teniendo en cuenta que la forma del seguidor debe ser igual a la forma del escariador para garantizar que los puntos de contacto y de corte sean los mismos. Se puede observar en la figura 14 algunos de los más comunes conseguidos para el proyecto.

Figura 12. Seguidor de contorneado

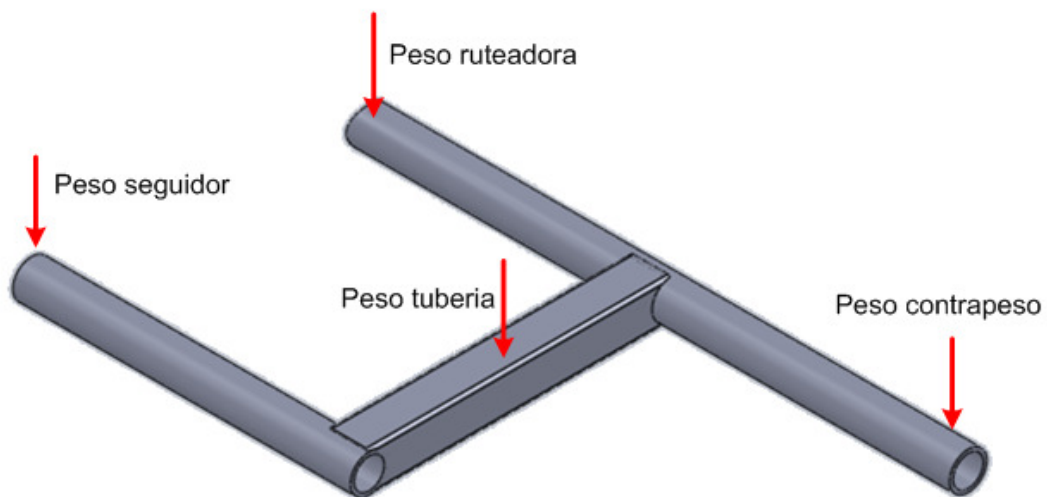


Fuente: Autores

4. SISTEMA DE COPIADO

En el desarrollo del sistema de copiado se debe corroborar cual es el diámetro adecuado para la tubería estructural que va a soportar todo los elementos; para ello se debe hacer notar todas las cargas que se presentan sobre ella. Las cargas se especifican en la figura 13.

Figura 13. Cargas sobre la estructura tipo h



Como se observa en la figura 13 se requiere determinar el peso de los elementos soportados y el peso propio; para obtener esta información se empieza por identificar el peso de la ruteadora.

4.1 RUTEADORA

Este tipo de maquina viene discriminada por su potencia, una vez teniendo este dato se puede buscar un proveedor local para verificar el peso efectivo de la herramienta seleccionada, por lo que se hace necesario el cálculo de la potencia de la ruteadora. El proceso para obtener este dato es el siguiente:

4.1.1 Determinación de la potencia de corte de la ruteadora

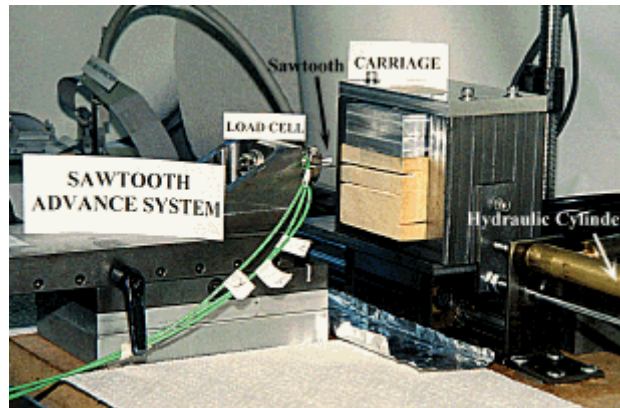
Se parte de la necesidad de cortar maderas semiduras con una ruteadora, con lo que se determina la potencia que esta requiere para el trabajo; consultados los diferentes libros de texto se determinó que no existe un principio o ecuación a aplicar para obtener este valor, en una búsqueda más profunda se halló un artículo referente al tema publicado en el sitio web <http://www.fao.org/DOCREP/ARTICLE/WFC/XII/0886-A2.HTM>. En donde de forma experimental determinan las máximas fuerzas que se deben ejercer sobre la herramienta para realizar la operación de corte, utilizando tres tipos de madera de baja, media y alta densidad con las siguientes características.

Tabla 1. Parámetros geométricos usados en el experimento de corte

Parámetros de la herramienta de corte	Herramienta No. 1 (Madera de Baja densidad)	Herramienta No. 2 (madera de media densidad)	Herramienta No. 3 (Madera de Alta densidad)
Paso del diente	50 mm (1.97 in.)	50 mm (1.97 in.)	50 mm (1.97 in.)
profundidad	16.7 mm (0.65 in)	14.4 mm (0.57 in.)	13.5 mm (0.53 in.)
Angulo (α)	29.6°	35.1°	25.0°
Angulo de nitidez (β)	50.4°	44.8°	58.0°
Angulo de ataque (γ)	10.0°	10.1°	7.0°
lado	0.7 mm (0.027 in.)	0.7 mm (0.027 in.)	0.5 mm (0.020 in)
Angulo frontal	8.0°	7.0°	6.0°
Angulo lateral	10.0°	8.0°	6.0°
perfil	diente parrot (PV)	diente parrot (PV)	diente parrot (PV)
escenario	Punta acerada, grado12	Punta acerada, grado12	Punta acerada, grado12

Se tomaron los valores para densidad media que son los requeridos para este diseño; el experimento usado se puede observar en la siguiente imagen

Figura 14. Prueba de corte de madera



Fuente: www.fao.org/DOCREP/ARTICLE/WFC/XII/0886-A2.HTM.

Utilizando Nacional Instruments LabVIEW y una tarjeta de adquisición de datos con cuatro canales de entrada, uno para cada fuerza, uno para un sensor de velocidad y un canal de salida que controlaba la máquina de corte, LabVIEW permitió observar inmediatamente las formas de las ondas de las fuerzas cortantes y los datos fueron transferidos a una hoja de cálculos. El experimento evaluó 2,000 puntos de datos para cada canal de entrada sobre una longitud de corte de 70 mm. (para mayores detalles ver anexo 4)

Los datos obtenidos de las pruebas de las máximas fuerzas de corte fueron de 146.5 N/mm (14.93 kg-f/mm) para el sugar maple (densidad media y alta) y de 139.8 N/mm (14.25 Kg-f/mm) para el red maple (densidad baja). Hay que tener en cuenta que estos datos se toman como la cantidad de fuerza que debe hacerse sobre una cuchilla para poder realizar un corte sobre la madera.

Por otra parte, se hacen necesarios datos adicionales para calcular tanto la potencia como la velocidad adecuada de avance de la herramienta; en otra búsqueda se encontró en la página www.scielo.cl un artículo sobre el fresado

de madera que determina de forma experimental las velocidades de avance más recomendadas para este tipo de trabajo, estas son:

Tabla 2. Condiciones de maquinado

Tipo de madera	Veloc. alimentación (m/min)	Veloc. rotación (1/min)	Espesor promedio viruta (mm)
Duras y semi duras	4.21	5,640	0.04
	4.32	3,779	0.07
	4.27	2,955	0.08
Blandas	8.13	5,635	0.08
	8.14	3,777	0.13
	8.16	2,965	0.16

Con estos datos se establece la energía que debe invertir un operario para realizar un corte, en otras palabras, la potencia que se debe invertir para lograr cortar madera de forma manual.

Figura 15. Fuerza y velocidad de corte



Fuente: Autores

La relación de potencia que resulta del producto de F por V es para cada una de las velocidades recomendada:

Tabla 3. Cálculos de fuerza y potencia

Fuerza por unidad de longitud N / mm (kg-f/mm)	longitud a cortar (mm)	fuerza de avance (N)	Vel.de avance (mm/min)	Vel. de avance (m/s)	Potencia (W)	Potencia (HP)
146.5 (14,93)	120	17593,512	4,21	0,07016667	1234,47809	1,6548
146.5 (14,93)	120	17593,512	4,27	0,07116667	1252,0716	1,6784
146.5 (14,93)	120	17593,512	4,32	0,072	1266,73286	1,6980
146.5 (14,93)	130	19059,638	4,21	0,07016667	1337,35127	1,7927
146.5 (14,93)	130	19059,638	4,27	0,07116667	1356,4109	1,8182
146.5 (14,93)	130	19059,638	4,32	0,072	1372,29394	1,8395
146.5 (14,93)	140	20525,764	4,21	0,07016667	1440,22444	1,9305
146.5 (14,93)	140	20525,764	4,27	0,07116667	1460,7502	1,9581
146.5 (14,93)	140	20525,764	4,32	0,072	1477,85501	1,9810

Se puede observar en la tabla anterior que la máxima potencia requerida es de 1.98 HP si un operario intentara de forma manual realizar el corte, pero la finalidad de este proyecto es seleccionar una maquina de corte que lo haga.

El tipo de maquina utilizada en el tallado de madera para elaboración de hélice es una fresa vertical o ruteadora y la potencia nominal para este diseño es de **2HP**.

4.1.2 Selección de la ruteadora

Para seguir con los cálculos de máquina, se hace necesario conocer algunas características físicas de la ruteadora; consultando los catálogos de las diferentes marcas productoras, se ha decidido trabajar con una de la marca CRAFTMAN, la cual cumple con la necesidad de potencia, además de una serie de características que favorecen el diseño de la maquina, como

son: geometría cilíndrica, tamaño, peso, costos, bajo nivel de vibraciones, bajo consumo de energía, fácil mantenimiento. La figura 16 muestra un ejemplar de esta herramienta.

Figura 16. Ruteadora Craftman Seleccionada

Motor:	
Freno :	SI
Amps:	11
Caballaje:	2 hp
Rango Velocidad:	12000 - 25000 rpm
Velocidad:	Variable
Rodamientos:	100 % balines
Descripción	
Producto:	
Peso:	9.78 lbs.
Tipo de Ruteadora:	Base fija
Pomos:	Ergonómicos

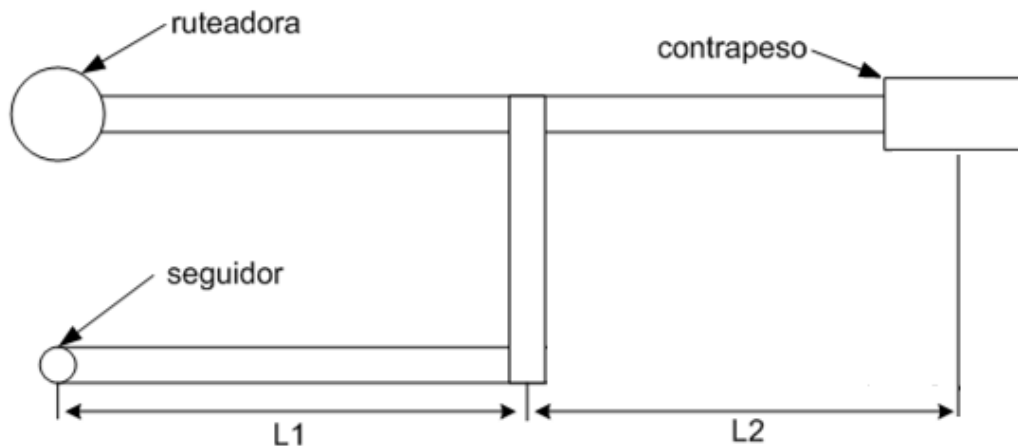


Fuente: www.ujueta.com

4.2 DIÁMETRO DE LA ESTRUCTURA TIPO H

El dato del peso de la ruteadora constituye la base de cálculo del contrapeso y este último es necesario para la determinación de todas las cargas que afectan esta estructura, como se observa en la figura 17.

Figura 17. Distribución de cargas del marco superior



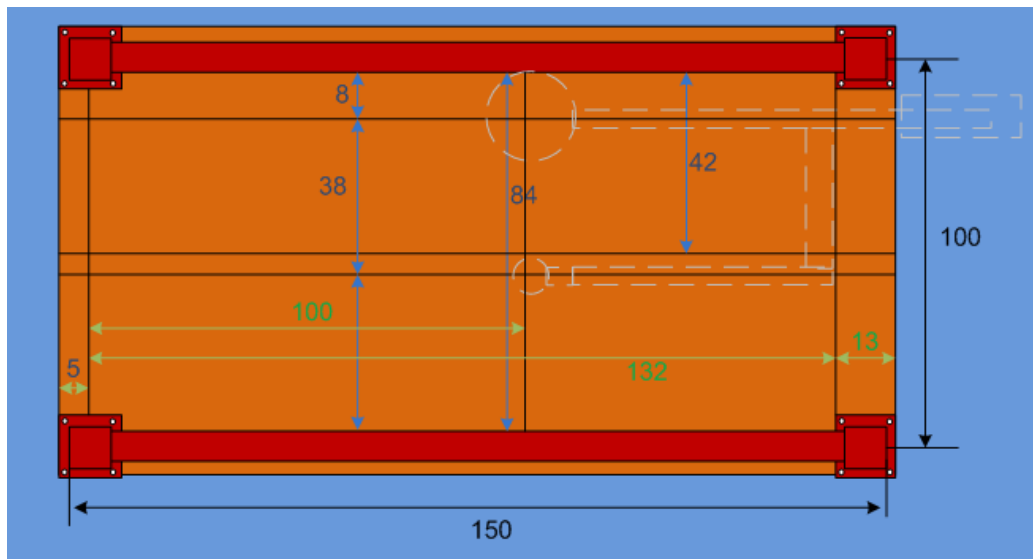
Fuente: autores

Si las longitudes $L1$ y $L2$ son iguales, el valor del contrapeso sería igual a la suma del peso del seguidor, la ruteadora y la relación de peso de los tramos de tubería, si las longitudes son diferentes, tendríamos que calcular por momentos ese valor.

Para saber las dimensiones generales del área de trabajo se debe generar un plano de la misma con las medidas principales y las distancias recomendables para los demás elementos. Teniendo en cuenta la disponibilidad de espacio la longitud $L1$ se recomienda de 40cm y para simplificar serán iguales $L1$ y $L2$.

Para un mayor entendimiento observemos la figura 18.

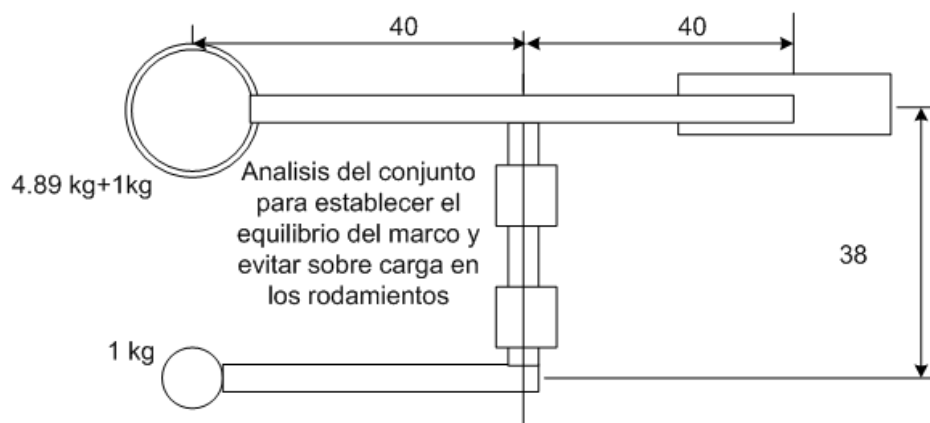
Figura 18. Distribución de espacio de la mesa de trabajo



Fuente: autores

Los valores a tener en cuenta para el cálculo son los mostrados en la figura 19

Figura 19. Configuración de cargas para cálculos del marco superior

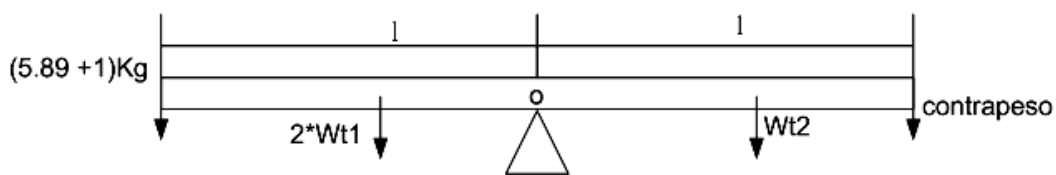


Fuente: autores

Para continuar se debe calcular el diámetro del tubo que soportara estas cargas, para ingresar su peso al cálculo del contrapeso y hacer los análisis de cargas de forma completa; el análisis se hace por esfuerzo cortante y por flexión, teniendo claridad que lo crítico para este diseño es la flexión.

Para determinar el cortante hay que establecer todas las cargas que afectan las barras y realizar los diagramas correspondientes; como uno de los dos brazos soportara casi todo el peso del marco, se usara para el análisis estático, el diagrama a utilizar es el mostrado en la figura 20.

Figura 20. Distribución de carga para el cálculo del contrapeso



Fuente: autores

Los valores de $wt1$ y $wt2$ son iguales y corresponden al peso propio del tubo en cada tramo; para saber estos valores se debe buscar un catalogo de tubería y seleccionar los más adecuados. La empresa que estuvo más acorde para la consulta fue FAJOBÉ que posee una extensa variedad de diámetros y espesores para tubería circular de tipo estructural y tiene sucursal de ventas en esta ciudad permitiendo acceder al producto que satisfaga las necesidades.

Con cada valor de peso de tubería que se tome se obtiene un valor diferente en las reacciones y el contrapeso, con ellas se debe calcular los esfuerzos, el valor de los mismos se comparara con el permisible del material; de ser superior el calculado, se debe realizar nuevamente este proceso hasta

alcanzar un valor que se encuentre por debajo. Estos cálculos se realizaran para el primer valor de la tabla y posteriormente se simplificaran los resultados al ser calculados en una hoja de Excel y presentados en una tabla en este documento.

El procedimiento a aplicar es:

Seleccionar un diámetro de tubería y tomar los valores que sirven para los cálculos posteriores por ejemplo

Tabla 4. Catalogo de tubería Fajobe

DIMENSIONES		PESO	AREA		PROPIEDADES		
DIAMETRO EXTERIOR (D)		e	P	A	I	W	i
Plg.	mm	mm	Kg/6m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
3/4	19.05	1.5	3.90	0.83	0.32	0.34	0.62
		2.0	5.04	1.07	0.39	0.41	0.61

Se toma el peso por longitud, y se divide en 6 para que dé el peso por metro y este se multiplica por la distancia entre el extremo y la mitad del tubo para el caso 40 cm. Entonces para d=3/4", e=1.5mm y P=3.9 kg/6m

$$W1 = \frac{3.9}{6} = 0.65 \text{ kg}$$

El cálculo del contrapeso se obtiene al hacer sumatoria de momentos respecto a 0 según la figura 20

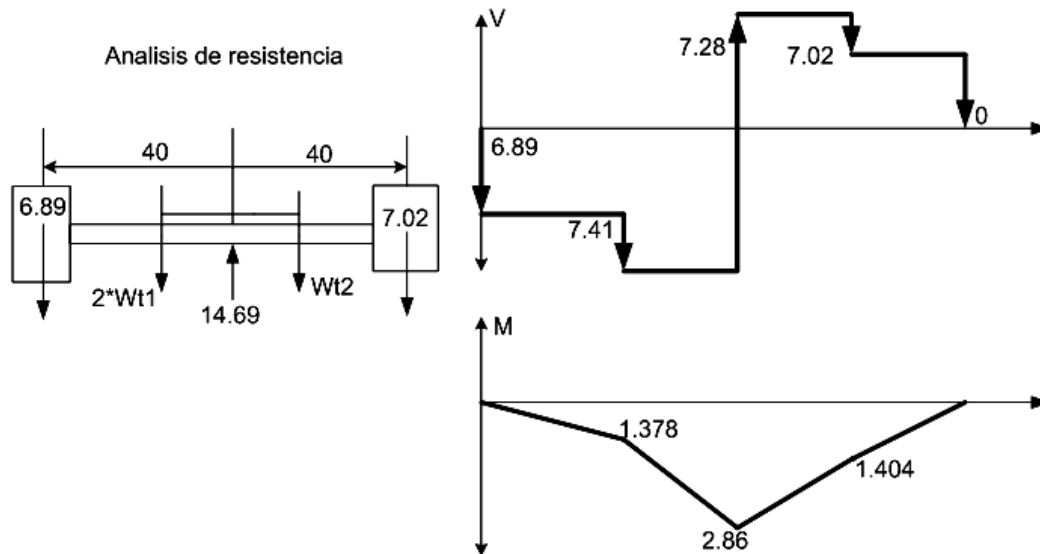
$$\text{contrapeso} = \frac{Prut.*l + 2 * wt1 * \left(\frac{l}{2}\right) - wt2 * \left(\frac{l}{2}\right)}{l}$$

$$\text{contrapeso} = \frac{6.89.* 0.4 + 2 * 0.65 * (0.2) - 0.65 * (0.2)}{0.4}$$

$$\text{contrapeso} = 7.02 \text{ kg}$$

El diagrama de fuerzas sería el que se ilustra en la figura 21.

Figura 21. Diagrama de cargas del marco superior



Fuente: autores

El cálculo del cortante se obtiene aplicando la ecuación de esfuerzo cortante

$$\frac{S_y}{N} = \frac{32 * M * D}{\pi * (D^4 - d^4)}$$

Donde S_y para acero estructural ASTM A569 es de 2880 kg/cm^2 .

Se toma $N = 2$ para un eje

Como se tienen todos los datos, se calcula

$$S_y = \frac{32 * 2.86 * 2 * 0.01905}{\pi * (1.905^4 - 1.605^4)} = 1698.75 \text{ kg/cm}^2$$

Al comparar el valor de S_y calculado con el nominal se observa que el primero está por debajo del permisible para este arreglo de cargas, lo que significa que se puede utilizar para el diseño; al realizar este procedimiento

con todos los valores del catalogo arroja como resultado que todos pueden ser seleccionados, como se observa en la siguiente tabla

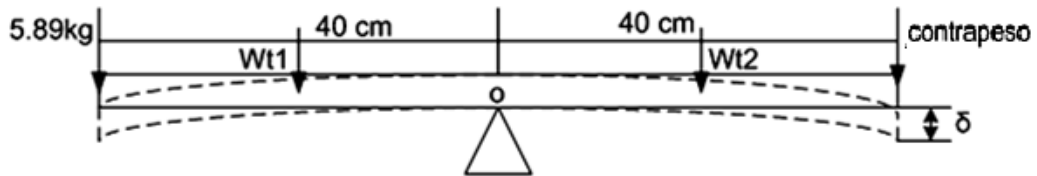
Tabla 5. Datos del diámetro del marco superior

Diam. (in)	e(mm)	P(kg/m)	E(kg/cm²)	Sy(kg/cm²)	Sy calculado
0,75	1,5	0,65	2100000	2880	1698,744465
0,875	1,5	0,77	2100000	2880	1205,90916
1	1,5	0,88	2100000	2880	899,825239
1	2	1,15	2100000	2880	716,657821
1,25	1,5	1,12	2100000	2880	555,5543138
1,25	2	1,47	2100000	2880	437,1306067
1,5	1,5	1,35	2100000	2880	376,6850215
1,5	2	1,78	2100000	2880	294,0080088
1,75	1,5	1,59	2100000	2880	272,0685587
1,75	2	2,09	2100000	2880	211,1360887
1,875	1,5	1,72	2100000	2880	235,3923158
1,875	2	2,27	2100000	2880	182,2549708
2	1,5	1,82	2100000	2880	205,6584613
2	2	2,41	2100000	2880	158,9139934
2,375	1,5	2,2	2100000	2880	143,7986186
2,375	2	2,88	2100000	2880	110,5883742
2,5	1,5	2,29	2100000	2880	129,2915112
2,5	2	3,03	2100000	2880	99,30613322
3	1,5	2,76	2100000	2880	88,724502
3	2	3,66	2100000	2880	67,87574222
4	2	4,91	2100000	2880	37,43064928
4	3	7,29	2100000	2880	25,70730766
5	4	12,1	2100000	2880	12,41326665

Otro criterio importante para este diseño es la deflexión de los cuerpos que debe ser bastante baja debido a que la maquina aplica el principio de copiado por alineación entre seguidor y ruteadora, si uno de los brazos se flecta demasiado, la alineación se pierde y la copia resultara de dimensiones diferentes al modelo a copiar.

El criterio de flexión a aplicar es el mostrado en la figura 22.

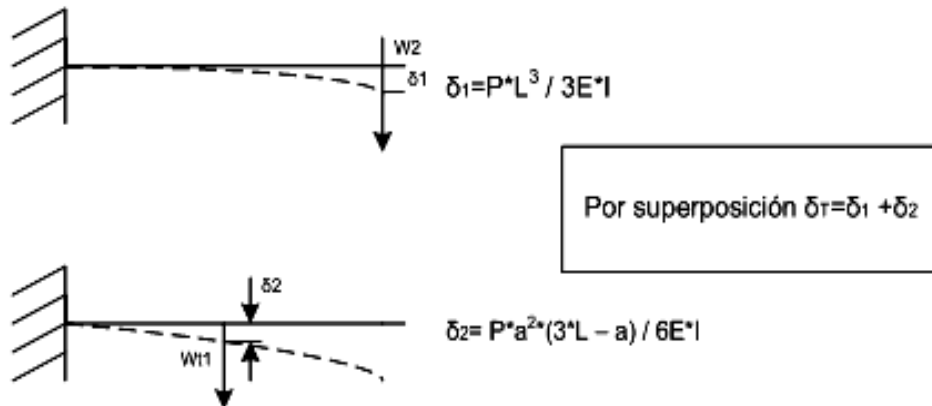
Figura 22. Diagrama de flexión de la estructura



Fuente: autores

Como la viga tiene las mismas longitudes a ambos lados se puede calcular la deformación por el método mostrado en la figura 23

Figura 23. Modelos de cálculo de deformación



Fuente: autores

Para el diámetro de $\frac{3}{4}$ " los valores de deflexión son:

$$\delta_1 = \frac{7.02 * 0.4^3}{3 * \frac{0.32}{100^4} * 2.1E^{10}} = 0.00222857143m = 2.22857143 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = \frac{0.26 * 0.2^2 * (3 * 0.4 - 0.2)}{3 * \frac{0.32}{100^4} * 2.1E^{10}} = 0.0000258m = 0.0258mm$$

$$\delta_T = 2.22857143 + 0.0258 = 2.2543mm$$

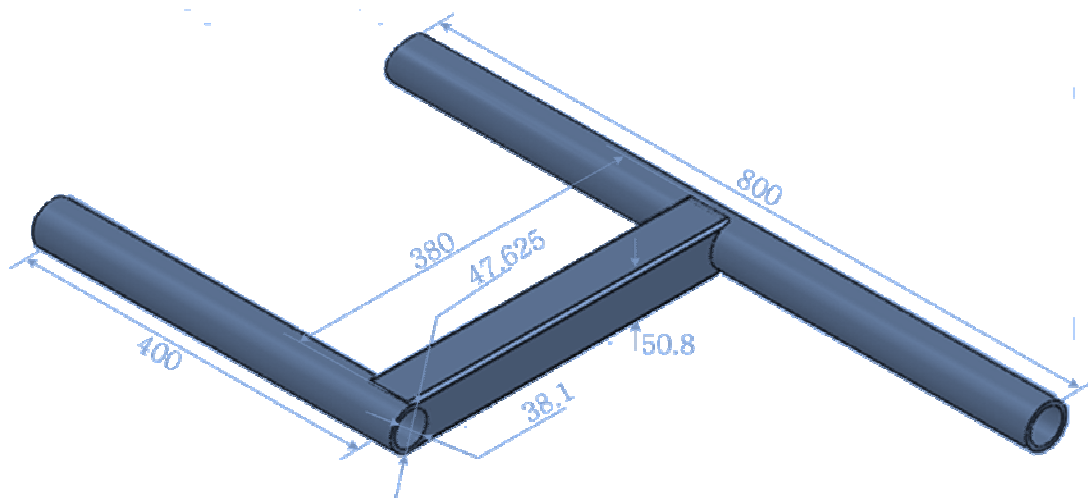
Este valor no es aceptable para el diseño, por lo que hay que seleccionar una tubería de mayor diámetro, realizando este procedimiento para todos los valores del catalogo en Excel, la tabla 6 nos muestra los resultados.

Tabla 6. Datos del diámetro del marco superior debido a la flexión

Datos de catalogo y normas				Calculo de deformaciones		
Diam. (in)	e(mm)	P(kg/m)	A(cm2)	Dy1c(cm)	Dy2c(cm)	Dytc(mm)
0,75	1,5	0,65	0,83	0,222857143	2,57937E-09	2,228571454
1	2	1,15	1,47	0,071614019	1,44586E-09	0,7161402
1,5	2	1,78	2,27	0,019841013	6,0925E-10	0,198410137
1,75	2	2,09	2,67	0,012332226	4,40859E-10	0,123322264
1,875	1,5	1,72	2,17	0,012692272	3,77224E-10	0,126922722
1,875	2	2,27	2,87	0,009974026	3,85366E-10	0,099740264
2	1,5	1,82	2,32	0,010437879	3,27353E-10	0,104378797
2	2	2,41	3,07	0,008193672	3,34827E-10	0,08193672
2,375	1,5	2,2	2,77	0,006205291	2,32804E-10	0,062052912
2,5	1,5	2,29	2,92	0,005312907	2,06971E-10	0,053129076
3	1,5	2,76	3,75	0,0028966	1,34282E-10	0,028966005
4	2	4,91	6,26	0,001030137	8,03159E-11	0,010301369
5	4	12,1	15,46	0,000323221	5,25104E-11	0,003232213
6	5	18,8	11,97	0,000171856	3,79214E-11	0,001718564

Nuevamente se examina la tabla y se encuentra que los valores aceptables de deformación (inferiores a 0.1mm) empiezan con el diámetro de 1 7/8" y espesor de 2 mm en adelante, con esto se determina cómo queda el diseño del marco con medidas y diámetros, modelándolo en un entorno CAD como Solid Works. El resultado del CAD fue el mostrado en la figura 24.

Figura 24. CAD del Marco superior



Fuente: autores

La tubería seleccionada fue la de 1 7/8" pero con un espesor de 3 mm, aunque no está en el catalogo se logró encontrar en la sucursal de la empresa FAJOBE en Bucaramanga, una línea especial que no se produce en grandes cantidades, tan solo por pedidos grandes y se tuvo la oportunidad de obtenerla; la ventaja es que con 1 mm mas de diámetro se garantiza estar por encima del área mínima requerida y por debajo del valor máximo de deflexión permitida.

5. SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO

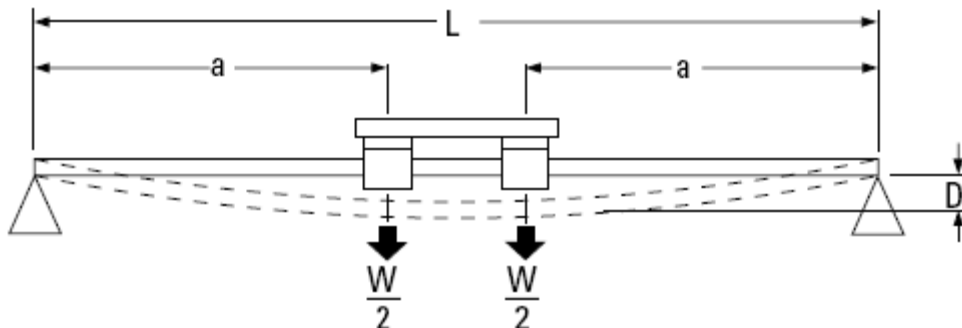
Después de tener diseñado el sistema de copiado se procede a hacer el análisis del sistema que lo ha de soportar. Estos elementos se seleccionan de catalogo según se definan algunas variables geométricas y de carga para diferenciarlos respecto a los otros de su misma clase, entre los muchos fabricantes que ofrece el mercado, se decidió utilizar la marca THOMSON por ser de la misma calidad que los de SKF pero más económicos.

THOMSON permite un catalogo con múltiples opciones tanto para ejes como para los rodamientos, adicionalmente tiene adjunto su propio método de selección, el cual será utilizado para garantizar una elección adecuada.

5.1 CALCULO DEL EJE PRINCIPAL

Primero se calcula el diámetro del eje y con este valor se seleccionan los rodamientos; para el cálculo se utiliza el criterio señalado en la siguiente figura

Figura 25. Diagrama de cargas del eje principal.



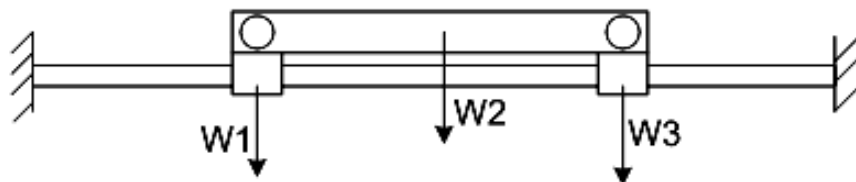
Fuente: Catalogo Thomson

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

Este es el caso más crítico a evaluar, con toda la carga ubicada en el centro del eje entre apoyos, del cálculo hecho anteriormente para el marco superior se concluyo que es mas critico el análisis por flexión que por cortante, por lo que se debe aplicar la ecuación mostrada, la cual determina la máxima flexión que tendrá el eje debido a las cargas del diseño.

El valor total de la carga W se determina analizando todo el sistema, como muestra la figura 26.

Figura 26. Modelo de carga del eje principal



W1 = peso ruteadora + peso del contrapeso + peso de la tubería + peso del rodamiento

W2 = peso del tramo de tubo cuadrado que une los dos tramos de tubería

W3 = peso del tramo de tubería + peso del seguidor + peso del rodamiento

Fuente: autores

De estos datos no se conoce el valor del peso del tramo de tubería cuadrada y el de los rodamientos, la forma de conseguirlos es buscando un catalogo que lo proporcione en el caso del tubo, porque para los rodamientos este valor ya existe y se encuentra documentado en el catalogo antes mencionado.

Consultando el catalogo de FAJOBE pero para tubería cuadrada se encuentra que el peso en kg por tramo de 6 metros de 2" de lado y 3 mm de espesor es de 25.5 lo que indica que por cada metro el peso es de 4.25Kg, si la separación de los dos tramos de tubería redonda es de 38 cm el valor que se requiere es de 1.615 kg.

Por otro lado el valor del peso de los rodamientos cambia respecto al diámetro del eje que se seleccione, lo que indica que se debe hacer un nuevo sistema de solución múltiple en Excel como se hizo anteriormente.

Los datos a tener en cuenta para el cálculo del eje son:

Tabla 7. Características físicas y geométricas del eje principal

Tabla de características del eje			características de los rodamientos			
Diámetro (mm)	EI (N*m ²)	Peso (S)(N/mm)	numero de serie	peso rod. (kg)	Carga dinámica (N)	carga limite (N)
5,00	5,84	0,0016	SP PB M08	0,07	310,00	340,00
8,00	38,26	0,0038	SP PB M12	0,13	830,00	910,00
10,00	93,41	0,0061	SP PB M16	0,21	1020,00	1120,00
12,00	193,70	0,0087	SP PB M20	0,35	2020,00	2220,00
16,00	612,20	0,0154	SP PB M25	0,66	3950,00	4350,00
20,00	1495,00	0,0240	SP PB M30	0,97	4800,00	5280,00
25,00	3649,00	0,0379	SP PB M40	1,81	8240,00	9060,00
30,00	7566,00	0,0542	SP PB M50	3,00	12060,00	13270,00
40,00	23910,00	0,0968				
50,00	58380,00	0,1513				
60,00	121100,00	0,2172				
80,00	382600,00	0,3870				

Se hace el cálculo para los primeros valores de las tablas y luego se utilizara Excel para encontrar la demás soluciones.

El valor total de W

$$W = W1 + W2 + W3$$

$$W = 5.89 + 7.02 + 0.52 + 0.07 + 1.615 + 0.26 + 1 + 0.07$$

$$W = 15.445 \text{ kg}$$

Reemplazando en la ecuación

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

$$D = \frac{(15.445 * 10) * 0.31 * (3 * (1)^2 - 4 * (0.31)^2)}{48 * 38.26} + \frac{5 * 0.0038 * 1000 * (1)^4}{384 * 38.26}$$

$$D = 73.84 \text{ mm}$$

El valor de la deformación obviamente excede el valor máximo permitido para el diseño que para este caso debe ser inferior a 0.6 mm.

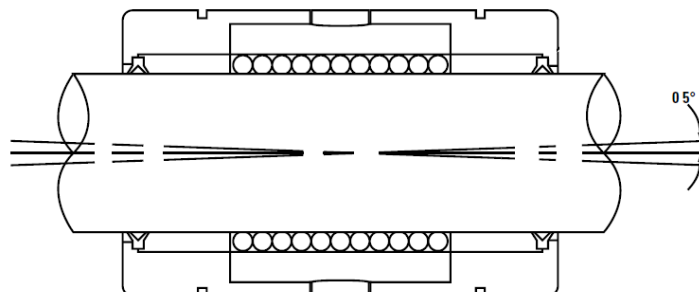
Aplicando esta ecuación a todos los valores de las tablas y usando Excel se hallaron los siguientes resultados:

Tabla 8. Valor del diámetro calculado del eje principal

Diam. (mm)	EI (N*m ²)	peso (S)(N/mm)	W. rod. (kg)	D(mm)
5,00	5,84	0,0016	0,07	479,41
8,00	38,26	0,0038	0,07	73,90
10,00	93,41	0,0061	0,13	30,81
12,00	193,70	0,0087	0,13	15,03
16,00	612,20	0,0154	0,21	4,94
20,00	1495,00	0,0240	0,35	2,13
25,00	3649,00	0,0379	0,66	0,95
30,00	7566,00	0,0542	0,97	0,50
40,00	23910,00	0,0968	1,81	0,19
50,00	58380,00	0,1513	3,00	0,10
60,00	121100,00	0,2172	3,00	0,05
80,00	382600,00	0,3870	3,00	0,02

Es claro que tan solo para ejes de más de 30 mm de diámetro alcanza las condiciones necesarias para este diseño, los rodamientos soportan un máximo de 1° de desalineación a lo largo de su recorrido. (ver figura 27)

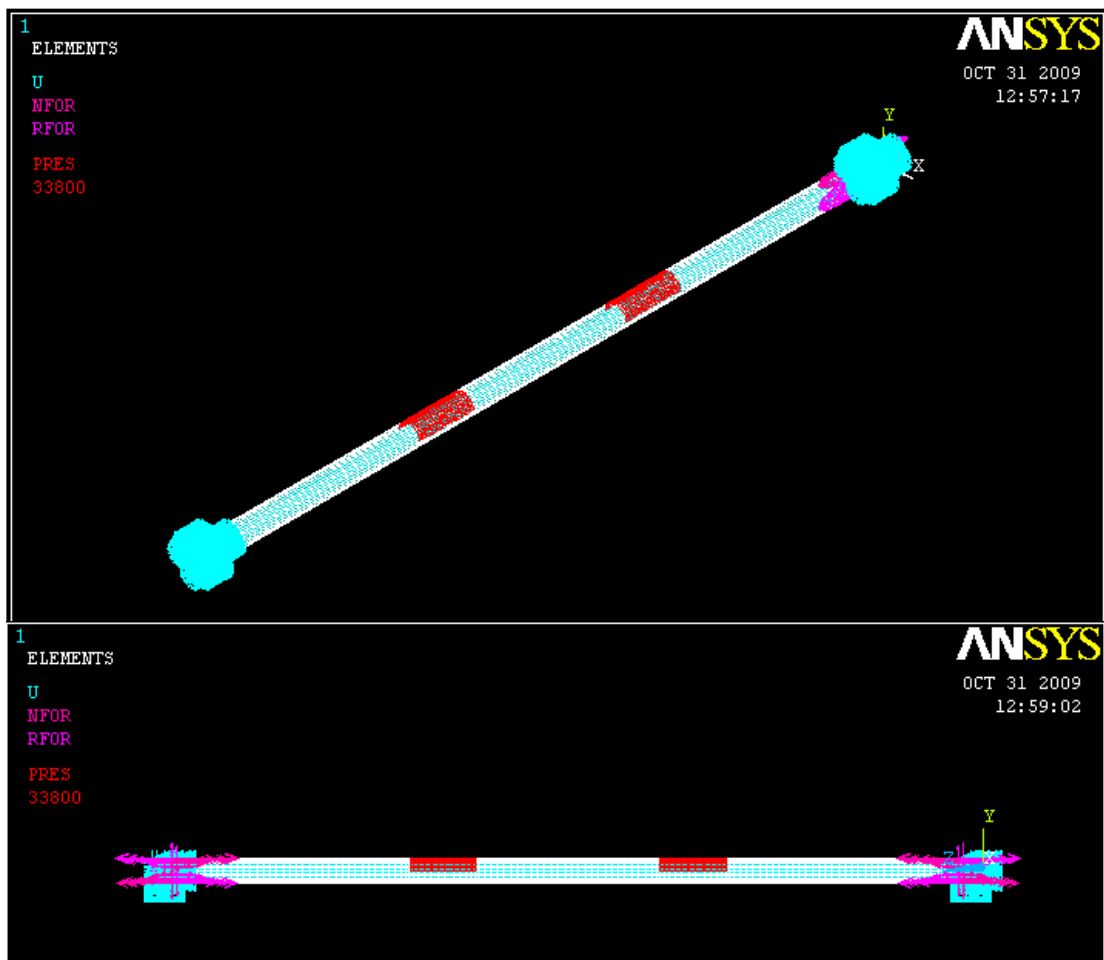
Figura 27. Máxima desalineación de los rodamientos

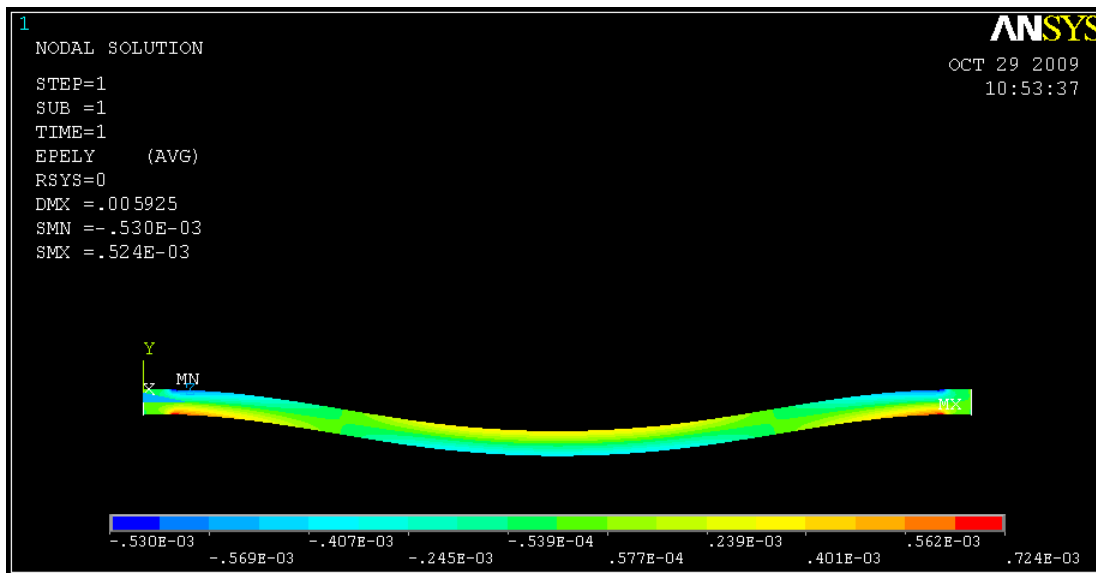


Fuente: Catalogo Thomson

Si se toma un rodamiento de 30 mm de diámetro y una longitud según catalogo de 79 mm, la máxima desalineación que permite el rodamiento es de 0.69 mm, este valor es mayor al que se determina por cálculos para el eje que es de 0,5. Se corroboran los resultados con el análisis en la base CAE de ANSYS que se observa en la figura 28.

Figura 28. Análisis de esfuerzos del eje principal según ANSYS





La máxima deformación arrojada en este análisis es de $0.577 \text{ E}^{-4} \text{ m}$ (0.577 mm), este valor verifica lo adecuado de los cálculos anteriormente realizados.

La selección realizada fue la siguiente

1 eje rectificado de 30 mm de diámetro y 1 metro de longitud.

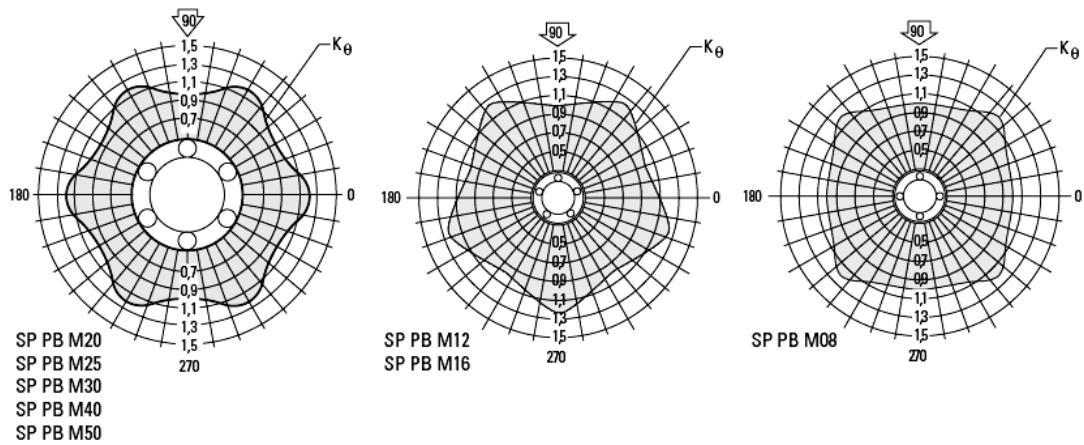
5.2 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los criterios para la selección de rodamientos son muy sencillos en este caso, la primera es el diámetro del eje y la otra es la posibilidad de trabajar en una atmosfera de aire particulado.

El diámetro, como ya se dijo es de 30 mm y para poder cubrir el segundo ítem de las condiciones del medio de trabajo la opción más práctica es la de un rodamiento de cuerpo cerrado para evitar la inserción de polvo y posible obstrucción de movimiento. El rodamiento que cumple con esta

características es el **SP PB M30** que como se observa en la siguiente grafica está entre los de mejor comportamiento de su tipo.

Figura 29. Comportamiento de los rodamientos sometidos a cargas.

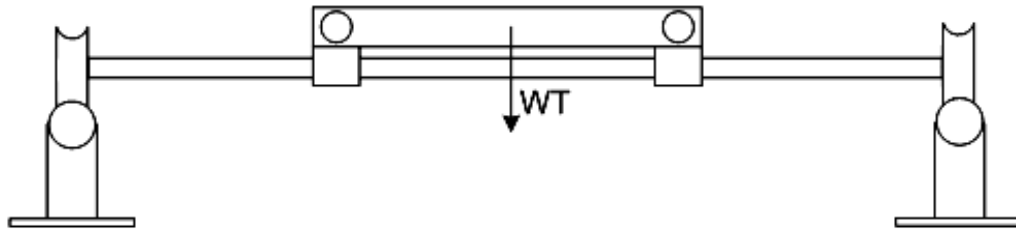


Fuente: catalogo Thomson

6. SISTEMA DE GUIAS

Con los datos ya calculados, se procede a evaluar el marco inferior que conforma el sistema de guías el cual se calculara por esfuerzo cortante y por flexión, para simplificar el cálculo la mitad de la carga estará apoyada sobre uno de los brazos en el punto medio de su longitud como se ve a continuación en la figura 30.

Figura 30. Distribución de cargas sobre el marco inferior



Fuente: autores

Tan solo por seguir el procedimiento de rutina se calculara el cortante y se mirara si es relevante tenerlo en cuenta, esto se menciona por que en el análisis del marco superior se encontró que todos los valores cumplían.

El momento máximo a aplicar es de 4.362 kg/cm^2 , que reemplazándolo en la ecuación que se utilizo en el cálculo del marco superior y los valores obtenidos fueron:

Tabla 9. Valores de diámetro calculado para el diámetro inferior

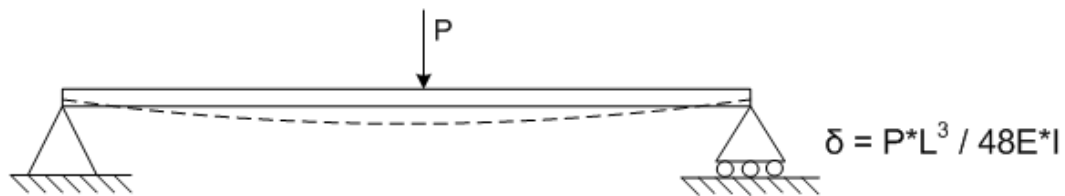
Diam. (in)	e(mm)	P(kg/m)	A(cm²)	I(cm⁴)	Sy(kg/cm²)	Sy calculado
0,75	1,5	0,65	0,83	0,32	2880	2590,912659
0,75	2	0,84	1,07	0,39	2880	2105,708467
0,875	1,5	0,77	0,98	0,53	2880	1839,243849
0,875	2	1	1,27	0,66	2880	1477,615447
1	1,5	0,88	1,13	0,81	2880	1372,406887
1	2	1,15	1,47	1,01	2880	1093,041278
1,25	1,5	1,12	1,43	1,63	2880	847,3273844
1,25	2	1,47	1,87	2,08	2880	666,7084107
1,5	1,5	1,35	1,72	2,89	2880	574,5172453
1,5	2	1,78	2,27	3,71	2880	448,4188691
1,75	1,5	1,59	2,02	4,67	2880	414,9569799
1,75	2	2,09	2,67	6,02	2880	322,0232215
1,875	1,5	1,72	2,17	5,79	2880	359,0186419
1,875	2	2,27	2,87	7,48	2880	277,9739512
1,875	3	3,318	4,2	10,52	2880	197,5432328
2	1,5	1,82	2,32	7,06	2880	313,668784
2	2	2,41	3,07	9,14	2880	242,3744629
2	3	3,54	4,51	12,92	2880	171,5508608
2,375	1,5	2,2	2,77	12	2880	219,3206035
2,375	2	2,88	3,66	15,66	2880	168,6685811
2,5	1,5	2,29	2,92	14,05	2880	197,1944692
2,5	2	3,03	3,86	18,29	2880	151,4609896
3	1,5	2,76	3,75	26,1	2880	135,3219629
3	2	3,66	7,66	32,11	2880	103,5235866
4	2	4,91	6,26	77,63	2880	57,08895308
4	3	7,29	9,29	113,04	2880	39,208598
5	4	12,1	15,46	292,61	2880	18,93262369
6	5	18,8	11,97	629,54	2880	10,56001509

Como se esperaba no es determinante el valor del cortante para la selección de la tubería para el marco, por lo que se hace el análisis de las deflexiones

ya que la luz entre sus apoyos es bastante grande como para considerar que pueda curvarse más de lo permitido en el diseño

Aplicando la ecuación de deflexión para una carga apoyada en el punto medio como lo describe la figura 31.

Figura 31. Modelo de cálculo de cargas sobre el marco inferior



Fuente: autores

Se calcula el valor de P para una tubería de $\frac{3}{4}$ "

P = peso de los aditamentos apoyados + peso del tramo de tubería a calcular

$$P = (23.665/2) \text{ kg} + 0.65 * 1.5 \text{ kg} = 12.8075 \text{ Kg}$$

De la ecuación

$$\delta = \frac{12.8075 * (147.46 * 100)^3}{48 * 2.1 * 10^6 * 0.32} = 2.58 \text{ cm} = 25.8 \text{ mm}$$

Como era de esperarse, al igual que en los cálculos anteriores, este valor está lejos de uno apropiado, por lo que se calculara para todos los valores del catalogo. Los resultados fueron:

Tabla 10. Valores de diámetro para el marco inferior calculado a flexión

Diam. (in)	e(mm)	P(kg/m)	A(cm ²)	I(cm ⁴)	D(mm)
0,75	1,5	0,65	0,83	0,32	12,7149992
0,75	2	0,84	1,07	0,39	10,6613405
0,875	1,5	0,77	0,98	0,53	7,78318487
0,875	2	1	1,27	0,66	6,41359662
1	1,5	0,88	1,13	0,81	5,15640189
1	2	1,15	1,47	1,01	4,26072679
1,25	1,5	1,12	1,43	1,63	2,63144908
1,25	2	1,47	1,87	2,08	2,14107501
1,5	1,5	1,35	1,72	2,89	1,52150442
1,5	2	1,78	2,27	3,71	1,23958148
1,75	1,5	1,59	2,02	4,67	0,96567971
1,75	2	2,09	2,67	6,02	0,78808282
1,875	1,5	1,72	2,17	5,79	0,78941333
1,875	2	2,27	2,87	7,48	0,64554691
1,875	3	3,318	4,2	10,52	0,50572955
2	1,5	1,82	2,32	7,06	0,65405241
2	2	2,41	3,07	9,14	0,53548802
2	3	3,54	4,51	12,92	0,41984583
2,375	1,5	2,2	2,77	12	0,39965468
2,375	2	2,88	3,66	15,66	0,32661704
2,375	3	4,24	5,4	22,26	0,25843469
2,5	1,5	2,29	2,92	14,05	0,34434678
2,5	2	3,03	3,86	18,29	0,28349825

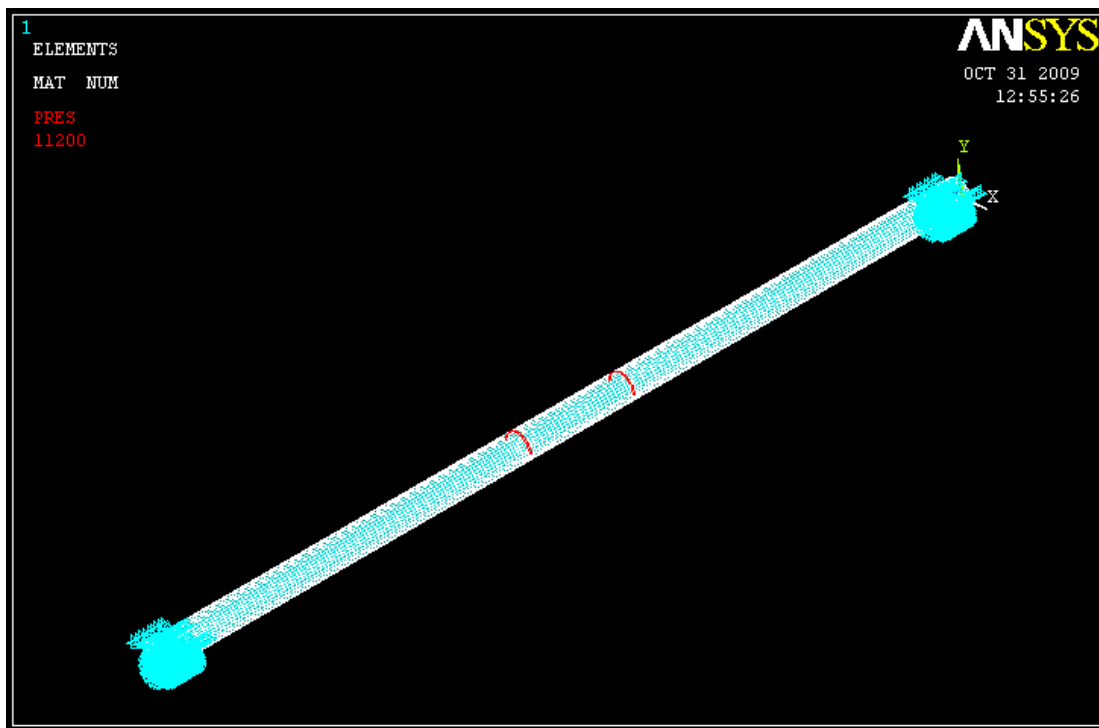
Aunque para este diseño una flexión de más de 0.5 mm no es aceptable también se debe hacer notar que el caso presentado es para cuando la carga este toda en la mitad de la distancia entre apoyos, esto se presentara si al caso por algunos segundos durante las jornadas de trabajo ya que la carga se desplazara a lo largo de todo el brazo de 1.5 m, por otro lado el carácter económico obliga a tomar una decisión diferente a los criterios de selección por calculo y es la de comprar el mismo tipo de tubería para la construcción de los dos marcos tanto superior como inferior aprovechando que el mercado ofrece el material en tramos de 6 m y esta longitud es suficiente para

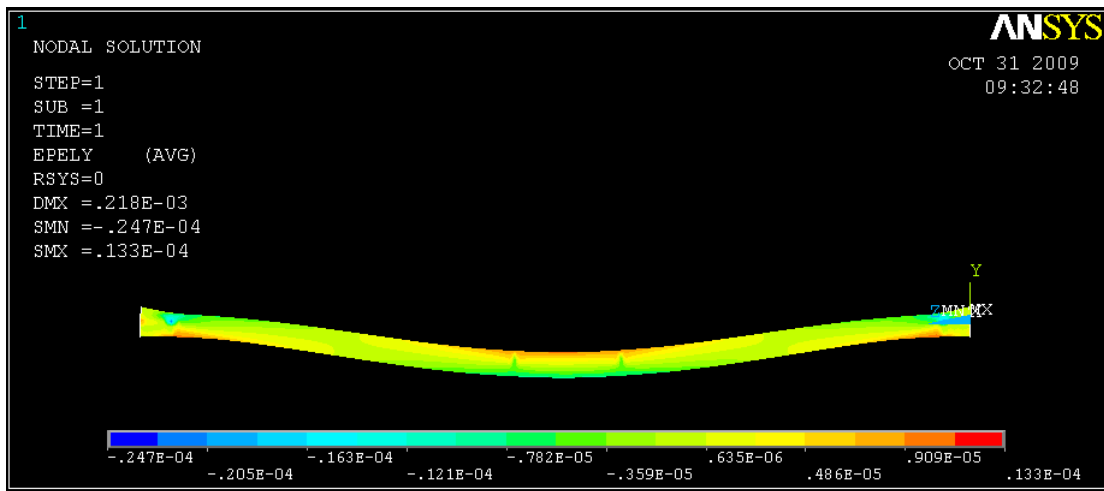
completar los dos sistemas, de otra forma se debe comprar dos tramos de dos tuberías diferente y esto aumenta los costos y el desperdicio al perder 4.2 m de un tramo y 3 m del otro.

Gracias a lo anteriormente expuesto se decidió seleccionar una tubería de 1. 7/8" y 3 mm de espesor tanto para el marco superior como ya se había señalado, como para el marco inferior.

El modelado de este marco en ANSYS enseña la distribución de carga y deformaciones que se ve en la figura 32.

Figura 32. Análisis de esfuerzos del marco inferior según ANSYS





Fuente: ANSYS

Este análisis nos muestra un valor de deformación un poco mayor a los calculados pero no es tan lejano por lo que nos pone a reconsiderar el diseño en mención. La solución adoptada es la de ubicar un refuerzo en la sección media del marco entre apoyos que ayudaría a evitar la flexión y reforzaría el marco para evitar posibles inconvenientes comportamiento de la maquina.

7. BASE DE APOYO

7.1 SELECCIÓN DE LA LÁMINA DE MADERA

Para apoyar todos los elementos mostrados y calculados anteriormente se hizo necesario utilizar una lámina de 1x1.5 m de área con una buena resistencia para soportar el peso total del montaje, teniendo como principio fundamental impedir que esta base se deforme ya que de su horizontalidad dependerá buena parte de la alineación del modelo y la pieza de trabajo.

Los materiales que se pueden tener en cuenta para esta base son el metal obviamente y la posibilidad de usar madera. Se analizarán ambas posibilidades y se tomará la elección más adecuada.

Base en metal: por las dimensiones de la lámina se debería utilizar un calibre de más de 5 mm de espesor, debido a la peculiaridad que presenta este material al deformarse por su propio peso en grandes dimensiones además una lámina de este calibre y dimensiones puede alcanzar un peso de 58.875kg que es un valor no adecuado para este montaje ya que constituye un 196% respecto al peso del sistema en su totalidad quitándole el carácter de portátil al proyecto. La ventaja que tiene el usar metal es porque se puede maquinar y utilizar sistemas de sujeción más rígidos que no afectan la integridad del material.

Base en madera: la madera tiene el inconveniente de no es fácil encontrar una lámina del tamaño requerido obtenido de un solo corte, lo que implica que se deben utilizar las maderas compuestas o contrachapadas como el triplex, madeflex y el MDF. El triplex y el madeflex presentan el inconveniente de no encontrarse en el mercado, láminas de más de 18 mm de espesor y este no es suficiente para garantizar la rigidez de la base, lo

que deja el MDF como la opción más favorable en cuanto a la madera; el MDF se encuentra en espesores de hasta 30 mm que es un valor más que aceptable para el diseño, ya que en pruebas aplicadas a una lamina de las dimensiones mencionadas se encontró que soporta hasta 100 kg sin presentar una deformación notoria. Por otro lado el peso de la madera respecto al acero es mucho menor a tal medida que el peso de la lámina de madera de MDF de 30mm de espesor y 1.5x1 de área es de 30 kg (volumen de la lamina por su densidad).

Ante estas dos posibilidades, se selecciono la madera por las siguientes razones:

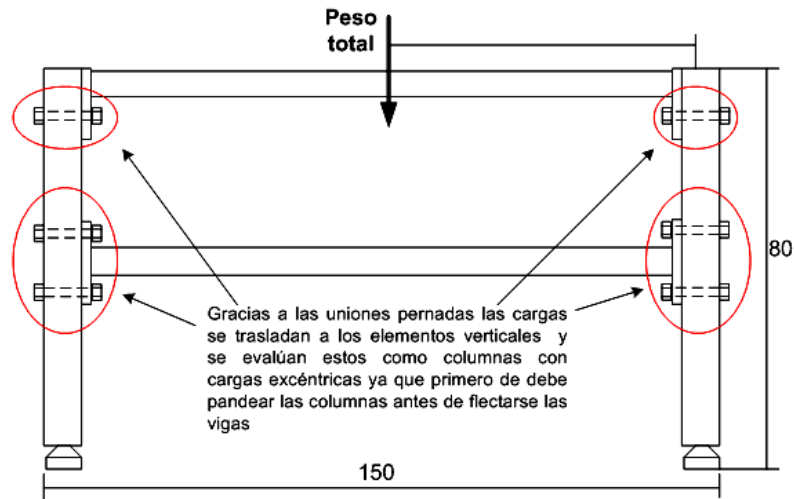
- El peso de la madera es menor al del metal y esto hace que sea un criterio primordial para su selección.
- El costo de la lámina de metal es mayor al de la madera y esa es la otra ventaja de este diseño, ser más económico que otras maquinas que realizan el mismo trabajo.

7.2 MESA ESTRUCTURAL

El último elemento importante de este diseño es la mesa o estructura base que estará constituida por tramos de tubo cuadrado que brinda mayor facilidad de armado al ofrecer áreas planas para ser taladradas o soldadas.

Los cálculos a los cuales se debe someter estos elementos son: calculo de esfuerzo cortante, calculo de flexión y pandeo en los elementos verticales, pero haciendo un análisis rápido podemos decir que el crítico es el pandeo como se observa en la figura 33:

Figura 33. Sistema de sujeción de la mesa de trabajo



Fuente: autores

Para el cálculo de pandeo se utilizara el siguiente procedimiento:

Este análisis se hace para cada valor del catalogo de FAJOBE para tubería cuadrada, como lo sea hecho anteriormente el cálculo se hará para el primer valor del catalogo y posteriormente se entregaran los obtenidos para los faltantes

Análisis de pandeo local

$$\frac{b}{e} = \frac{20}{1.5} = 13.333 < \lambda_p = \frac{500}{\sqrt{f_y}} = \frac{500}{\sqrt{288}} = 29.47$$

Pandeo global

$$\lambda_c = \frac{k * l}{r * \pi} * \sqrt{\frac{S_y}{E}} = \frac{1 * 80}{0.74 * \pi} * \sqrt{\frac{2880}{2100000}} = 1.27$$

Como $\lambda_c < 1.5$ se considera columna intermedia y se aplica la siguiente ecuación.

$$f_{cr} = (0.658^{1.27^2}) * S_y = (0.658^{1.27^2}) * 288 = 146.6 \text{ Mpa}$$

Ahora se reemplaza en

$$P_u = \phi_c * f_{cr} * A_g = 0.85 * 146.6 * \frac{1.05}{10} = 13.0262 \text{ kN} = 1302.62 \text{ kg}$$

La carga máxima que soporta la columna con esos datos es 1302.62 kg y la carga a la que se va a someter es aproximada 80 kg, por lo que es posible afirmar que la columna no va a estar cerca al valor de carga del pandeo, los valores se obtuvieron para los demás datos del catalogo.

Tabla 11. Valores de carga admisible para la mesa de trabajo

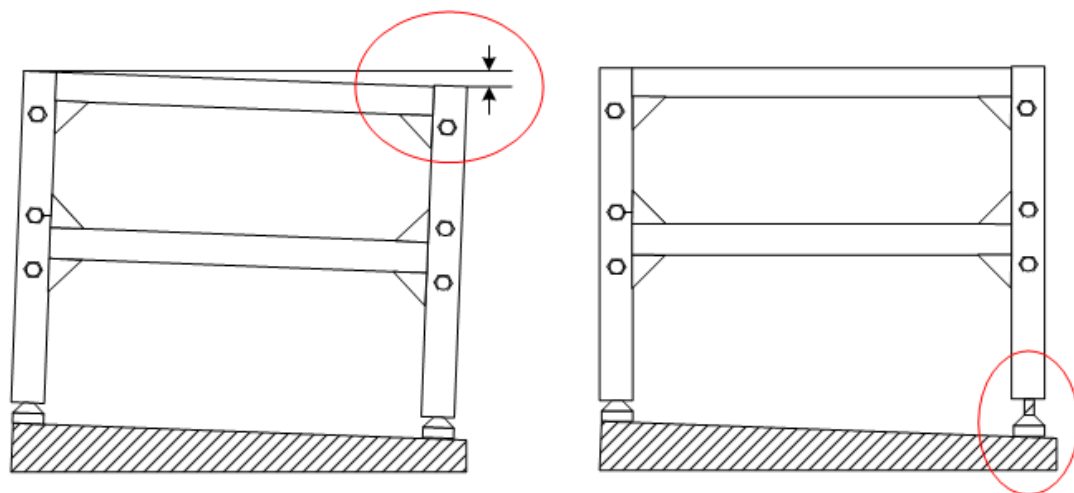
B (mm)	e (mm)	A (cm ²)	E	S _y	i(cm)	P _u (kg)
20	1,5	1,05	2100000	2880	0,74	1302,56155
20	2	1,34	2100000	2880	0,72	1599,87421
25	1,5	1,35	2100000	2880	0,95	2187,90486
25	2	1,74	2100000	2880	0,92	2743,92304
30	1,5	1,65	2100000	2880	1,15	3048,33412
30	2	2,14	2100000	2880	1,12	3893,64643
40	1,5	2,25	2100000	2880	1,56	4726,81414
40	2	2,94	2100000	2880	1,53	6139,0742
40	3	4,21	2100000	2880	1,48	8695,46667
50	1,5	2,85	2100000	2880	1,97	6338,73835
50	2	3,74	2100000	2880	1,94	8293,37601
50	3	5,41	2100000	2880	1,89	11933,1303
60	1,5	3,74	2100000	2880	2,23	8495,2518
60	2	4,54	2100000	2880	2,35	10389,5224
60	3	6,61	2100000	2880	2,3	15081,852
75	2	5,74	2100000	2880	2,97	13470,9178
75	3	8,41	2100000	2880	2,92	19708,2612
75	4	10,59	2100000	2880	2,87	24778,8943
100	2	7,74	2100000	2880	3,99	18509,6567
100	3	11,41	2100000	2880	3,94	27269,9095
100	4	14,95	2100000	2880	3,89	35708,3537

Todos los valores de P_u de la tabla cubren el requerimiento de carga a la que van a estar expuestos los tramos verticales de la mesa

Entonces el criterio para seleccionar la tubería adecuada es la rigidez de la mesa, como estará sometida a movimientos frecuentes y a la vibración de la máquina de corte, esta mesa debe estar compuesta por elementos robustos y el valor más indicado por fácil consecución y economía es la de 2" de lado y 3 mm de espesor, garantizando que la mesa no se mueva por ningún motivo durante las jornadas de trabajo.

Aunque la mesa es rígida también se debe asegurar que se nivele en el lugar donde sea armada, para ello se necesitan pies niveladores que permitan alcanzar las medidas exactas para no presentar variaciones en sus puntos de apoyo como se muestra en la figura 34.

Figura 34. Nivelación de la mesa de trabajo



Fuente: autores

8. CONSTRUCCIÓN

Una vez definido el diseño de la maquina se procede a detallar su construcción, teniendo como meta primordial la correcta alineación de los elementos pertenecientes al sistema de copiado, para lo que es necesario mantener la linealidad desde la base del diseño y así evitar las correcciones posteriores.

El proceso de construcción se desarrollara en orden inverso al utilizado durante el diseño, iniciando por la mesa o estructura base y terminando con el marco superior y los sistemas de sujeción de la ruteadora y el seguidor.

8.1 MESA ESTRUCTURAL

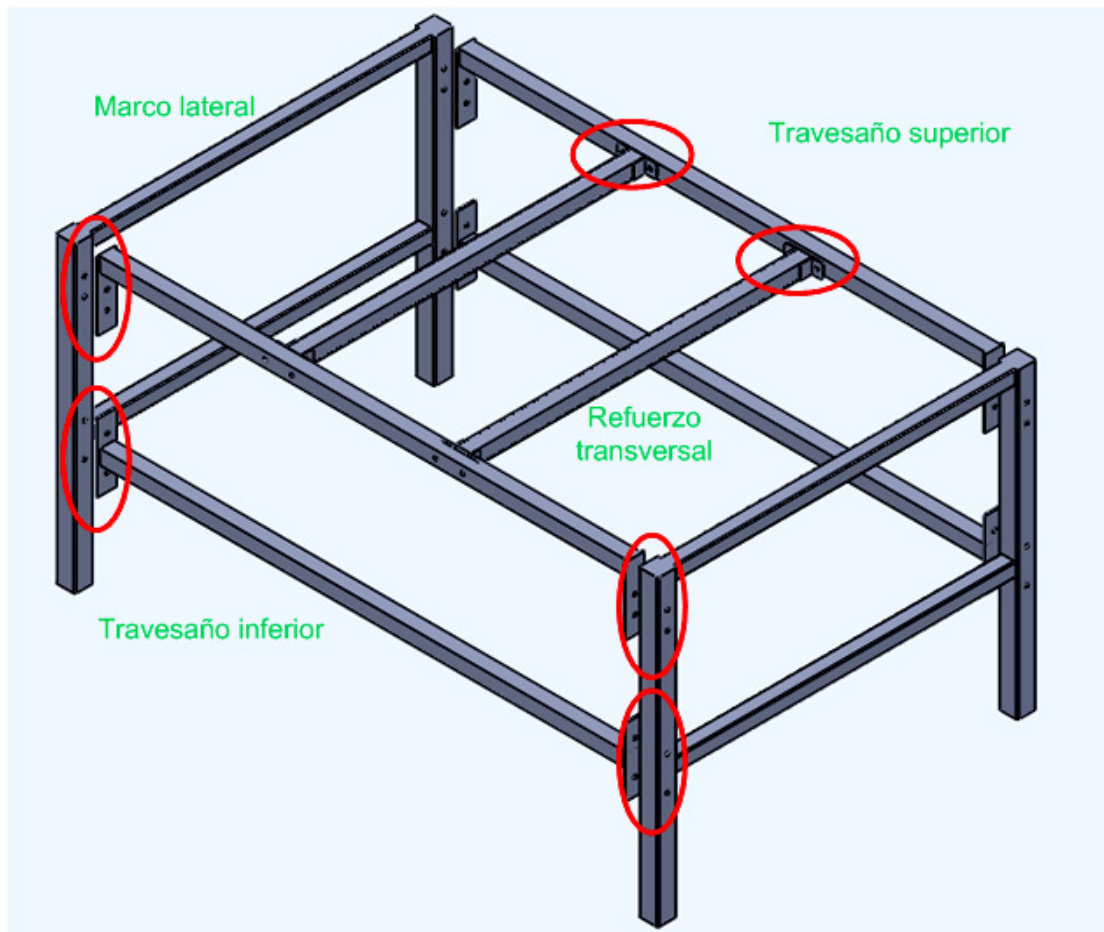
Esta estructura se armó con tramos de tubería cuadrada de 2" de lado y 3 mm de espesor para los paraleles y 1 ½" para los travesaños, buscando que sea rígida para minimizar vibraciones, siendo importante que los cortes que se utilicen sean exactos para poder hacer los taladrados en los cuales se introducirán los tornillos de unión que facilitaran el armado y desarme de la estructura.

La mesa tiene una altura de 80cm y está compuesta por ocho elementos que se unen gracias a la acción de apriete de tornillos de 3/8" y 3" de longitud en 12 puntos de contacto, este diseño se puede simplificar en 4 elementos que son:

- Marco lateral tipo A
- Travesaño superior
- Travesaño inferior
- Refuerzos transversales

Estos elementos se ubican como se observa en la figura 35.

Figura 35. Ensamble de la mesa de trabajo



Fuente: autores

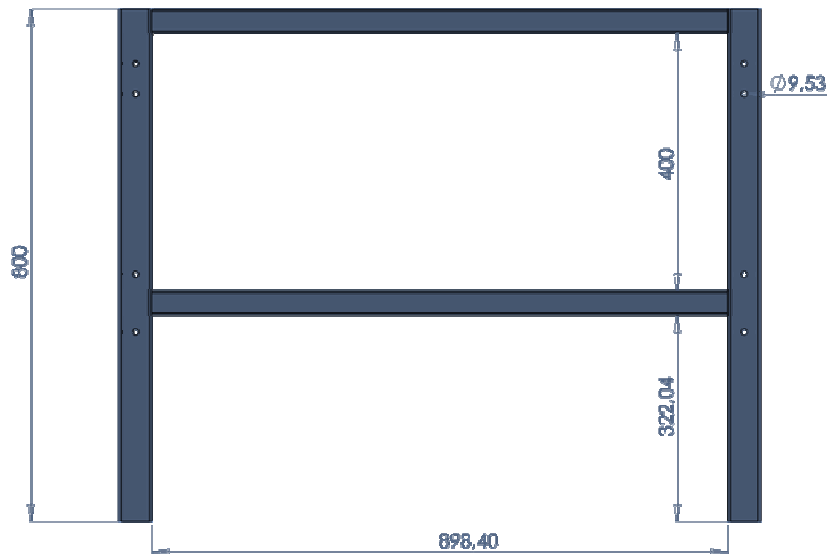
A continuación se mencionaran más en detalle cada uno de estos elementos.

8.1.1 Marco lateral tipo A

Está compuesto por 2 tramos de tubo en la posición vertical de 80 cm como ya se había mencionado y dos tramos de tubo en posición horizontal de

89.84 cm, soldados por sus extremos a los verticales en el punto superior y a 40 cm de este, respectivamente, con taladrados para los tornillos de unión en una distribución adecuada para un rápido acople. Se puede observar más detalladamente la descripción en la figura 36.

Figura 36. Estructura tipo A

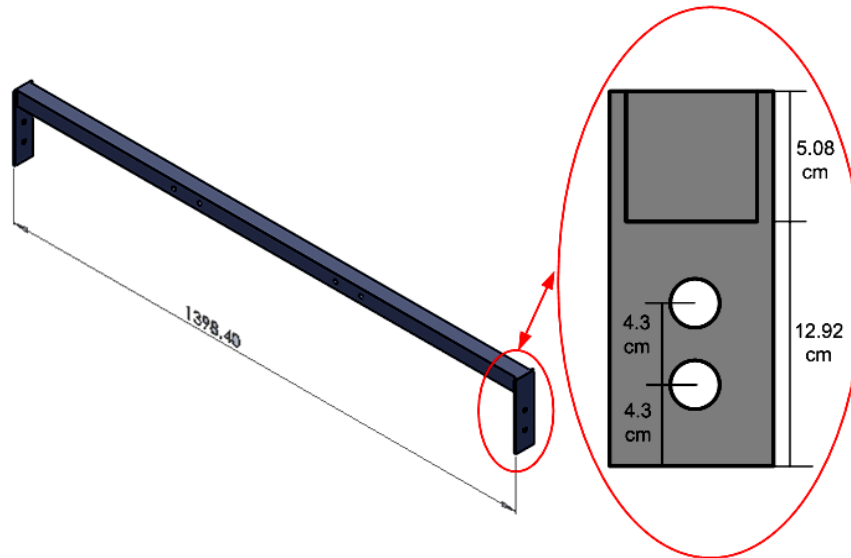


Fuente: autores

8.1.2 Travesaño superior

Este tramo de tubo mide 138.4 cm y tiene en sus extremos soldadas un par de platinas de 2" de ancho por 18 cm de largo y 5 mm de espesor a las cuales se les ha realizado dos orificios de 3/8" en una distribución equilibrada para la sujeción. Los detalles se observan en la figura 37.

Figura 37. Pieza lateral superior



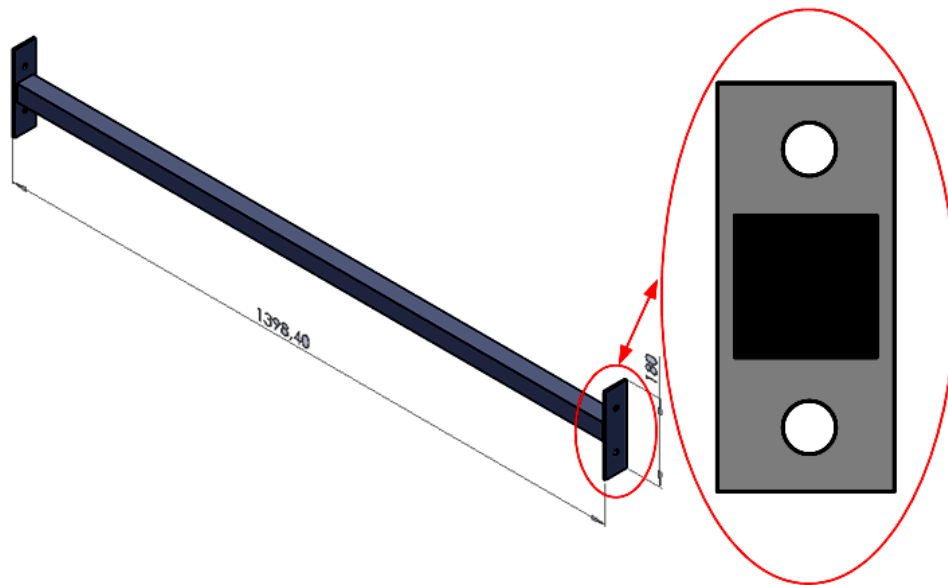
Fuente: autores

Su misión es la de unir los dos marcos laterales para alcanzar la longitud máxima del área de trabajo en esta dirección, la cual es de 150 cm. Por otra parte permitirá que el refuerzo transversal se pueda adherir a ella mediante tornillos en dos puntos equidistantes de los extremos y entre ellos para guardar una correcta distribución de carga debida a su propio peso.

8.1.3 Travesaño inferior

Al igual que el travesaño superior tiene dos platinas soldadas en los extremos pero la ubicación de los taladrados varia un poco como se puede detallar en la figura 38.

Figura 38. Pieza lateral inferior



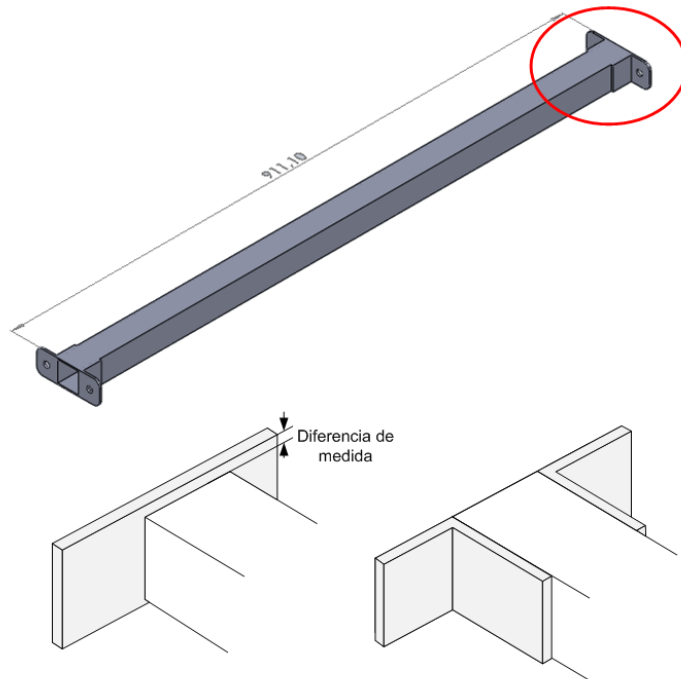
Fuente: autores

Estos travesaños le brindan estabilidad a la mesa, garantizado que los paraleles no se separen.

8.1.4 Refuerzos transversales

En su diseño son idénticos a los travesaños inferiores solo que a estos no se les soldó platinas en los extremos porque esta es de 2" de ancho y al hacer el pegue con el travesaño superior que tiene 1 ½" de ancho, quedaría un borde correspondiente a ½" distribuido simétricamente a ambos lados; en este caso se hizo necesario utilizar dos tramos de ángulo de 1 ½" de ala, que se soldaron a los costados del tubo cuadrado, a los que previamente se les realizaron los dos orificios para los tornillos. La siguiente figura muestra en detalle este elemento y las diferentes configuraciones que se utilizaron:

Figura 39. Pieza transversal de refuerzo



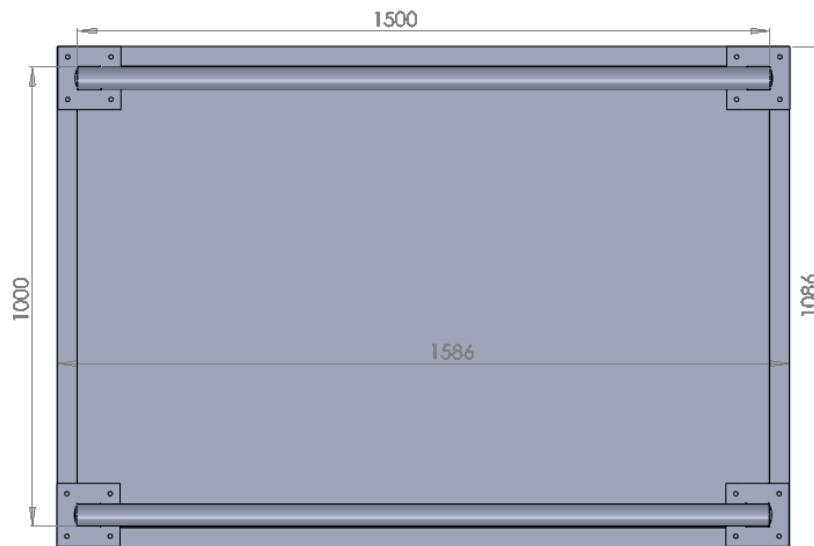
Fuente: autores

Se insertaron estos refuerzos buscando evitar que la base de madera tuviese que soportar todo el peso en el centro, ahora el peso se apoyara sobre estos tramos, evitando que la base de madera se flecte, garantizando una superficie de trabajo totalmente plana.

8.2 LAMINA DE MADERA

Una vez construida la mesa se prosigue a obtener la madera para hacer la base, las dimensiones finales difieren de las mencionadas anteriormente en la fase de diseño, de 1.5x1 m se aumento a 1.586x1.086 m. Este aumento se debe a la inclusión de las platinas ubicadas en la base del marco inferior, que se utilizan para fijarlo a la madera

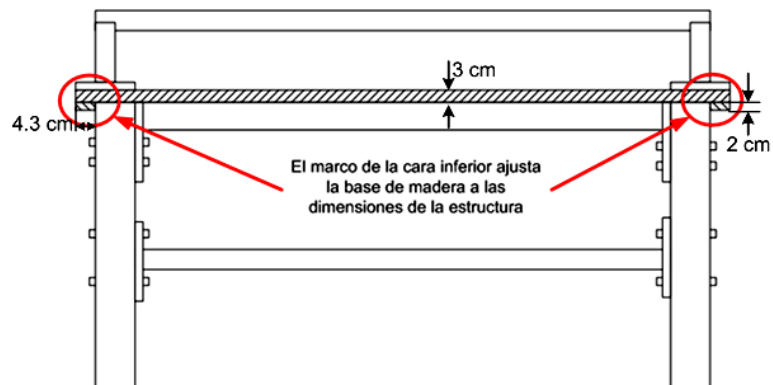
Figura 40. Ubicación de la base de apoyo



Fuente: autores

Después de definir las dimensiones reales, se hizo la compra de la lamina de MDF de 3 cm de espesor a la cual se le adapto un marco por la cara inferior denominado Regruessado de 2cm de espesor y 4.3 cm de ancho, con el fin de alcanzar las dimensiones de la estructura, eliminando la posibilidad de que la base se deslice de su posición. La figura 41 muestra el detalle del montaje.

Figura 41. Ajuste de la base de apoyo



Fuente: autores

Manteniendo el orden de construcción en ascenso el siguiente elemento es el marco inferior.

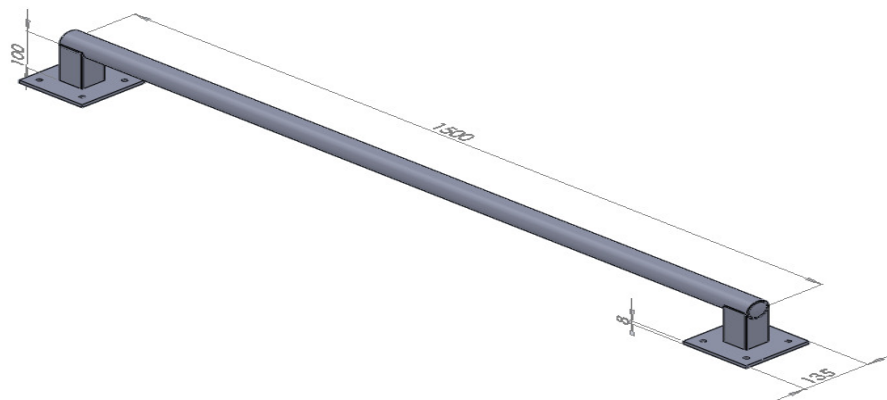
8.3 MARCO DEL SISTEMA DE GUIAS

Está constituido por un tramo de tubo circular de 150 cm de largo apoyado sobre dos cortes de tubo cuadrado de 2" de 10 cm de alto a los cuales se les realizo un recamado para que el tubo circular pudiera encajar.

El recamado se efectuó en el centro de mecanizado CNC de la escuela utilizando un diseño previo en solid Work, el cual se importo a Master Cam y se genero el código para programar el CNC y obtener las condiciones de maquinado requeridas.

Después del maquinado las piezas obtenidas se soldan al tubo circular en sus extremos para lograr un único cuerpo; para la culminación de este elemento se adicionaron platinas de 8 mm de espesor y un área de 13.5 x 13.5 cm soldándolas al tubo cuadrado equidistante de los bordes. Ver figura 42

Figura 42. Detalles del Marco inferior



Fuente: autores

Este marco cumplirá la función de un riel por el cual deberá desplazarse el sistema de copiado, con el fin de obtener este movimiento, se necesita acoplar el siguiente elemento en la fase de construcción: los carros.

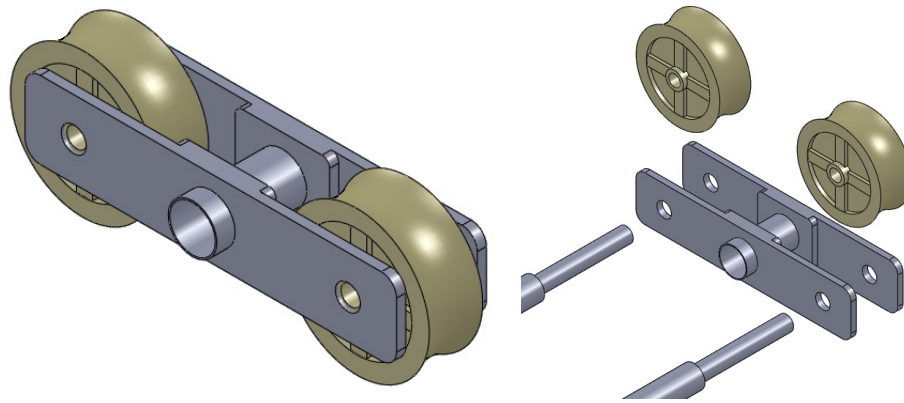
8.4 CARROS

Los carros cumplen dos funciones; además de permitir que el sistema de copiado deslice sobre el marco inferior utilizando ruedas de teflón, sirve para bloquear todo el movimiento del mismo sistema a través de la acción de frenado. A continuación se detalla un poco más estas dos acciones que se unen en el mismo elemento.

8.4.1 Función de movimiento

Para realizar esta función se requiere de una pequeña estructura formada por dos láminas de 24.4x5.08 cm y 6mm de espesor que llevan tres taladrados; uno en el centro de 33mm de diámetro y dos de 16.5 mm en los extremos. Las láminas se unen al ser soldadas a un tramo de tubo de 32mm de diámetro exterior, 30mm de diámetro interior y 61mm de longitud en el orificio del centro, que permite que el eje rectificado se apoye en ambos extremos, contando también con un refuerzo de la misma lamina, pero con una longitud de 62 mm previendo la posibilidad de una falla por desgarre de la platina principal al tener que soportar todo el peso del sistema de copiado. La distancia entre las caras internas de las dos láminas es de 47 mm y dan cabida a las dos llantas de teflón que giran gracias a la presencia de dos ejes adicionales al eje principal que forman un conjunto de 6 puntos de sujeción que permiten que los carros se muevan perfectamente alineados. El montaje es el mostrado en la figura 43.

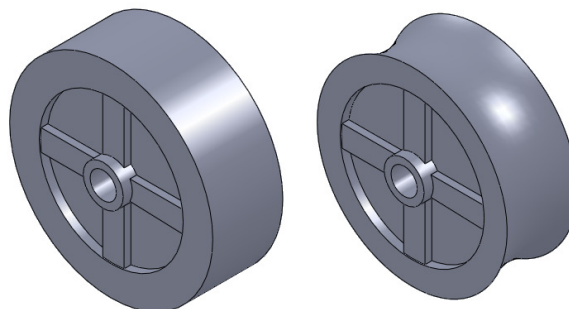
Figura 43. Ensamble de los carros



Fuente: autores

Las ruedas de teflón se encuentran en el mercado pero no tienen el corte cóncavo necesario para el acople al tubo por el cual van a deslizarse, por lo que fue preciso realizar una nueva tarea de mecanizado en el CNC para alcanzar el resultado deseado, esta operación se llama recamado y se obtuvo gracias a la aplicación del torno CNC del laboratorio de FMS. Ver figura 44.

Figura 44. Mecanizado sobre las ruedas



Fuente: autores

8.4.2 Función de frenado

La función de frenado se consigue a través de la adaptación de un conjunto de freno de bicicleta tipo V brake. Como el que se ve en la figura 45.

Figura 45. Frenos V brake



Fuente: autores

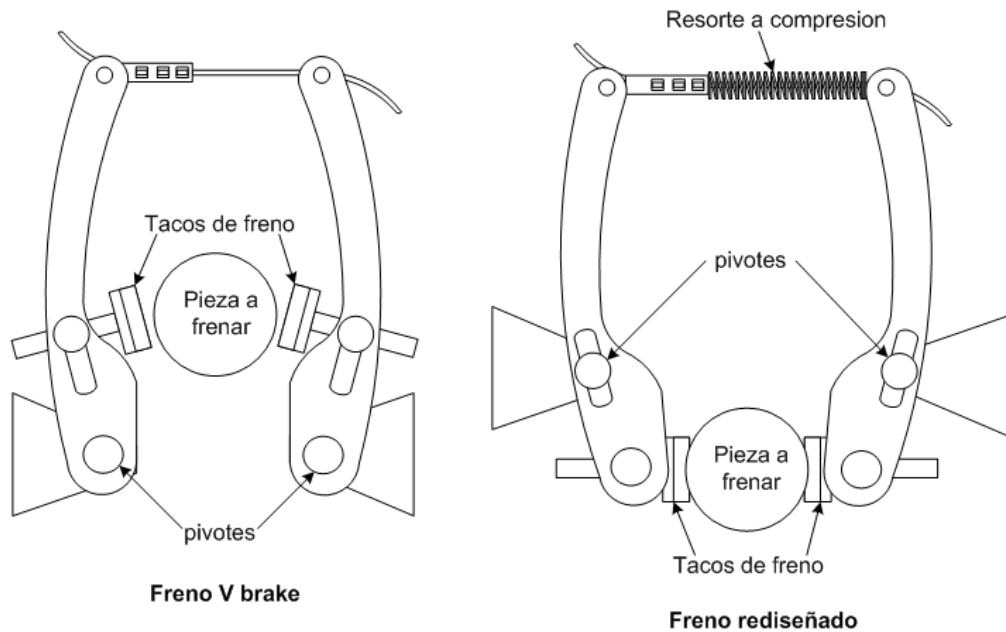
pero se le realizaron unas pequeñas variantes para obtener el efecto deseado, que radica en la posibilidad de mantener frenados los carros en todo momento y desbloquearlos accionando la maneta, para lo cual se necesito hace los siguientes cambios:

1. El punto de pivote de la abrazadera y el punto de apoyo de los tacos de freno se intercambiaron de posición permitiendo que ahora el conjunto oscile libremente en el punto medio y no en el extremo.
2. Se adiciono un resorte que trabaja a compresión en la línea de conexión de los dos brazos de la abrazadera que obliga a que los tacos de freno estén en constante contacto con el elemento a frenar y

liberándolo al ejercer fuerza sobre la maneta que a su vez comprime el resorte.

Para una mayor comprensión de estas variaciones observar la figura 46

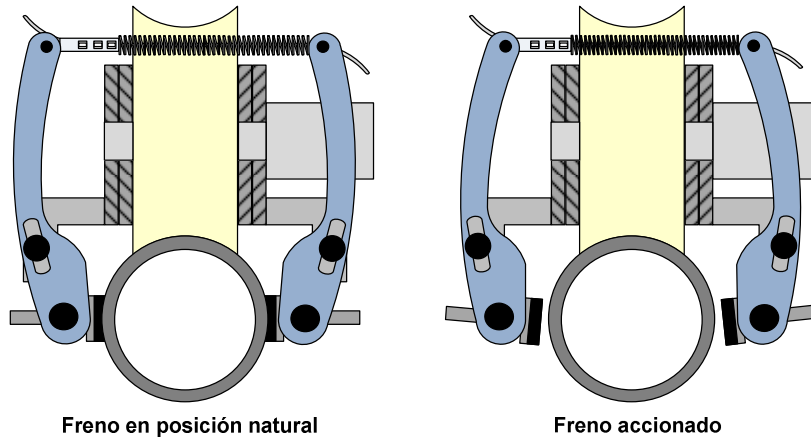
Figura 46. Rediseño del sistema de freno



Fuente: autores

Para adaptar el freno modificado al carro se debe adicionar a este, un par de chapas metálicas a los costados que se usaran para ubicar el punto móvil o pivote que permita el libre accionamiento del conjunto; una vez realizada esta operación se procede a hacer el montaje en el lugar definitivo; la distribución y operación del montaje se observan mejor en la siguiente figura.

Figura 47. Aplicación del sistema de frenos

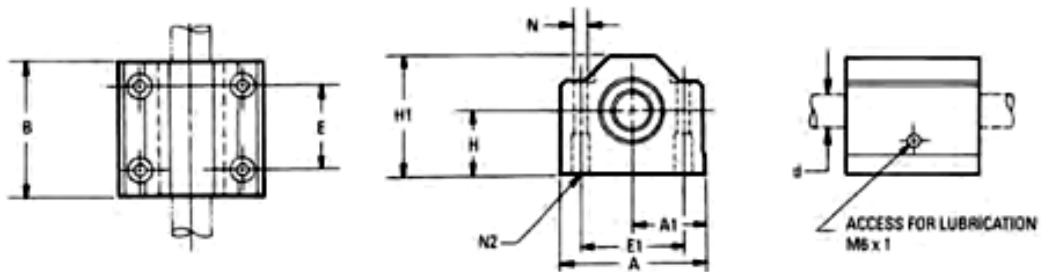


Fuente: autores

8.5 CONJUNTO EJE – RODAMIENTOS

Este conjunto se solicitó de catálogo a la empresa THOMSON, encontrando las siguientes características:

Tabla 12. Datos geométricos y físicos de los rodamientos



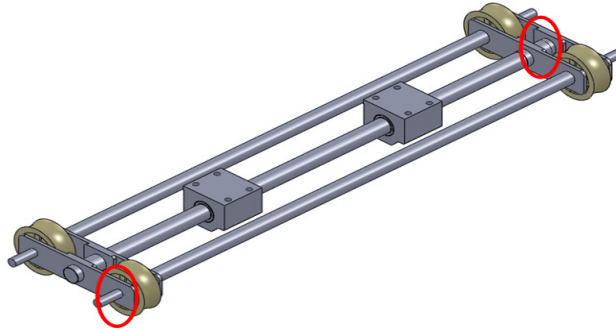
dimensiones en mm

Part Number	$d^{(H)}$	H $\pm 0,020$	H1	A	A1 $\pm 0,020$	B	E $\pm 0,1$	E1 $\pm 0,1$	N Dia.	N2
SSE PB M16 DD	16	22	42	53	26,5	43	26	40	5,3	M6
SSE PB M20 DD	20	25	50	60	30,0	54	32	45	6,6	M8
SSE PB M25 DD	25	30	60	78	39,0	67	40	60	8,4	M10
SSE PB M30 DD	30	35	71	87	43,5	79	45	68	8,4	M10
SSE PB M40 DD	40	45	91	108	54,0	91	58	86	10,5	M12

Fuente: Catalogo de Thomson

El montaje total de este conjunto sobre el sistema de freno se observa en la siguiente figura

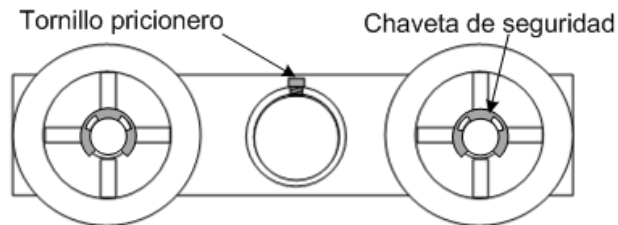
Figura 48. Ensamble de los carros



Fuente: autores

Los puntos señalados hacen referencia a la unión de los ejes con el carro y la posibilidad de que deslice el uno respecto al otro hasta el punto de perder contacto en uno de los extremos; para evitar esta situación se utilizó tornillos prisioneros de 3/16" de diámetro para fijar el eje principal y se le realizó un taladrado y posterior roscado a los tubos circulares de los carritos para bloquear el desplazamiento relativo entre los dos elementos. En el caso de los ejes secundarios se utilizó chavetas de seguridad de 15 mm de diámetro interior, controlando no solo el deslizamiento, también garantizando el ajuste. Ver figura 49

Figura 49. Ajuste de los ejes

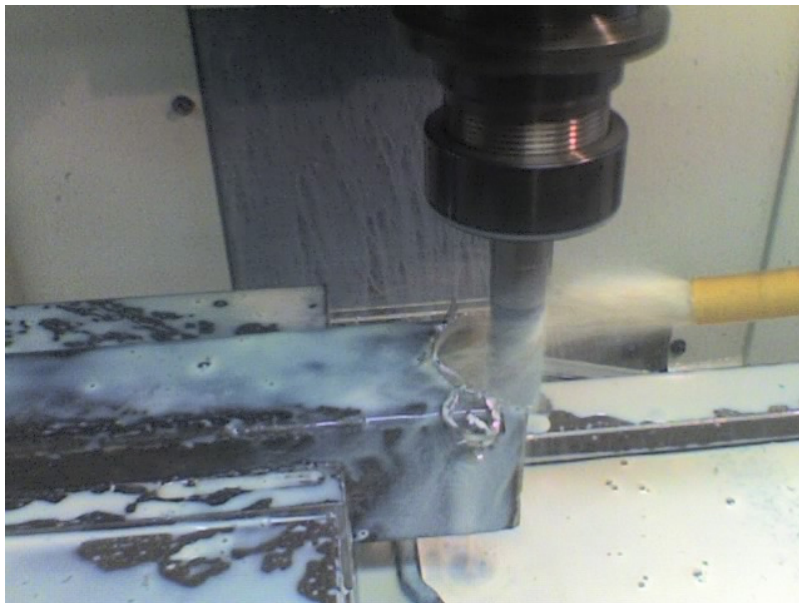


Fuente: autores

8.6 ESTRUCTURA TIPO “h”

Como se explicó en la fase de diseño, este marco está conformado por dos tramos de tubo circular, de 40 y 80 cm y un tramo de tubo cuadrado de 38 cm, tomando la forma de una h. El tubo cuadrado es el encargado de unir los tubos circulares; para este cometido se necesitó hacerle al igual que a las bases del marco inferior, un recamado para su correcto acople (ver figura 50); para este trabajo se utilizó el centro de mecanizado CNC de la escuela de Ingeniería Mecánica.

Figura 50. Mecanizado en CNC



Fuente: autores

La unión de estos segmentos se hizo por soldadura, tomando precauciones para evitar que los tubos se doblaran por efecto del calor.

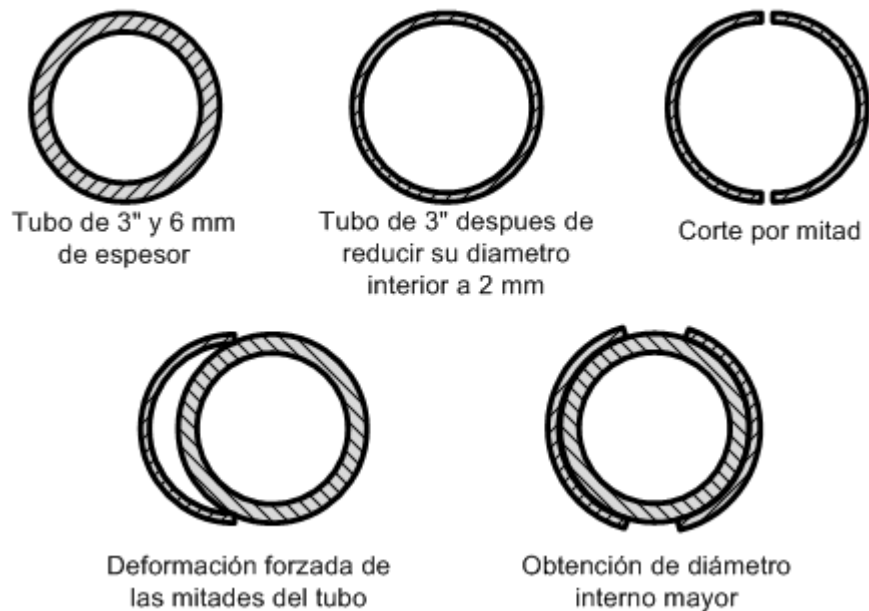
Una vez armada la “h” se procedió a construir los elementos que servirían para sujetar la ruteadora y el seguidor, teniendo especial cuidado en la

alineación ya que de estos dos elementos depende la calidad del trabajo que realiza la maquina.

8.6.1 Soporte de la ruteadora

Para empezar a construir se tomó como referencia el diámetro de la ruteadora; el elemento debe ser metálico para soldarlo luego al marco ya construido. Para la solución se usó tubería circular de 3", con un espesor de 6 mm, a la cual se le realizó un cilindrado hasta dejarlo de 2 mm de espesor. Posteriormente se cortó por la mitad dejando dos media circunferencia que se ensacharon utilizando el mismo tubo como apoyo para obtener el diámetro interno de estas mitades a 10 cm. El proceso se describe en la figura 51.

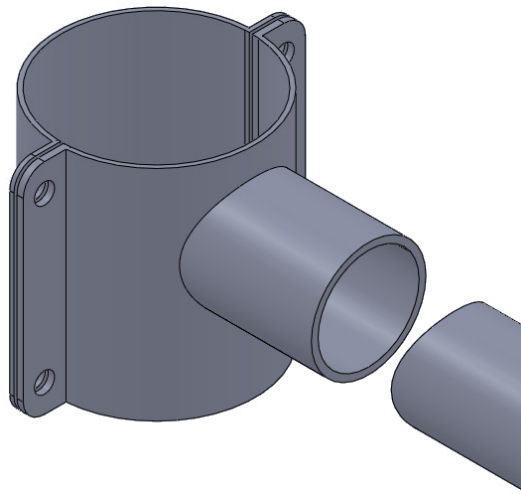
Figura 51. Construcción del soporte de la ruteadora



Fuente: autores

Debido a que su longitud no es la requerida para cubrir por completo el perímetro de la ruteadora, se les soldó una lámina en cada extremo para ubicar los tornillos con los cuales se unen las partes, garantizando con esto una perfecta sujeción de la ruteadora. También se le unió un tramo de tubo de 10cm de longitud y diámetro interno 1 7/8", que sirve de guía para alinear el cuerpo de la ruteadora con el marco. La idea siempre ha sido la perpendicularidad de estos dos cuerpos, como lo muestra la figura 52.

Figura 52. Ensamble del soporte de la ruteadora

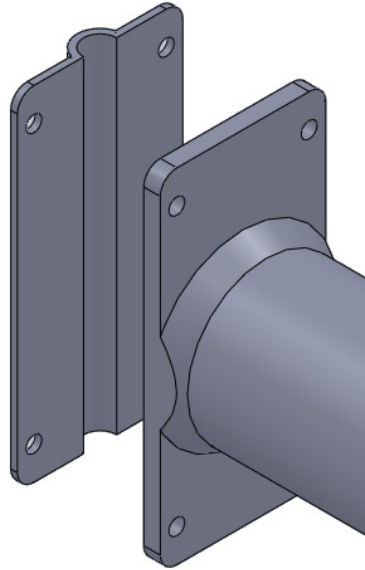


Fuente: autores

8.6.2 Soporte del seguidor

De la misma forma que se diseñó el soporte de la ruteadora, se diseñó el soporte del seguidor; la diferencia está en que no se utilizó doble abrazadera circular, solo tiene una y está unida con tornillos a una platina soldada directamente al marco. El montaje se detalla en la figura 53.

Figura 53. Ensamble del soporte del seguidor



Fuente: autores

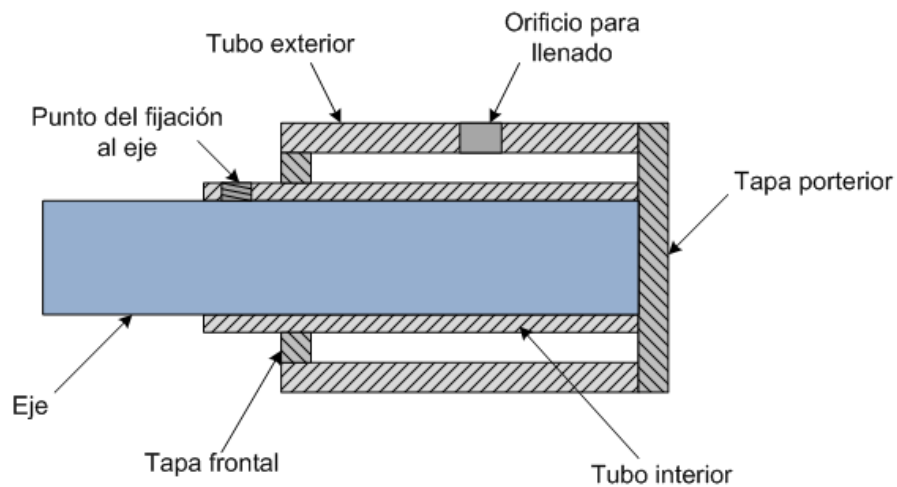
8.6.3 Contrapeso

La construcción de este aditamento se realizo de la siguiente manera:

- Sobre una platina de 8mm se soldaron dos tubos concéntricos, uno de 3" de diámetro, 13.2 mm de longitud y el otro de 1 7/8" de diámetro interior, 16 cm de longitud.
- Se utilizó soldadura para llenar el espacio que queda de diferencia entre los dos tubos.
- Por último se efectuó un taladrado por el costado, permitiendo que se pueda acceder al espacio entre los dos tubos, con el fin de llenarlo con lentejas de plomo hasta obtener el peso deseado.

La construcción del contrapeso se detalla en la figura 54.

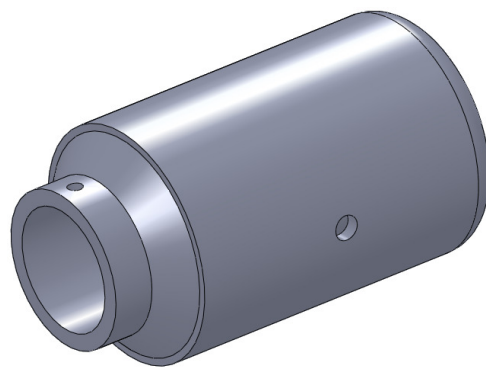
Figura 54. Detalles del contrapeso



Fuente: autores

Mientras los conjuntos de sujeción de la ruteadora y el seguidor tienen un elemento rígidamente unido al marco superior, el contrapeso por su parte se introduce forzado gracias a la consecución de tubos de medidas similares, pero para evitar posibles deslizamientos, se le realizó un taladrado con posterior roscado en la garganta saliente que permite utilizar un tornillo prisionero para forzar una permanente adhesión entre los cuerpos. Figura 55

Figura 55. Ensamble del contrapeso



Fuente: autores

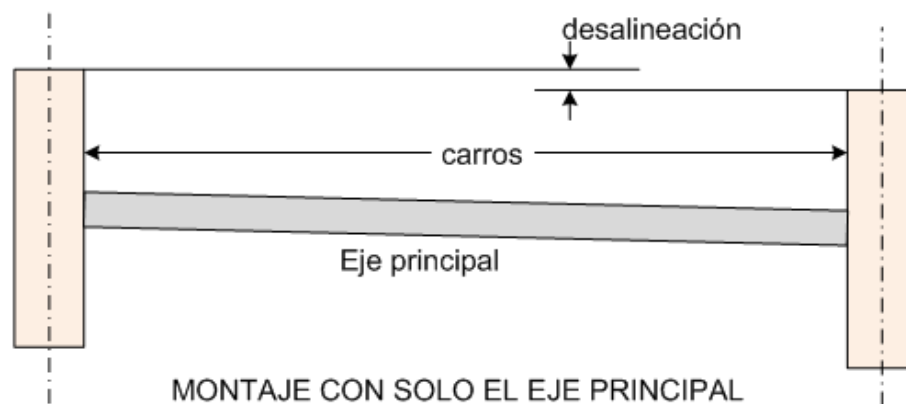
8.7 CONTROL DE MOVIMIENTO

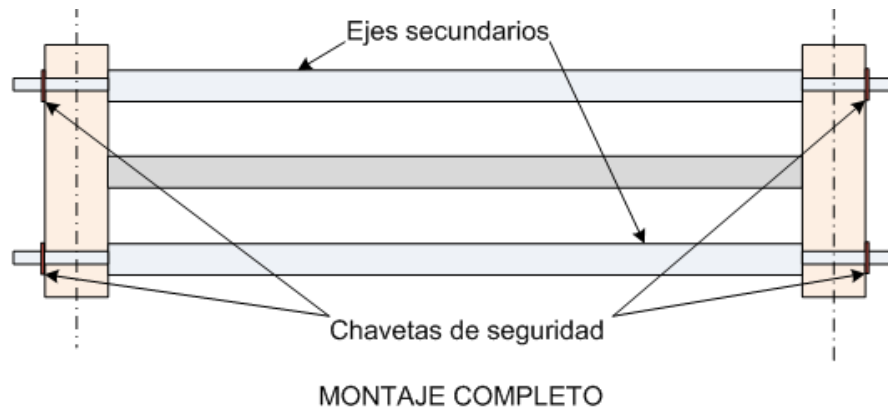
Se denomina control de movimiento al conjunto de elementos que permiten que el carro de copiado se mueva de forma uniforme y controlada, si es que se desea, utilizando dos grupos de trabajo.

8.7.1 Ejes secundarios

Estos ejes tienen como misión conectar los dos carros para evitar que el uno se adelante al otro; su obtención parte de la compra de una varilla de acero cold roll de 1" de diámetro a la cual se le redujo el diámetro a 16.5 mm en sus extremos para que pudiese atravesar los carros pero dejando un hombro sobre el cual se hace el apriete garantizando que estén separados 89 cm entre los dos juegos de llantas, para evitar que los ejes deslicen, se le adaptó chavetas de seguridad como se mostró en la figura 49. Para entender el principio aplicado se observa la figura 56.

Figura 56. Corrección de desalineación de los carros





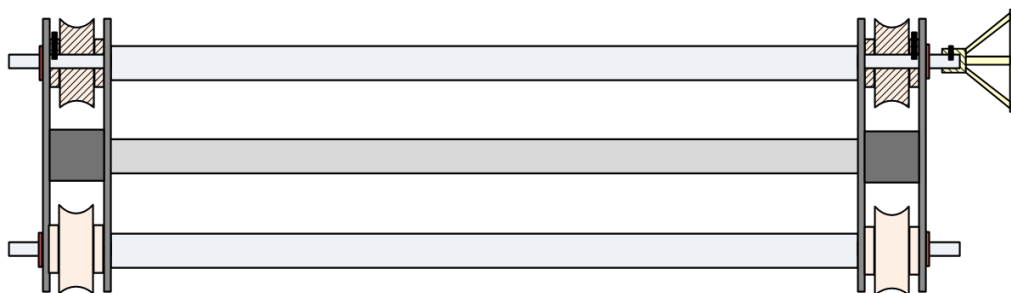
Fuente: autores

8.7.2 Volante

La inclusión del volante se realiza para permitirle al operario la posibilidad de hacer avanzar el conjunto de una forma más controlada, haciendo que desplace tan solo lo que desee con el giro de este. Para lograr este efecto el volante esta rígidamente conectado al eje secundario trasero mediante un tornillo prisionero y a su vez las ruedas traseras también se conectan con este eje usando el mismo método; con esto logramos que todo el conjunto se vuelva solidario y responda a las variaciones que se ejecuten sobre el volante.

Los detalles se ven en la siguiente figura.

Figura 57. Implementación del volante



Fuente: autores

Si se está realizando el corte inicial del modelo no es recomendable implementar el volante, este, es de mayor utilidad para la etapa de pulido al finalizar el corte fuerte y con un escariador de diámetro pequeño, de 1/4" o menos.

Con esto se concluye la construcción de la maquina y sus partes principales; ahora se procede a detallar los elementos adicionales que permiten el correcto funcionamiento de la misma. El conjunto de estos elementos recibe el nombre de sistema de sujeción.

8.8 SISTEMA DE SUJECIÓN

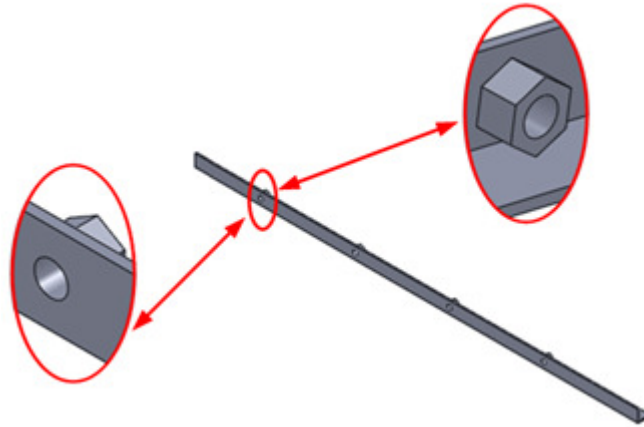
Este sistema está conformado por 4 elementos; el primero es el soporte cuya función es la de brindar un punto de apoyo sobre el cual se pueda aplicar la fuerza necesaria para garantizar el buen trabajo de las prensas laterales; el segundo elemento es la prensa: la función de la prensa es garantizar que el modelo a copiar y la pieza de trabajo no se muevan mientras se realiza el proceso de copiado; en tercer lugar está la prensa frontal y por último está el centro, una pieza encargada de ubicar y sujetar la hélice en su punto medio, además, permite mantener un punto de referencia para cuando se gira la pieza a copiar. A continuación se detallara cada uno de estos elementos.

8.8.1 Soporte

Esta construido con perfil en ángulo de 1" de lado y una longitud de 75 cm al cual se le realizaron 4 taladrados separados 17 cm entre ellos y de uno de los extremos; estas perforaciones son de 3/8". Después a cada uno de los orificios se le soldó una tuerca que permite el avance de un tornillo y genera

el avance, retroceso y apriete de la prensa. Se construyeron 4 soportes; dos para cada pieza a sujetar. Una visión más detallada de este elemento se observa en la figura 58

Figura 58. Detalle de los soportes



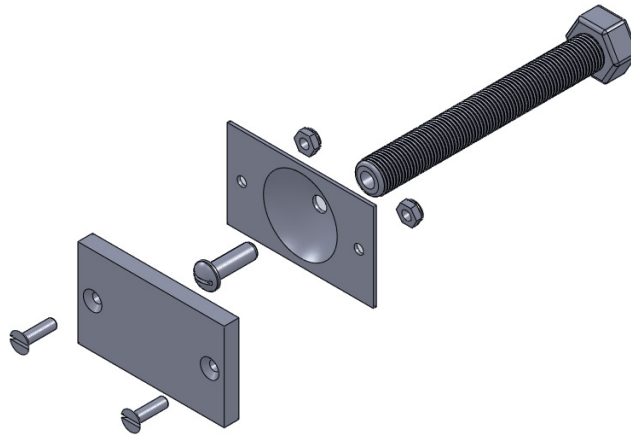
Fuente: autores

8.8.2 Prensa lateral

El diseño de esta prensa es similar a las utilizadas en los taladros de banco; con una parte fija y la otra móvil que avanza mediante un tornillo de potencia que hace presión sobre la pieza. Aquí se aplicó el mismo principio pero a una escala menor; la parte fija es el soporte, la parte móvil es un tornillo al que se le taladró la punta y se le realizó un roscado interno; este roscado alberga un tornillo de 3/16" que le permite a una chapa semiesférica moverse con libertad para adaptarse a las variaciones del sólido a prensar.

Esta chapa está unida en dos puntos mediante tornillos a una platina de 5x3 cm, que representa la superficie plana que hace el contacto con las piezas de trabajo. Se puede observar mejor su conformación en la siguiente imagen.

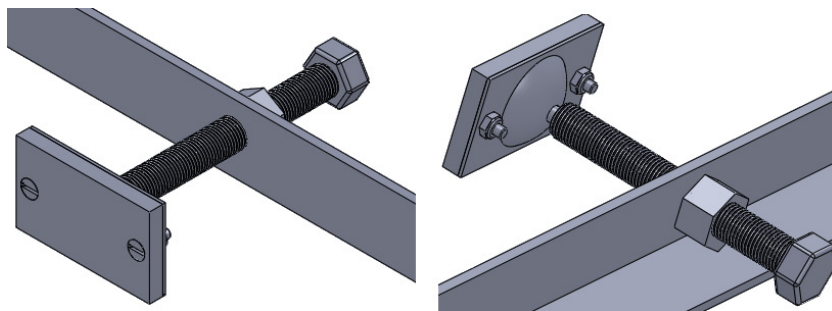
Figura 59. Detalle de la prensa lateral



Fuente: autores

En la figura 60 se observa el montaje de la prensa sobre el soporte

Figura 60. Ensamble de las prensas laterales



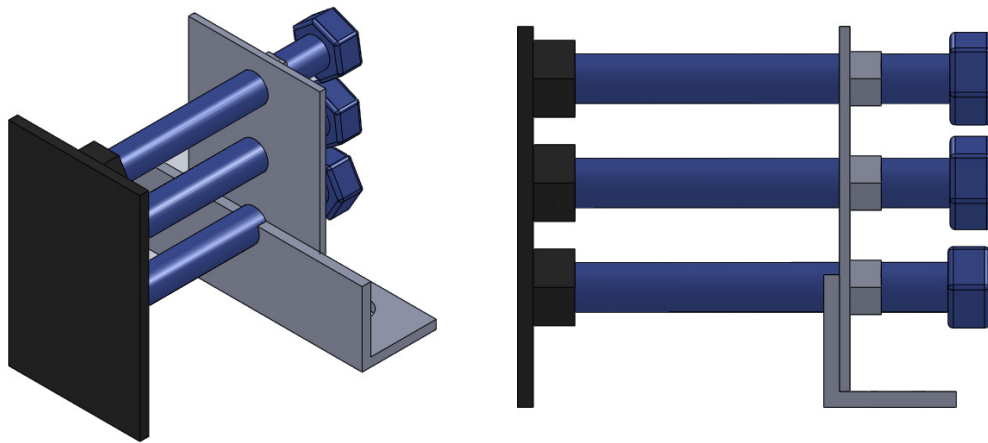
Fuente: autores

8.8.3 Prensa frontal

Las prensas frontales realizan un trabajo complementario al de las laterales y el centro; se ubican en el extremo tanto, la pieza a copiar como la probeta de madera, su tarea es la de ejercer una fuerza axial sobre las piezas mencionadas evitando un posible movimiento durante la etapa de copiado y

permitiendo liberar la mitad de la hélice de cualquier medio de fijación que incomode el paso del seguidor y la herramienta de corte, está conformada por una lamina a la cual se han adherido previamente 3 tuercas de 3/8" con orificios pasantes a través de los cuales avanzan tornillos del mismo diámetro que empujan una segunda lamina en tres puntos diferentes, ésta segunda lamina es la que entra en contacto con la pieza a prensar, la figura 61 muestra una de las prensas

Figura 61. Detalle prensa frontal

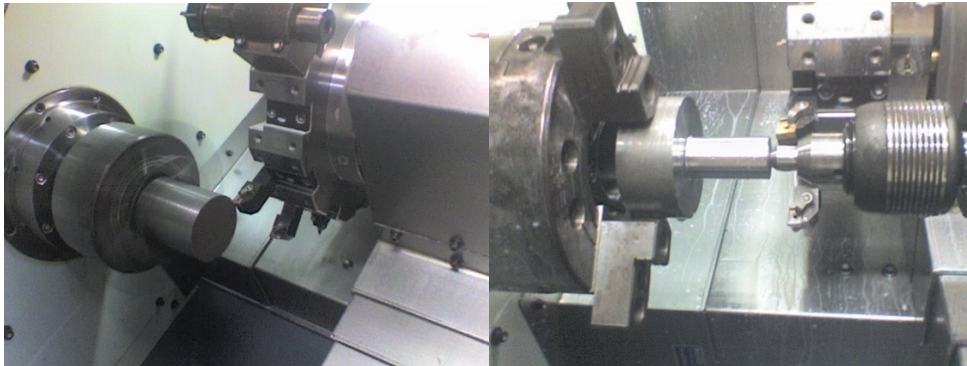


Fuente: autores

8.8.4 Centro

El último elemento a describir es el centro, para obtener este elemento se partió de un tramo circular de acero cold roll de 3" de diámetro y 7 cm de longitud el cual fue maquinado en el torno CNC del laboratorio de FMS de la escuela de Ingeniería Mecánica (figura 62)

Figura 62. Mecanizado del centro



Fuente: autores

Para lo cual se alcanzó las siguientes dimensiones:

Una base de 1 cm de espesor y 3" pulgadas de diámetro

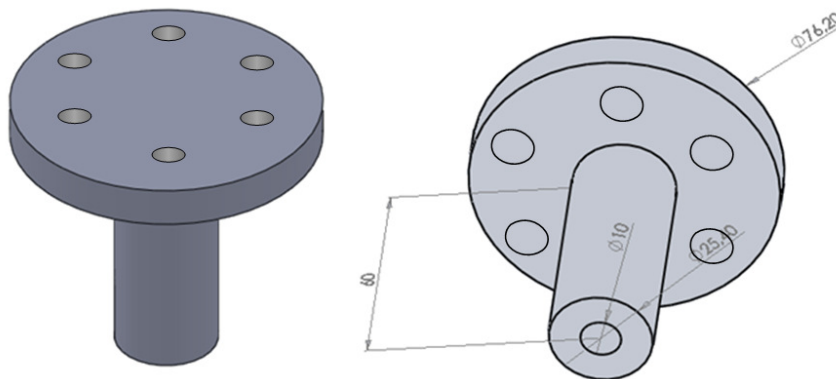
Un tramo de 6 cm de longitud y 1" de diámetro concéntrico a la base

Un taladrado de 10 mm de diámetro y 2" de profundidad, al cual se le realizo un roscado interior para tornillo de 3/8"

Seis taladrados de 15/64" para agregar seis tornillos de 6 mm

El detalle de la construcción de este elemento se ve en la figura 63.

Figura 63. Detalles del centro

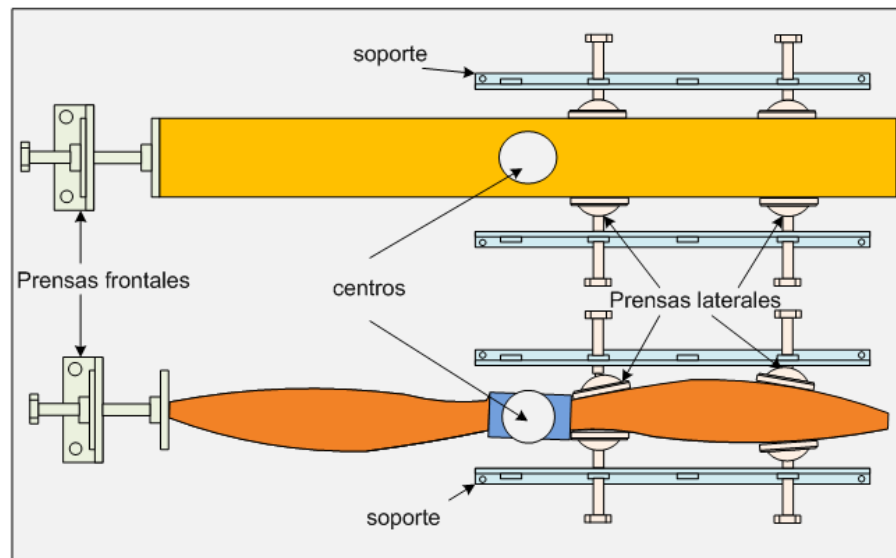


Fuente: autores

La longitud del tubo circular de 6 cm se logra al tomar la medida promedio del cubo de las hélices menos 2 cm, garantizando que siempre quedara más corto que el centro de la madera, forzando al tornillo a halar el centro hacia abajo presionando la pieza contra la base de madera. Los seis tornillos adicionales son para eliminar alguna posibilidad de giro de la pieza a copiar.

En el montaje definitivo, la distribución de los diferentes elementos de sujeción sería el mostrado en la figura 64.

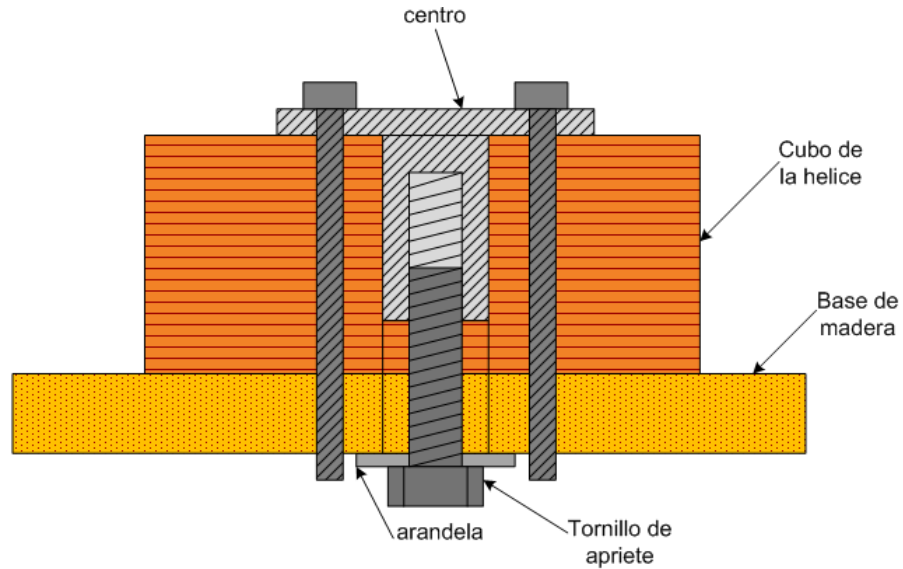
Figura 64. Distribución de espacios para el montaje



Fuente: autores

La función del centro se ve específica en la siguiente figura

Figura 65. Montaje del centro



Fuente: autores

Por otra parte la placa superior tomó forma circular para acoplarse con los centros de las diferentes hélices que ofrece el mercado; las perforaciones que posee son para fijar mejor la hélice si el cubo de la hélice posee perforaciones similares, que aparecen para sujetar este elemento al paramotor.

9. CONSTRUCCIÓN DE UNA PROBETA DE MADERA

Para obtener una nueva hélice a partir de un modelo existente, se debe como primera medida, tener un bloque de madera sobre el cual se tallara la nueva; este bloque no puede ser un corte macizo, debe lograrse a través de la unión de varias láminas de madera pegadas y prensadas, hasta alcanzar el bloque deseado.

9.1. CORTE Y CEPILLADO DE MADERA

En el mercado local se consigue la madera a trabajar que puede ser cedro o caoba en nuestro caso, la cual se vende en bloques de diversas dimensiones y se compra la longitud que se necesite, de este bloque primario se obtendrán láminas de un máximo de 2 cm de espesor utilizando para tal fin una sierra industrial y posteriormente realizándoles la operación de cepillado como se puede observar en la figura 66.

Figura 66. Procesos de corte y cepillado de madera



Fuente: Autores

Se debe tener cuidado al momento de cortar la madera porque esta tiende a flectarse perdiendo así su perfil lineal.

Por otro lado es necesario realizar este corte para garantizar que las características físicas de la madera sean homogéneas en toda su extensión, si se trabajase un bloque directamente se encontraría, que en su centro, la densidad es mayor en comparación con las superficies expuestas al ambiente; esta característica hace que el balanceo de la hélice, una vez copiada, sería imprecisa, al tener mayor concentración de su peso en los espacios de un espesor mayor.

Un bloque de madera conserva mucha humedad en su centro, que no se evapora con un secado simple, por el contrario habría que aplicar técnicas más avanzadas para conseguir este resultado o si se maquina la hélice estando húmeda, se doblara al momento de secarse después del corte y se habrá perdido el material, la hélice y el tiempo invertido. Además el bloque puede tener en su interior que es lo más probable, vetas discontinuas, defectos en la madera, nudos y rajaduras. Todos estos inconvenientes se eliminan al laminar el bloque de trabajo.

9.2 SECADO DE MADERA

Una vez cortada la madera hay que secarla; el mejor método es exponiéndola al sol pero es más lento y delicado ya que existe la posibilidad que la madera se agriete al expandirse en todas direcciones e intentar separar sus fibras. La madera seca tiende a lucir más clara que cuando esta húmeda, además su peso es menor. Una visión de esta fase del proceso se observa en la figura 67.

Figura 67. Secado de madera al ambiente



Fuente: Autores

Teniendo ya la madera en laminas del tamaño deseado y totalmente secas, lo siguiente a realizar es el pegado; para esta fase se debe utilizar un tipo de adhesivo aprobado para la aviación y que cumpla las especificaciones oficiales para tales usos, ya sea resinas naturales o sintéticas; es recomendable una buena cola resistente al agua.

9.3 LIJADO DE MADERA

Antes de proceder a aplicar el adhesivo hay que garantizar que las superficies a pegar estén perfectamente pulidas para lograr un contacto permanente entre las caras de las láminas a pegar.

El pulido se puede realizar manualmente hasta lograr una superficie homogénea; si la madera presenta imperfecciones muy marcadas se puede complementar la labor con el uso de una pulidora, lo cual implica una pérdida de material que hay que considerar al momento de pegar en cuanto a la altura mínima requerida por el bloque.

Si se realiza este procedimiento de forma manual se debe usar lija muy fina para remover la menor cantidad de material pero garantizando que la superficie adquiera las características deseadas, como se observa en la figura 68.

Figura 68. Lijado de madera



Fuente: Autores

9.4 PEGADO DE MADERA

La capa de adhesivo que se suministrará a las superficies debe ser generosa, tendiente a no dejar espacios sin este; el exceso se retirará, al momento del prensado. La mejor forma de aplicar el adhesivo es con una brocha o una paleta a fin de suministrar la cantidad necesaria, como se indica en la siguiente imagen.

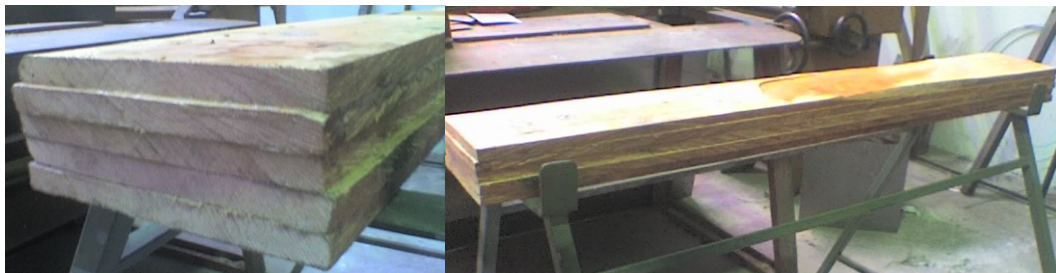
Figura 69. Aplicación de adhesivo



Fuente: Autores

Las superficies se alinean en la posición requerida y el conjunto de láminas adheridas debe prensarse para hacer más compacta la probeta, mejorar el nivel de adhesión y como ya se comentó, generar un flujo de adhesivo desde los puntos con mayor concentración hacia las orillas, para facilitar el retiro de los excesos. Generalmente un prensado de 24 horas es suficiente para alcanzar un óptimo resultado; esto variará según el tipo de adhesivo y el nivel de presión suministrados. El resultado se detalla en la figura 70

Figura 70. Madera prensada.



Fuente: Autores

Se recomienda que este nuevo bloque se lleve a cepillar para dejar sus medidas lo más cercanas a las dimensiones del modelo a copiar, esto evitara el tallado de mucho material, ahorrando tiempo, trabajo y energía. Las condiciones adecuadas de la probeta se observan en la figura 71.

Figura 71. Bloque de madera preparado



Fuente: www.ojovolador.com/newsletters

10. PRUEBA

La prueba que se documentara a continuación permitirá establecer el comportamiento de la maquina, hacer una inspección visual comparando el original con la copia, identificar los puntos incorrectos del diseño para mejorarlos en una prueba posterior.

10.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DE COPIADO

10.1.1 Preparación de la Probeta

Para este momento la probeta esta armada con 5 laminas de madera de 2 cm de ancho pegadas y prensadas, aparte se deben cepillar las 4 caras principales para garantizar superficies totalmente planas. Ver figura 72.

Figura 72. Bloque de madera preparado para el copiado



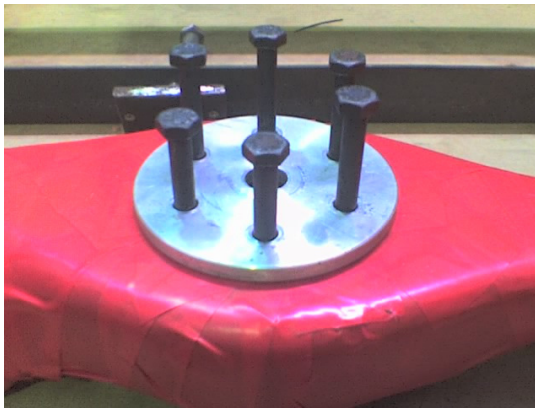
Fuente: autores

En el centro de la probeta se debe hacer un taladrado de 1" de diámetro sobre el cual se determinara toda la alineación.

10.1.2. Preparación del modelo original

El modelo a copiar es una hélice de 90 cm de largo, que se sujeta en su centro por seis tornillos de 6 mm de diámetro y 4" de longitud los cuales se fijan sobre una platina circular que evita realizar el apriete sobre la fibra directamente y permiten así una correcta alineación. Ver figura 73.

Figura 73. Amarre de la hélice a copiar



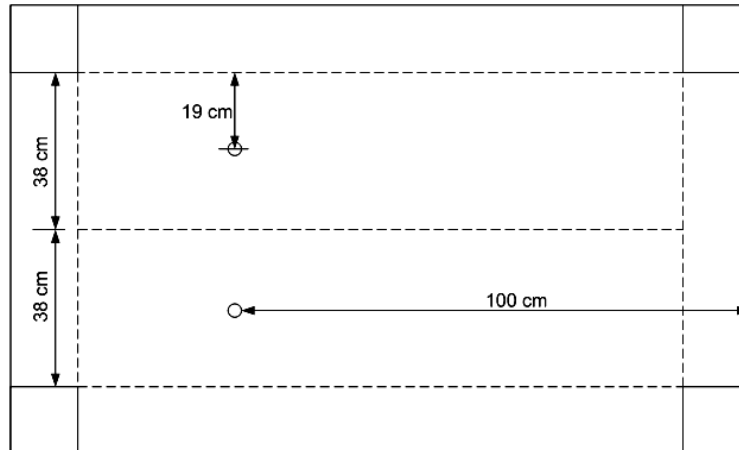
Fuente: autores

En este caso por precaución se ha forrado la hélice con contac para evitar realizarle algún daño al apoyar el seguidor sobre su superficie, hay que mencionar que esta hélice es importada de Miami con un costo de 350 dólares (más gastos de envío), por lo se deben tomar todas las medidas necesarias para conservarla en perfecto estado.

10.1.3. Preparación de la maquina

Para montar la pieza de trabajo y el modelo original se debe determinar el punto de enganche de los centros. La mesa se dividió en dos zonas de trabajo, una para cada elemento; la distribución fue la mostrada en la figura 74.

Figura 74. Ubicación de centro de amarre



Fuente: autores

Esta distribución permite simetría en la mesa y una simplificación en la alineación de las piezas.

Después de ubicado el punto de enganche y hecho los orificios, se montan los soportes, 2 para cada pieza. Los soportes se atornillan a la base en dos puntos, en los extremos.

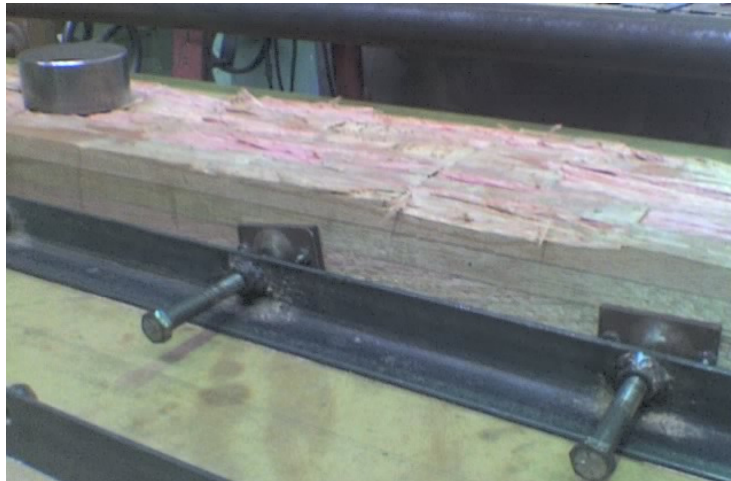
10.1.2 Sujeción de las piezas

El primer elemento a sujetar es la hélice, se ubicó el centro de ésta concéntrico con el punto de enganche, se procedió a prensarla en tres puntos, en el centro y en los dos extremos.

Los extremos se sujetaron con dos prensas cada uno y utilizando bloques de espuma especial conocida como “oasis” con que se ajusta al perfil de la hélice, generando superficies planas para las prensas

Para el bloque también se implemento el mismo sistema con la diferencia que este ya poseía las superficies planas y no se necesitó bloques de apoyo. Como se observa en la figura 75.

Figura 75. Amarre de la probeta de madera



Fuente: autores

10.2 PROCESO DE COPIADO

Una vez prensadas las piezas se procede a trabajar; se enciende la ruteadora y se lleva el carrito de copiado hasta la superficie de la madera a trabajar, sujetando el seguidor y rosando el contorno de la hélice, hay que tener en cuenta que se debe hacer una a una las líneas de corte, deteniendo el carro en una posición y haciendo el desplazamiento transversal, repitiendo este proceso cuantas veces sea necesario para cubrir el total del área a copiar. El proceso se describe en la figura 76.

Figura 76. Secuencia del proceso de corte de la ruteadora



Fuente: autores

10.2.1 Resultados de la etapa de copiado

La elaboración de esta primera copia tomo alrededor de 8 horas y el resultado se observa a continuación

Figura 77. Resultados del proceso de copiado



Fuente: autores

Las condiciones de la hélice copiada son adecuadas a simple vista, pero se debe hacer un proceso de pulido para retirar cualquier imperfección que se pueda haber generado.

10.3 DESCRIPCION DE LA PRUEBA DE EMPUJE

10.3.1 Preparación del Banco

Para hacer la prueba de empuje se requiere preparar el banco previamente aplicando el siguiente protocolo

- 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 a presentar.

10.3.2 Medición del empuje de la hélice original

Una vez se corrobora el correcto funcionamiento del banco se monta la primera hélice, el modelo a copiar para determinar el valor máximo al cual trabaja. Montaje en la figura 78.

Figura 78. Montaje de la hélice a copiar en el banco de pruebas



Fuente: Autores

La medida obtenida del display para el empuje de la hélice original a aproximadamente 5500 rpm fue de 52.3 (figura 79) y aplicando la ecuación adecuada, la fuerza de empuje es de 35.08 kg-f. los resultados se observan en la figura 79

Figura 79. Medida de empuje de la hélice 1

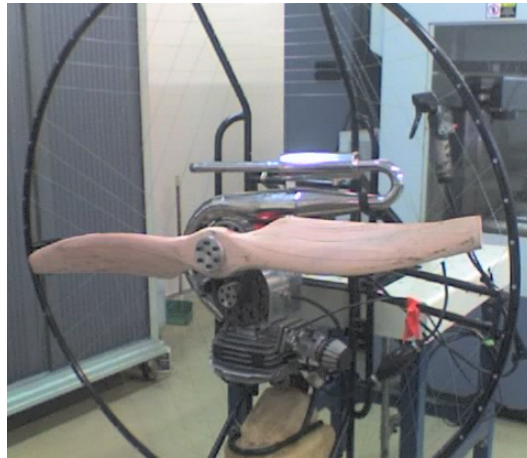


Fuente: Autores

10.3.3 Medición del empuje de la hélice copiada

Después se monta la hélice copiada y se mide el empuje de esta. El montaje se ve en la figura 80.

Figura 80. Montaje de la hélice copiada en el banco de pruebas



Fuente: autores

Las medición obtenida de esta hélice tomando como velocidad de comparación aproximadamente 5500 rpm fue de 47.5 (figura 81) y haciendo la debida conversión encontramos que el valor es de 31.87 kg-f. los resultados se muestran en la figura 81.

Figura 81. Medida de empuje de la hélice 2



Fuente: Autores

10.3.4. Análisis de los resultados

Tabla 13. Resultados

Hélice	Display	Fuerza de empuje (kg-f)
Hélice 1	52.3	35.08
Hélice 2	47.5	31.87

Se estudiaron los resultados y en un análisis más detallado se pudo establecer que la hélice copiada alcanza un 90.85 % del empuje de la original, lo que muestra que las condiciones de ambas hélices son bastante cercanas. El 10% de pérdida de empuje se debe a las pequeñas variaciones que presenta el perfil copiado respecto a la original incluidos en la fase de pulido de la hélice, esta fase es netamente manual e inserta al proyecto el error del factor humano, que se verá reducido a medida que el operario vaya obteniendo mayor experiencia en esta fase; para corregir este posible defecto a corto plazo se recomienda generar plantillas del perfil de la hélice original que sirven de guía para la correcta configuración geométrica del perfil de la hélice copiada.

11. CONCLUSIONES

Se logro el diseño de la maquina copiadora de hélices cumpliendo con las dimensiones y fuerzas establecidas y explicadas en este documento con total satisfacción.

El uso adecuado de las herramientas técnicas que posee la Escuela para el diseño de sistemas mecánicos hace mas practico el realizar esta serie de proyectos; los software a disposición como Solid Works, ANSYS y Mastercam permiten modelar y analizar diseños más sofisticados y gracias a las maquinas del laboratorio de FMS se pueden extraer del medio magnético y convertirlos en objetos reales de completa aplicación.

Se construyo la maquina copiadora de hélices aplicando los parámetros establecidos en la fase de diseño y realizando algunas mejoras durante este proceso que se documentaron como selección o adecuación, pudiendo complementar la teoría recibida en el transcurso de la carrera.

La maquina copiadora de hélices en madera logra generar versiones idénticas a las originales respecto a sus características físicas, utilizando madera de cedro como material para las probetas usadas.

Se pudo corroborar que las copias realizadas en la maquina entregaron valores de empuje o propulsión bastante cercanos a los valores proporcionados por las versiones originales, lo que demuestra que son totalmente aplicables al ámbito para el cual fueron diseñadas y corroborando el correcto funcionamiento de la maquina dentro de los parámetros que limitaron este diseño.

La realización de esta clase de proyectos resaltan y refuerzan las ideas consignadas en la misión de la Universidad Industrial de Santander de formar personas con grandes calidades éticas, políticas y profesionales, incentivando en los estudiantes la necesidad de dar soluciones adecuadas a los problemas que se presentan en nuestra región y dejando en alto el nombre de nuestra alma mater.

12. RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

Para la realización de la fase de copiado es recomendable que la probeta sobre la cual se tallará la copia tenga las dimensiones lo más cercanas posibles a las del modelo original para reducir el tiempo de operación y eliminar la etapa de desbaste grueso que se debe realizar de no tenerse en cuenta esta opción.

Tener cuidado con la alineación tanto del modelo original como el bloque sobre el cual se tallara la copia al momento de iniciar el proceso y aún más al momento de darle la vuelta a la hélice copiada tomando puntos de referencia, haciendo contacto en ambos cuerpos y verificando que toque en los mismos puntos tanto a los costados como con la altura.

Se recomienda hacer la operación de tallado con diferentes diámetros de escariador y su respectivo seguidor, empezando del mayor al menor para ir haciendo cada vez más pequeñas las marcas dejadas por la herramientas de corte y ahorrar tiempo en la fase de lijado posterior a esta.

Se recomienda la construcción de un banco para el balanceo dinámico de hélices que complemente la labor realizada en este proyecto.

Se recomienda que el operario preste especial atención a la fase de pulido de la hélice copiada para garantizar que se consiga el perfil exacto.

La relación de costos de una hélice importada con respecto a las obtenidas por copia en nuestra maquina nos muestra que alcanzamos un ahorro de hasta el 90%. Los valores a analizar son:

- El valor de la hélice importada para la cual vamos hacer la comparación es de US\$ 210 más gastos de envío, el valor total puede ser: US\$ 300 (\$ 600.000)
- El costo de una hélice copiada en la maquina es aproximadamente de \$60.000 entre los cuales se ha tenido en cuenta el costo de la madera, el adhesivo, el costo de energía eléctrica de la maquina, el acabado y los costos de mano de obra.

El valor total de la maquina copiadora de hélices construida para este proyecto, sin incluir los costos del diseñador, es de \$2'000.000 y el valor comercial de la misma máquina según Wood Carver Machine, un constructor de este ramo, es de US\$ 7.295, aproximadamente \$14'600.000 más gastos de envío, lo que deja ver una considerable ganancia para posibles compradores de este proyecto si se suma también el ahorro por cada hélice copiada.

La selección de la madera es de vital importancia para la obtención de buenas copias, encontrando en la zona facilidad de encontrar madera de cedro o caoba para este trabajo pero teniendo cuidado al momento de preparar la probeta de no incluir laminas con algún tipo de imperfección que pueda comprometer la integridad de la hélice copiada.

BIBLIOGRAFÍA

NORTON, Robert L. Diseño de maquinas. México DF. Prentice Hall – Pearson editores. 1999.

SHIGLEY Joseph E. Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw Hill-1989

PINZON DURAN, Ronal. “Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para Motores de Ultralivianos”. Tesis (Pregrado) # M 18194. Biblioteca UIS.

BLANPAIN, Eduardo. “Teoría y práctica de las herramientas de corte “. España: Barcelona, 1982.

EXPERIMENTAL Aricraft Association, Argentina. Hélices: diseño y construcción. Pdf. Manual

MASTERCAM. Versión 9 Mill design tutorial. 2002 CNC software.

VEGA M., AGUILER A., MÉAUSOONE P.J. Esfuerzos de corte y rugosidad superficial en el fresado de pino radiata y su relación con emisión acústica, Maderas. Pdf. Ciencia y tecnología 9(2): 161-169, 2007

MINISTERIO DE COMERCIO, INDUSTRIA Y TURISMO. “Turismo: boletín, Diciembre 2008”. Portable Document Format. Disponible desde <http://www.mincomercio.gov.co/econtent/documentos/turismo/Boletin/OEE-Diciembre2008.pdf>.

BASE Aérea Lackland. Diccionario de términos técnicos y militares, Ingles-Español. Pdf, Texas, 2001.

HERBERT Beaujon. Diseño de ultraligeros. Pdf, fuente: www.taringa.net - Post Aeronautico.mht

SAEZ Guillermo Alberto. Manual del parapentista. Pdf, fuente: http://www.tutiempo.net/silvia_larocca/

SCHUBERT, Alvin. *“How I make Wood propellers”*. [citado: Agosto 7 de 1984]. PDF. Disponible desde: http://www.flyingflea.org/docs/how_i_make_wood_propellers%203.htm

CURCIO DIAZ, Erick “Sistema Motriz de un Paramotor, Diseño y Construcción de un Prototipo”. Tesis (pregrado) # M14738. Biblioteca UIS

RECIO, Carlos Manuel. “Industria de la Madera en Colombia”. Bogotá, octubre de 1992

FRANCISCO Jiménez De Mendoza. Balance dinámico conjunto hélice/motor sb-003-07, artículo. 21/10/2007, fuente: <http://ultralivianos.info>

ANEXOS

Anexo 1. EL TURISMO EN SANTANDER

En un artículo del periódico local vanguardia liberal se resaltaron los siguientes datos:

En los últimos dos años, Santander pasó de tener microempresas turísticas como prestadoras de servicios, hostales y restaurantes a mega inversiones a más de 15 años. Una de estas es el Teleférico del Cañón del Chicamocha. Una obra que tuvo un costo superior a los \$34.000 millones y que entró a complementar los atractivos del Parque Nacional del Chicamocha, Panachi, al cual se le inyectaron \$30.000 millones hace dos años. Un grupo de empresarios santandereanos ratificó su compromiso de invertir cerca de US\$10 millones en el hotel que quedará junto al Parque y que dispondrá de 300 habitaciones para que los turistas se queden en Panachi y aprovechen su estadía para conocer más a Santander.

Figura 1. Parque Nacional del Chicamocha



Fuente: <http://simacota-santander.gov.co>

De hecho, de acuerdo con cifras del Ministerio de Comercio, Industria y Turismo, el año pasado se registró un crecimiento de 40% en el número de viajeros extranjeros que llegaron al departamento. La región pasó de recibir

17.564 turistas extranjeros en 2007 a 24.673 en 2008, buena parte de ellos motivados por la nueva oferta turística. Al tiempo que tuvo un incremento de 15% en cuanto al paso de vehículos por peajes que alcanzó la cifra de 5'879.000 el año pasado, frente a 5'100.000 de 2007.

Por otra parte, el Ministerio resaltó el crecimiento en materia de infraestructura hotelera en los últimos dos años, tiempo en el cual se construyeron siete nuevos hoteles en Santander.

Para expertos del sector como Luis Gustavo Álvarez Rueda, Santander está viviendo hoy en día una tercera etapa del sector turístico que empezará a jalonar un desarrollo y más inversiones paralelas al impacto que tendrá la actividad del Parque Nacional del Chicamocha y del Teleférico.

Figura 2. Cañón del Chicamocha



Fuente: <http://colombia-en-fotos.blogspot.com/2008/03/caon-chicamocha-santander-colombia.html>

“Una primera etapa del turismo en Santander fue vegetativa, donde esta actividad se realizaba de manera espontánea y donde los atractivos eran el parque El Gallineral y la cultura de la provincia de Vélez ó Comunera. Sin embargo, a raíz del turismo de aventura se empezó a dar una dinámica programada que lleva 12 años, aproximadamente, desde cuando trajimos el

rafting al río Fonce en San Gil, con asesoría de Costa Rica”, explicó.

Según Álvarez Rueda, todo esto ha traído un auge de creación de microempresas, unas dedicadas al rafting, otras a nuevas formas de turismo de aventura y un buen número que soportan la actividad turística. Para el experto, en la medida en que esa segunda etapa del turismo en la región tuvo un desarrollo sumando al rafting, la espeleología y el parapentismo, “abrió los ojos a los inversionistas y a la gente sobre los recursos naturales, históricos y culturales que son las fortalezas que tiene Santander en materia turística”.

Ahora lo que se viene, explica, es una época para planificar el desarrollo turístico en zonas como el Chicamocha y la Mesa de Los Santos, de manera que no se dañe el recurso y se mantenga la calidad del producto.

De acuerdo con las últimas cifras del Producto Interno Bruto regional, el sector servicios representa el 27,4% del PIB en Santander. Se trata del sector más importante de la economía departamental, por encima del comercio, la industria e incluso el agro. En total son \$4,2 billones que genera el sector, dentro de los cuales la hotelería representa el 3,9%. Sin embargo, si se tienen en cuenta las proyecciones del Ministerio de Comercio, Industria y Turismo, su tamaño podría doblarse en los próximos años en la medida en que más turistas visiten la región atraídos por el complejo turístico del Cañón del Chicamocha.

DEPORTES EXTREMOS EN SANTANDER

Santander puede ser considerada como el centro de DEPORTES EXTREMOS Y DEL TURISMO DE AVENTURA.

Desde el majestuoso paisaje del cañón del río Chicamocha hasta el apacible Parque El Gallineral, la tierra santandereana ofrece imponentes escenarios

naturales que la han convertido en destino predilecto de los amantes de los deportes extremos y el ecoturismo.

La aventura es real: parapente, kayak, rafting, bungee jumping, rappel y espeleología figuran en el menú. Sus hermosos pueblos coloniales, biodiversidad, artesanía y agricultura también invitan a quienes quieran conocer su historia y cultura o, simplemente, descansar. San Gil, Socorro, Barichara y Bucaramanga, la capital del departamento, son todas buenas opciones de alojamiento.

Figura 3. Deportes extremos



Fuente: www.reservaocio.com.co/buscar.asp?dpto=Santander

Bucaramanga se inclina sobre una terraza en la Cordillera Oriental de los Andes. Es una ciudad industrial, universitaria y comercial de clima templado, con una infraestructura hotelera que permite explorar este territorio de mitos y conquistadores.

La ciudad presenta como especial atractivo los deportes aéreos en la mesa de Ruitoque, donde se congregan expertos y aficionados a practicar lo que para ellos no es un deporte sino una pasión, actividades como parapentismo, paramotorismo y aeromodelismo muestra por que las laderas de esta

montaña vecina a la meseta bumanguesa es el punto adecuado para practicar estas disciplinas deportivas.

Figura 4. Deportes aéreos



Fuente: <http://grupos.emagister.com/imagen/aeromodelismo>

San Gil y sus alrededores son la base ideal para quienes vienen por el deporte y al sur de San Gil, está el parque El Gallineral, un lugar con múltiples opciones para pasear.

Existe la posibilidad de practicar deportes extremos, acampando en sitios como Pescaderito en Curití, el hoyo del aire en La Paz, la laguna Ortices de San Andrés y el salto del Ahogado en Zapatoca. El canotaje se practica en el río Fonce y el torrentismo, en el Salto del Mico, una cascada de 45 metros.

A sólo 10 kilómetros de San Gil, la aventura lleva a la Cueva del Indio, una de las mayores atracciones de este departamento. Sus terrenos suponen un desafío, ya que para ingresar en ella es necesario deslizarse por un cable de unos ochenta metros, sobre la cumbre de un precipicio y arriesgarse a ingresar en lo profundo de sus cámaras.

Para quienes quieren volar en parapente o paramotor, hay sitios como la Tumba del Alemán en pleno cañón del Chicamocha, la Mesa de Ruitoque, la Mesa de Los Santos y Curití.

PARAMOTORISMO EN SANTANDER

El **paramotor** es considerado una adaptación del parapente. Los parapentes para volar necesitan una velocidad de viento que superan los 20 km/h dependiendo del tipo de vela, esta velocidad se consigue gracias al viento que sube por las laderas de las montañas o al viento que se genera al correr por una pendiente. En el paramotor esa velocidad de viento se genera gracias al empuje que proporciona el motor que llevan a la espalda en el momento que se supera la velocidad necesaria la vela despega. Mientras que en el parapente se requiere de cierta altura para poder volar, con el paramotor se puede despegar prácticamente desde cualquier lugar llano.

Existen varios tipos de motores para el paramotor, yendo desde pequeños motores para personas de poco peso (55 kg aproximadamente) a motores muy poderosos para realizar vuelos biplaza (piloto y acompañante, de unos 120 a 150 kg aprox.). Los más usados hasta ahora son motores de 2 tiempos, pero ya empiezan a equiparse motores de 4 tiempos e incluso hay desarrollos hacia un paramotor eléctrico.

Figura 5. Paramotores



Fuente: www.ojovolador.com

La mayoría de los motores son de origen europeo y las marcas dedicadas a este deporte los instalan en chasis con variaciones en el tipo de hélice y el tipo de anclaje del arnés. También es posible adaptar motores de karting obteniéndose muy buenos resultados.

El parapente utilizado puede ser el mismo que se utiliza para vuelo libre (sin motor) aunque cada vez las fábricas apuntan a velas especiales para el vuelo motorizado, con mayores refuerzos e incluso con características diferentes, como es el caso de los parapentes con perfiles 'Reflex'. La vela generalmente es de origen europeo, israelí o brasileño; muchas marcas realizan la producción en Asia.

Uno de los elementos indispensables para un buen vuelo en paramotor es una buena elección de hélice ya que de utilizarse una hélice mal seleccionada las condiciones no serán las mismas y más aun es posible no poder conseguir la mínima sustentación para el despegue. Por otra parte hay que mencionar que la hélice es el punto crítico de los paramotores debido a la gran velocidad que estas consiguen es posible generar daños en su perfil con tan solo el impacto de una partícula de tamaño reducido como las que son atraídas al cortar el aire.

HÉLICES

La hélice es un dispositivo formado por un conjunto de elementos denominados palas o álabes, los cuales están montados de forma concéntrica alrededor de un eje, girando en un mismo plano.

Figura 6. Hélice



Fuente: www.aeromodelismoafull.com.ar

Su función es transmitir a través de las palas su propia energía cinética (que adquiere al girar) a un fluido, creando una fuerza de empuje, o viceversa, y referente al aprovechamiento de la energía eólica, se toma la energía cinética de un fluido para transmitirla mediante su eje de giro a otro dispositivo.

MADERAS PARA HÉLICES

En hélices el factor predominante es la calidad de los materiales para garantizar una larga vida a la parte más expuesta de un paramotor. Por eso, se utilizan maderas semiduras que, por su resistencia, son especialmente adecuadas para propulsar durante mucho tiempo, en condiciones normales. Cada hélice está fabricada con maderas semiduras de alta resistencia, para

posteriormente pasar por un minucioso proceso de lijado, equilibrado, pulido y lacado final de las piezas. El resultado final es una hélice de calidad, probada en bancos de pruebas antes de enviarse a su dueño.

Características físicas de la madera (dureza)

Es una característica que depende de la cohesión de las fibras y de su estructura.

Se manifiesta en la dificultad que pone la madera de ser penetrada por otros cuerpos (clavos, tornillos, etc.) o a ser trabajada (cepillo, sierra, gubia, formón).

La dureza depende de la especie, de la zona del tronco, de la edad. En general suele coincidir que las más duras son las más pesadas.

El duramen es más duro que la albura. Las maderas verdes son más blandas que las secas. Las maderas fibrosas son más duras. Las maderas más ricas en vasos son más blandas. Las maderas más duras se pulen mejor.

- Muy duras: Ébano, boj, encina.
- Duras: Cerezo, arce, roble, tejo...
- Semiduras: Haya, nogal, castaño, peral, acacia, caoba, cedro, fresno, teka.
- Blandas: Abeto, abedul, aliso, pino, okume.

MADERAS PARA HÉLICES EN COLOMBIA

El profesor Alfred Kotschwar decano de la facultad de ingeniería forestal de la universidad distrital de Caldas elaboro para el banco de la república el mapa de recursos forestales, en tal estudio aparece la lista de especies

nativas maderables del país. La región andina a la cual pertenece Santander presenta las siguientes especies:

-Nogal

-mirto

-Alisos

-ciruelo

-cerezos

-pino criollo

-mirto

-Cedro

En cuanto a maderas semiduras solo tiene producción de Cedro y Nogal en el resto del país encontramos además del cedro y el nogal, caoba y fresno

Anexo 2. BALANCE DINÁMICO CONJUNTO HÉLICE/MOTOR

Razón

Reportes de operadores y experiencias de taller indican que varias aeronaves equipadas con motores ROTAX experimentan niveles de vibración más altos que los normales a velocidades del motor entre 3600 y 4800 RPM.

Algunas posibles causas pueden ser:

- Modificaciones realizadas en el motor.
- Daño o deterioro en la bancada del motor.
- Daño o deterioro en los lord mount.
- Balance de la hélice fuera de tolerancia.
- Momento de inercia de la hélice fuera de tolerancia.
- Sistema de escape dañado.
- falta de sincronización de carburadores.
- Contacto de la hélice con el piso.
- Fricción de la caja reductora fuera de tolerancia.

ACCION

Para evitar niveles altos de vibración, no debe presentarse resonancia en la estructura del avión o en ningún otro componente que se use para asegurar el motor a la estructura de este. Revise todos los componentes de sujeción del motor como la bancada, los cauchos de sujeción o lord mounts, el sistema de escape y el balance de la hélice.

Realice un balance dinámico de la hélice y asegúrese que esté en tolerancia, si la vibración persiste realice un análisis de vibración para identificar los elementos que están transmitiendo la vibración, corríjalos y asegúrese que los niveles estén en tolerancia.

Como Referencia

Para Balance Dinámico, los niveles de vibración en IPS (inch per second) pueden ser considerados de la siguiente manera:

- 0.00 a 0.10 Muy bueno
- 0.10 a 0.20 Bueno
- 0.20 a 0.40 Promedio
- 0.40 a 0.60 Regular
- 0.60 a 1.00 Malo

Para Análisis de Vibración, ninguna vibración se debe transmitir por encima del rango de los 3 decibeles (dB) de aceleración en un rango de frecuencias que varía entre los 50 y 200 ciclos (Hz).

GENERALIDADES

Se han realizado varios análisis de vibración y se ha encontrado una fuerte vibración en todo el rango de 60 a 80 Hz en la estructura del avión, el cual corresponde a velocidades del motor entre 3600 y 4800 rpm.

Las vibraciones de motor del primer orden dependen generalmente del diseño del motor, rango de potencia, rendimiento, velocidad del cigüeñal y condiciones de combustión entre otras; Las vibraciones de motor de segundo orden dependen de la construcción del motor y se presentan fuertemente en motores de cuatro cilindros, cuatro tiempos.

CUMPLIMIENTO

La implementación de cualquier recomendación hecha en este boletín se deja a discreción del dueño de la aeronave. Sin embargo, en caso de presentarse vibraciones anormales, las recomendaciones y acciones correctivas aquí descritas deberán ser implementadas inmediatamente.

En caso de duda, contacte inmediatamente al fabricante de su aeronave o al taller autorizado.

Nota: En caso de vibraciones anormales, el no cumplimiento de estas instrucciones podría ocasionar el daño del motor o daños personales.

SUGERENCIAS

Las siguientes sugerencias deben ser tenidas en cuenta en caso de experimentar vibraciones anormales como acción correctiva:

- Realice balance dinámico de hélice cuando la instale, cambie o repare.
- Realice la sincronización de carburadores cuando instale su motor y revísela cada 50 hrs.
- Asegúrese que las guayas o controles de aceleración del carburador corren libremente en todo el rango de aceleración y/o desaceleración.
- Revise el torque de fricción del overload clutch o del rango del backlash en las cajas reductoras de los motores 912 y 914 series especialmente en las versiones 912 S/ULS/ULSFR.
- Revise los cauchos soportes de motor cada 100 hrs.

INFORMACION ADICIONAL

En las imágenes se puede apreciar un balanceo dinámico, izquierda superior, el foto tacómetro y la cinta óptica en la pala o elemento de referencia, derecha superior, acelerómetro instalado sobre la caja reductora en un Rotax 914UL, izquierda inferior, Balanceador y analizador de vibraciones

Anexo 3. CUTTING FORCES FOR TENSION WOOD AND NORMAL WOOD OF MAPLE

Iris Vazquez-Cooz ¹ Robert W. Meyer ²

Abstract

This research measured cutting forces for normal and tension wood of hard maple (*Acer saccharum* Marsh.) and red maple (*Acer rubrum* L.). Wood blocks were machined to simulate sawing by using a single bandsaw tooth mounted on a three-axis piezoelectric load cell to evaluate principal, lateral, and normal forces when cutting in the 90-90 direction (edge of sawtooth oriented perpendicular to the grain, cutting in the radial direction). Frozen, green and dry wood was cut to produce data related to primary manufacture of frozen or green logs as well as dry wood used in secondary manufacturing.

Three tooth designs were tested. Sawteeth with larger rake angles required less energy to cut green and dry wood. The tooth with the largest rake angle required the least energy to cut dry and frozen wood, and also performed well when cutting green tension wood and normal wood.

Specific cutting force for frozen wood is nearly as great as for dry wood; specific cutting force is least for green wood; specific cutting force is less for tension wood than for normal wood. The results for tension wood are apparently due to the amount and type of lignin present in the tension wood.

Introduction

Wood machining studies using a single sawtooth help to understand the cutting process and eliminate extraneous factors such as vibration of the cutting tool and saw machine components that obscure variables involved in the cutting action. For cutting force analysis, elimination of these extraneous

factors is desirable when sawtooth parameters, chip thickness, and wood properties are study variables. We simulated cutting in the 90-90 direction-the cutting edge was perpendicular to the direction of motion of the sawtooth and perpendicular to the wood fibers (McKenzie 1961). A cutting machine using a single sawtooth mounted on a three-axis load cell measured cutting forces precisely in the X, Y, and Z directions, so we could compare cutting forces with wood characteristics.

Sawteeth that minimize cutting forces as the edge passes through the wood are needed, so we considered the following parameters: Lee (1995) states that the cutting process tears cells apart and can be controlled to get a smooth surface. Power requirements increase when feed rate, depth of cut, specific gravity increase and moisture content decreases (Stewart 1980). Side clearance affects cutting power (Koch 1964, McKenzie 1997). Sawteeth sever wood cells across the grain; when cells are not cut cleanly, surface defects are produced. Low rake angles deform wood in compression perpendicular to the grain (Hoadley 1981), which results in severely bent-over fiber ends and splits into the end-grain surface. Fuzzy grain is associated with cutting green tension wood (Panshin and de Zeeuw 1980, Stewart 1980), with greater power consumption and dulling of the cutting edge (Koch 1985). Experiments reported here provide new insight for machining tension wood. Forces were measured in three directions while cutting green and dry tension and normal wood of red and sugar maple at two chip thicknesses. We also extended previous work by measuring cutting forces in frozen normal wood.

Materials and Methods

Three leaning trees containing tension wood and one vertical tree containing normal wood of red maple (*Acer rubrum* L.) and a like number of sugar maple (*Acer saccharum* Marsh.) trees were selected for study. All trees grew in central New York.

Specimen preparation. Two matched blocks were cut from each tree, one for testing green and one for testing dry. An additional block for testing frozen wood was cut from each normal wood tree. Matched 25 mm³ blocks were cut to estimate specific gravity (SG) and wood moisture content (MC). SG for green sugar maple ranged from 0.58 to 0.63 and green red maple ranged from 0.49 to 0.59; dry sugar maple was from 0.59 to 0.64, while dry red maple was from 0.52 to 0.60. Cutting blocks were 50 mm (2 in) by 70 mm (2.75 in) by 70 mm (2.75 in) along the grain. A block of ice with the same dimensions was used to measure its cutting force. Blocks to be cut in green condition were stored in a freezer, and blocks to be cut in dry condition were equilibrated in a conditioning room at 65% relative humidity and 70°F. Equilibrium moisture content of sugar maple was 12.2% and red maple was 14.4%. The block carriage (Fig. 1) was cooled with dry ice prior to cutting frozen blocks; temperatures were between -8°C and -19°C.

Dry blocks were wrapped with plastic to keep moisture content stable. Between cuts, plastic was placed on the exposed surface. All cuts were perpendicular to the growth increments to simulate band sawing (Fig. 1). Cuts were made from the bark towards the pith, using two chip thicknesses, 0.50 mm (0.02 in) and 0.76 mm (0.03 in).

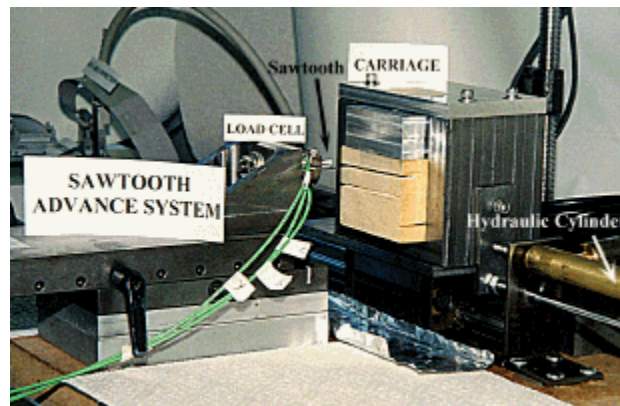


Figure 1. Cutting machine used to measure cutting forces simulated band sawing in 90-90 cutting direction.

Individual teeth with stellite tips (Table 1) were cut from bandsaw sections provided by The Experimental University of Guayana, Upata, Venezuela, and mounted on a three-axis piezoelectric load cell to measure principal, lateral, and normal forces. The block of wood was propelled past the sawtooth in a straight line at a speed of 1.34 to 1.50 m/s (53-59 in/s) by a hydraulic cylinder. A precise sawtooth advance system provided desired chip thickness.

Power required for cutting is most directly related to the principal (parallel) cutting force. It acts parallel to the feed and direction of the cutting tool motion, and represents the major effort to sever the chip. Normal force is the component acting perpendicular to both the principal force and the surface generated, it is negative when the tooth engages the wood and positive when the wood repels it. Lateral force measures forces acting on both sides of the sawtooth and indicates if the sawtooth is being pushed to either side.

National Instruments LabVIEW software and a data acquisition board used four input channels, one for each force, one for a speed sensor, and one output channel controlled the cutting machine. LabView allowed us to observe cutting force waveforms immediately and transferred data to a spreadsheet. 2,000 data points were collected for each input channel (2.9 data points per 100 μ m over the 70 mm length of cut).

Treatment and experimental design. A factorial treatment investigated cutting forces for normal and tension wood under different conditions. Experimental factors were: wood (three tension and one normal wood), chip thickness (0.50 and 0.76 mm), sawtooth (three designs), and moisture content (green and dry). Frozen green normal wood was also cut.

Cutting experiments followed the sequence green, dry, and frozen wood for each sawtooth. Green and dry wood had 48 treatment combinations and frozen wood had 18. For tension wood three replications (three trees) were used with one normal wood tree used as a control. The number of cuts for each block considered wood variability and cutting conditions. Numbers of cuts (n) differed for each block, using the formula $n = [(z \cdot \text{STD})/m]^2$; where $z = 1.96$, m is the desired margin of error for principal force in kg-force, and STD is the standard deviation of the principal force. Four to 7 cuts provided 95% statistical confidence. The data set for sugar maple was 240 observations, for red maple 256, and for frozen wood 70. We used ANOVA to analyze cutting forces; F statistics and P-values were used to test the null hypothesis (no differences in cutting forces of tension and normal wood and forces between dry and frozen normal wood).

Table 1. Geometrical parameters of the sawteeth designed used in the cutting experiments.

Sawtooth parameter	Sawtooth No. 1 (low density wood)	Sawtooth No. 2 (medium density wood)	Sawtooth No. 3 (high density wood)
Tooth pitch	50 mm (1.97 in.)	50 mm (1.97 in.)	50 mm (1.97 in.)
Gullet depth)	16.7 mm (0.65 in)	14.4 mm (0.57 in.)	13.5 mm (0.53 in.)
Rake angle (α)	29.6°	35.1°	25.0°
Sharpness angle (β)	50.4°	44.8°	58.0°
Clearance angle (γ)	10.0°	10.1°	7.0°
Side clearance	0.7 mm (0.027 in.)	0.7 mm (0.027 in.)	0.5 mm (0.020 in)
Front Angle	8.0°	7.0°	6.0°
Lateral Angle	10.0°	8.0°	6.0°
Profile	parrot tooth (PV)	parrot tooth (PV)	parrot tooth (PV)
Setting	tip-stellited, grade 12	tip-stellited, grade 12	tip-stellited, grade 12

Results and Discussion

A unique property of tension wood is the formation of fuzzy (wooly) grain when it is machined, especially in the green condition. The experimental and factorial design helped us interpret cutting force results for tension wood compared to those for normal wood and suitable cutting conditions to obtain better surface quality for tension wood.

Statistical analysis of cutting forces. Specific cutting force (force divided by wood SG) gives an index of resistance to cutting and helps determine whether differences in force are due to factors other than SG. Forces were standardized based on tooth width. Statistical analyses are based on specific cutting forces divided by cutting edge width (cutting force/SG/mm).

Specific principal cutting force. Average specific principal cutting forces are in Table 2. The maximum value for sugar maple was 14.93 kg-force/mm (2.8 % greater than the avg.) when cutting dry normal wood with sawtooth 3 at a chip thickness of 0.76 mm. Maximum value for red maple was 14.25 kg-force/mm (10.7 % greater than the avg.) for cutting dry tension wood (tree 3) with sawtooth 3 at 0.76 mm chip thickness. Dry wood requires more energy to cut. Rubbing on the tooth back occurs with low clearance angle, which increases cutting force. Low or negative rake angles increase cutting forces (Kivimaa 1950, Franz 1958, and Woodson 1979). A corner of sawtooth 1 broke (600 X 400 X 150 μ m) cutting the first dry block.

Maximum principal cutting force could be five times as large as the average, and these peak values can significantly increase sawtooth wear (Chardin 1977). For green wood of both species the ratio of maximum to average principal cutting force was 2.1, for dry wood was 1.6, and for frozen wood the maximum ratio was 3.1 for both chip thicknesses. Green wood generally produced an uninterrupted and smooth chip, which indicates that the

sawtooth was continuously engaged in the wood. Conversely, dry wood generally produced discontinuous and/or compressed chips with the sawtooth disengaged from the wood some of the time. For dry wood alternate cuts resulted in continuous and discontinuous chips. When discontinuous chips were produced, there was considerable failure at the end-grain surface beneath the sawtooth's edge, the principal force dropped dramatically and the average force was lower (Fig. 2). For green wood of both species, tooth 2, with the largest rake angle (35.1°), produced the best surface and required the least energy. For dry wood, tooth 3, with the smallest rake angle (25°), compressed the surface and crushed fibers, making the surface appear smoother, and required more force.

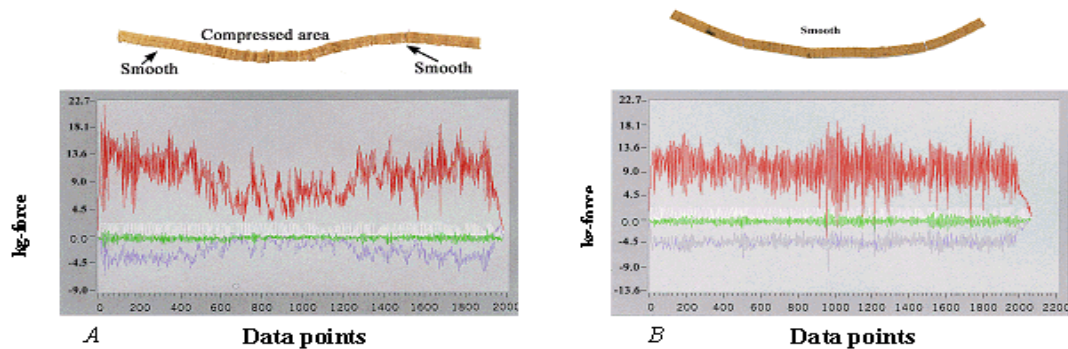
Table 2. Summary of Specific Principal Cutting Force Data for Green and Dry Wood

Force (Kg-force/mm) Chip thickness (mm)	Normal Wood			Tension Wood								
	Tooth			Tree 1			Tree 2			Tree 3		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
GREEN WOOD												
Red Maple												
0.50 Chip Thickness	5.05	4.74	5.87	4.25	4.06	4.97	4.67	4.25	5.28	4.74	4.79	5.70
0.76 Chip Thickness	7.23	6.72	8.62	6.02	5.97	7.53	6.55	6.18	8.04	7.10	6.77	8.22
Sugar Maple												
0.50 Chip Thickness	4.95	4.80	6.27	4.45	4.25	5.60	4.35	4.32	5.39	4.30	4.42	5.60
0.76 Chip Thickness	6.98	6.87	9.14	6.45	6.83	8.67	5.62	5.98	7.58	6.18	6.28	7.78
DRY WOOD												
Red Maple												
0.50 Chip Thickness	7.87	6.90	8.06	8.50	7.50	8.50	8.05	7.09	8.49	8.64	7.82	9.24
0.76 Chip Thickness	11.51	10.47	12.56	11.66	11.29	12.97	11.90	10.01	11.81	11.99	11.63	12.73
Sugar Maple												
0.50 Chip Thickness	8.27	7.36	8.90	6.65	7.27	8.65	8.49	7.54	8.89	7.78	7.40	8.88
0.76 Chip Thickness	11.95	11.51	14.52	12.04	11.03	12.62	11.68	11.21	12.45	11.67	11.18	11.21

The null hypothesis tested cutting force between tension and normal wood for different cutting conditions at $\alpha = 0.05$ significance. For both species all factors (moisture condition, chip thickness, sawtooth design, and type of wood) were statistically significant. Moisture had the largest effect followed by

chip thickness and type of wood. Chip thickness and moisture interacted to influence cutting force more than any other combination of factors, followed by the wood type-moisture interaction. Sawtooth 3 registered the greatest cutting force. The influence of sawtooth design for sugar maple was 6.3 times larger than the wood effect; for red maple, the difference was even larger (16 times).

Figure 2. Relationship between chip quality (top) and cutting forces for dry normal wood of sugar maple (A) and green normal wood of red maple (B). In A the compressed central portion of the chip corresponds to lower principal cutting forces (red data) and normal forces (purple data) that became positive (the tooth was repelled by the wood). In B principal and normal cutting forces were uniform along the cut and the chip is smooth.



It took less energy to cut green tension wood than green normal wood; for dry sugar maple the same effect was found only for thicker chips (0.76 mm). Secondary walls of tension wood are less well lignified (Vazquez-Cooz and Meyer 2002), which may explain why tension wood requires less energy to cut. Dry red maple cutting forces were statistically similar for the thicker chips (0.76 mm), but when tension wood is present in contiguous rings cutting force drops dramatically (Fig. 3). Green tension wood requires less principal cutting force, although it is generally accepted that the power to cut tension wood is high and dulling of the tool may be rapid (Koch 1985). In industry, when

tension wood is machined fuzzy grain is produced and its presence causes friction on the body and edge of the cutting tool as it drags against the wood, so more friction and heating is developed (Vazquez-Cooz, 1984). Consequently, energy consumption increases by friction between the workpiece and the cutting tool. The friction forces are added to the whole cutting process, increasing energy consumption, which makes it appear that tension wood requires more energy to cut than normal wood.

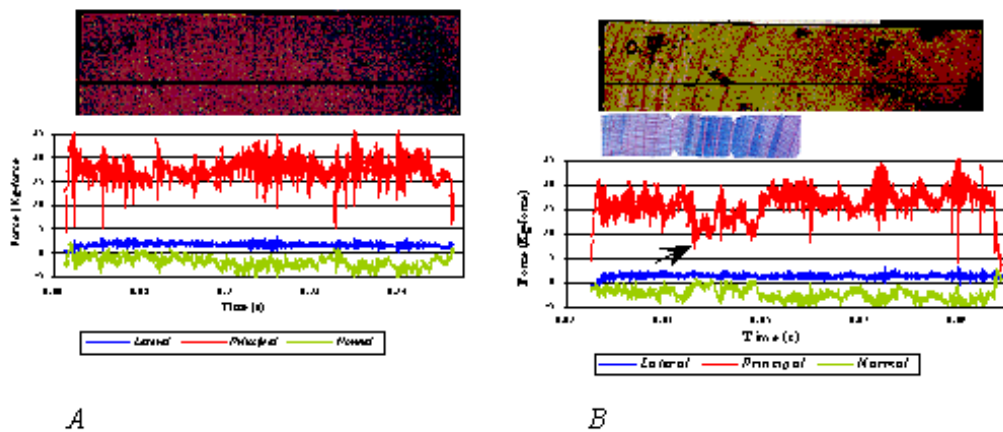


Figure 3. Typical cutting forces for dry normal (A) and tension (B) wood of red maple. Lines on the blocks of wood (upper) show cutting locations. Principal force in A is more or less uniform, (15 to 20 kg-force, average 17.46). In B the principal force is uniform (average 16.10 kg-force) but then at the end of the first third of the graph it is dramatically lower (see arrow) at 10.5 to 13.6 kg-force, corresponding with wider growth increments of tension wood (stained blue in the microtome section just above the graph).

Cutting tension or normal wood in the green condition with lower rake and clearance angles requires more energy (Table 3). For dry wood, cutting forces were greatest with the lowest rake angle (statistically significant) and a rough surface was produced. Corners of a sawtooth have a main role in producing side surfaces; therefore, we should be concerned about the effect

of the front and lateral angles that form the corners of the sawtooth. The corners of sawtooth 3 were more obtuse, with reduced side clearance (0.50 mm), and cutting force was greater. The reduced cutting force advantage gained when using a small side clearance in dry wood was lost when rake angle was lower: sawtooth 3 was stronger, but cutting force was greater.

Table 3. Reductions in specific principal cutting force for the three saw teeth (tooth 3 required the most energy).

Wood source	Sawteeth	Percent cutting force reduction
Green red maple	1 versus 3	15.6
	2 versus 3	19.5
Dry red maple	1 versus 3	4.4
	2 versus 3	13.8
Green hard maple	1 versus 3	22.5
	2 versus 3	21.9
Dry hard maple	1 versus 3	7.3
	2 versus 3	14.8

Cutting dry tension wood of sugar maple tree 1 using sawtooth #1 registered a lower specific principal cutting force (6.64 kg-force/mm tooth width). Cutting force was 30% and 38% greater for sugar maple and red maple respectively as chip thickness was increased.

Specific lateral cutting force. No differences were found in lateral force between normal and tension wood. This is interesting for tension wood because there was more fuzzy grain on one side of the kerf, so lateral forces should have been significant on that side. Sawtooth condition significantly affects lateral force. Sawtooth 1 became chipped in its left corner. Cutting red maple with tooth 1 generated lateral forces averaging up to 17% of the principal force, and sawteeth 2 and 3 generated up to 12%. The chipped tooth was no doubt responsible.

Specific normal cutting force. Normal force is sensitive to tooth sharpness, rake and clearance angles, and chip thickness. In our system, when the sawtooth was engaged by the wood, normal force was positive. Tension wood (green and dry) registered lower values than normal wood for both chip thicknesses of both species. As chip thickness increased, normal force became more negative. On average, 98% of normal forces were negative, except for sawtooth 1 which was only 59% negative because of its chipped corner. Sawtooth 2 with larger rake angle generated greater normal force than sawtooth 1 or 3 for both species and moisture contents, which agrees with Woodson (1979); average forces were lower with sawtooth 3 (lower rake angle).

Frozen wood. Cutting force increases with decreasing temperature. Some authors (Kollmann and Côté 1968, Kivimaa 1950) suggest this is caused by ice in the cell cavities. Ice cutting forces (Table 4) for were very low (from 0.35 to 0.55 kg-force/mm). No statistically significant differences in specific principal cutting force between frozen and dry sugar maple occurred, but for frozen red maple they were statistically significantly lower than for dry wood.

Cutting thicker chips of frozen sugar maple increased specific principal force 20%, with dry wood this increment was 35%. Cutting thicker chips of frozen red maple increased the force 23% while cutting it dry almost doubled the force (38%).

Lateral cutting forces for frozen wood were more than for unfrozen wood- frozen red maple with sawtooth 1 generated lateral forces averaging up to 23% of the principal force, and sawteeth2 and 3 generated up to 16%. Frozen red maple forces were statistically significantly greater than dry wood only at 0.50 mm chip thickness.

Force (Kg-force/mm) Chip thickness (mm)	Tooth		
	1	2	3
Red Maple			
0.50 Chip Thickness	6.33	6.89	8.20
0.76 Chip Thickness	8.04	9.07	10.63
Sugar Maple			
0.50 Chip Thickness	7.20	6.83	8.66
0.76 Chip Thickness	8.97	8.55	10.76
Ice			
0.50 Chip Thickness	0.39	0.36	0.35
0.76 Chip Thickness	0.51	0.42	0.55

Table 4. Summary of specific principal cutting force data for frozen normal wood and ice.

Normal forces for frozen green wood of both species were larger than for dry wood; for sugar maple at chip thickness 0.50 mm the difference was statistically significant. For sugar maple, normal forces averaged 44.4% of the principal force, for red maple the increase was 41%.

Conclusions

Sawtooth design is important in reducing energy consumption when processing normal or tension wood.

The sawteeth with larger rake angles cut green red and sugar maple with 20% less force than the sawtooth with lower rake angle. For dry wood, cutting force was about 14% less. Surfaces produced with larger rake angles were smoother, especially when cutting green tension wood. However, for dry tension wood the smaller rake angle cut the wood with crushed cells on the surface, making the surface appear smoother; but below the cutting plane, it split the wood parallel to the grain. The 35.1° tooth registered the lowest specific principal cutting force.

Moisture content produced a larger impact on specific principal cutting force than chip thickness. As expected, green wood registered the lowest specific principal cutting force, followed by frozen wood; dry wood generated the greatest cutting force.

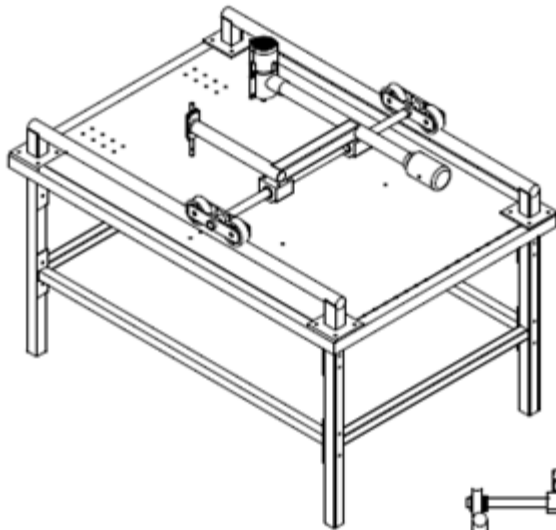
Differences between frozen and dry wood were not statistically significant for sugar maple while for red maple they were significant.

Specific principal cutting force was lower for green tension wood than for green normal wood of both species; the same results were obtained for dry sugar maple. For red maple no significant differences were found between dry tension wood and dry normal wood. When tension wood is machined fuzzy grain is produced and its presence causes friction on the edge and body of the cutting tool. The friction is added to the whole cutting process, increasing energy consumption, making it appear that tension wood requires more energy to cut than normal wood.

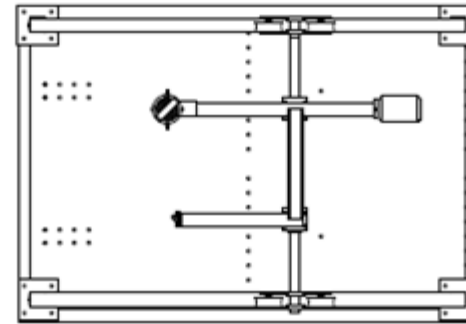
No differences in lateral force were found between normal and tension wood of both species, but we found significant differences in lateral force with respect to chip thickness. For red maple the force is greater for thicker chips. For dry sugar maple no differences were found; however, in green condition the thicker the chip, the larger the lateral force. Frozen and dry sugar maple generated the same lateral force results, but frozen red maple generated greater lateral force (statistically significant) than dry red maple only for chip thickness 0.50 mm.

Normal force was lower for tension wood than for normal wood of both species and chip thicknesses used. Frozen normal wood registered greater normal forces than dry wood and we observed that the greatest normal force was generated by sawtooth #2.

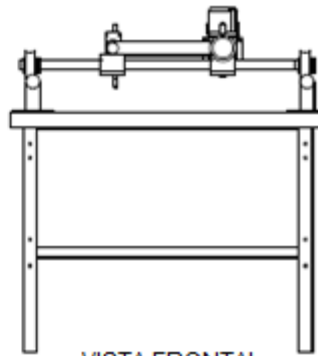
Anexo 4. PLANOS



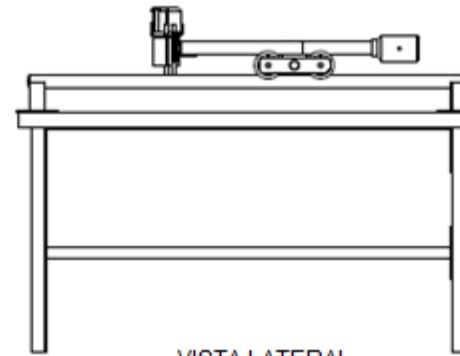
VISTA ISOMETRICA



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:	NAME	DATE	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN		
		TOLERANCES:	CHECKED		TITLE:
		FRACTIONAL \pm	ENG. APPR.		MAQUINA COPIADORA DE
		ANGULAR: MACH \pm BEND \pm	MPG APPR.		HELICES EN MADERA
		TWO PLACE DECIMAL \pm	Q.A.		VISTAS PRINCIPALES
		THREE PLACE DECIMAL \pm	COMMENTS:		SIZE DWG. NO REV
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:			01.00.00.00
		MATERIAL			
NEXT ASSY	USED ON	FINISH			
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING			SCALE: 1:20 WEIGHT: SHEET 1 OF 1

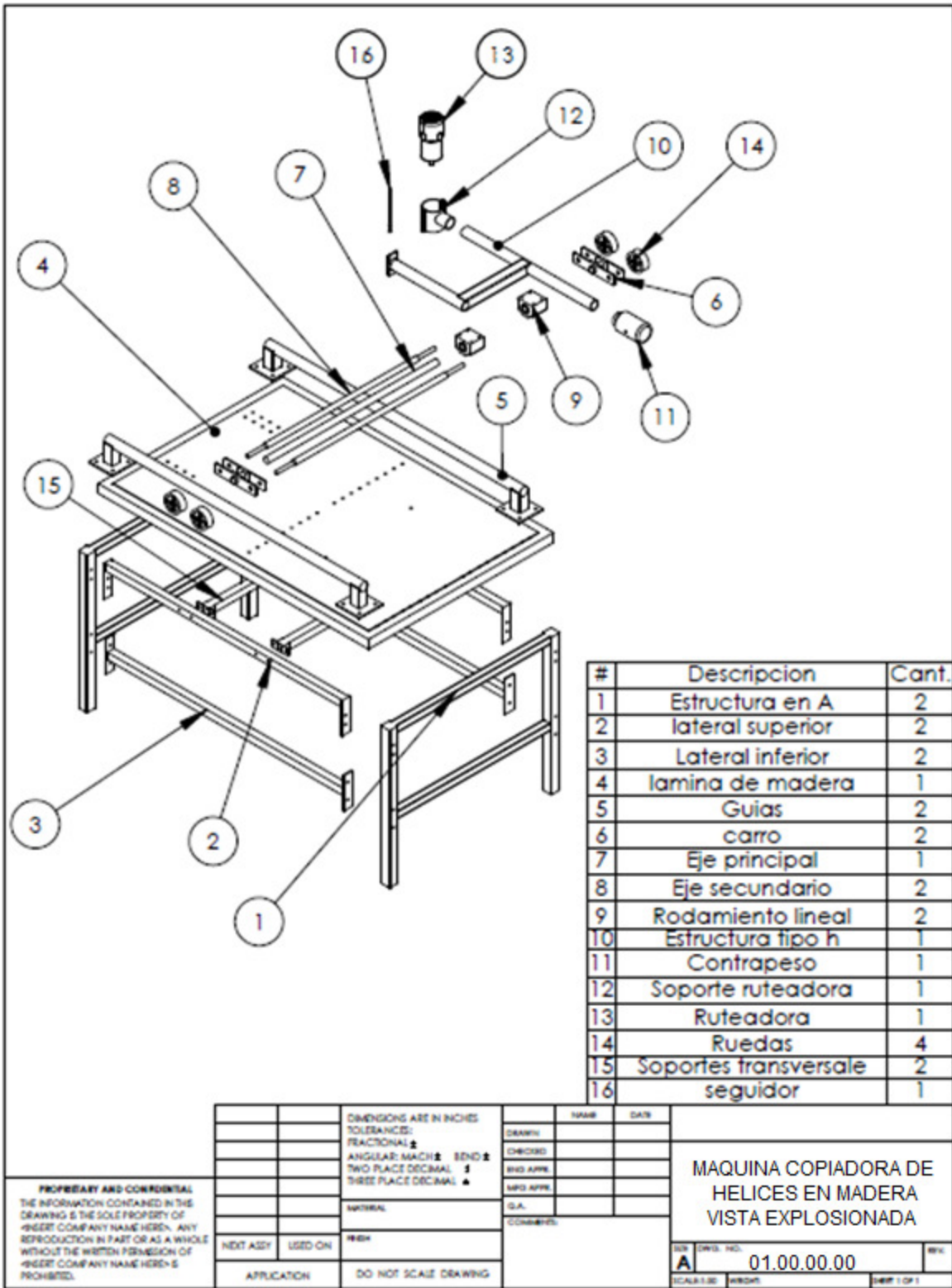
5

4

3

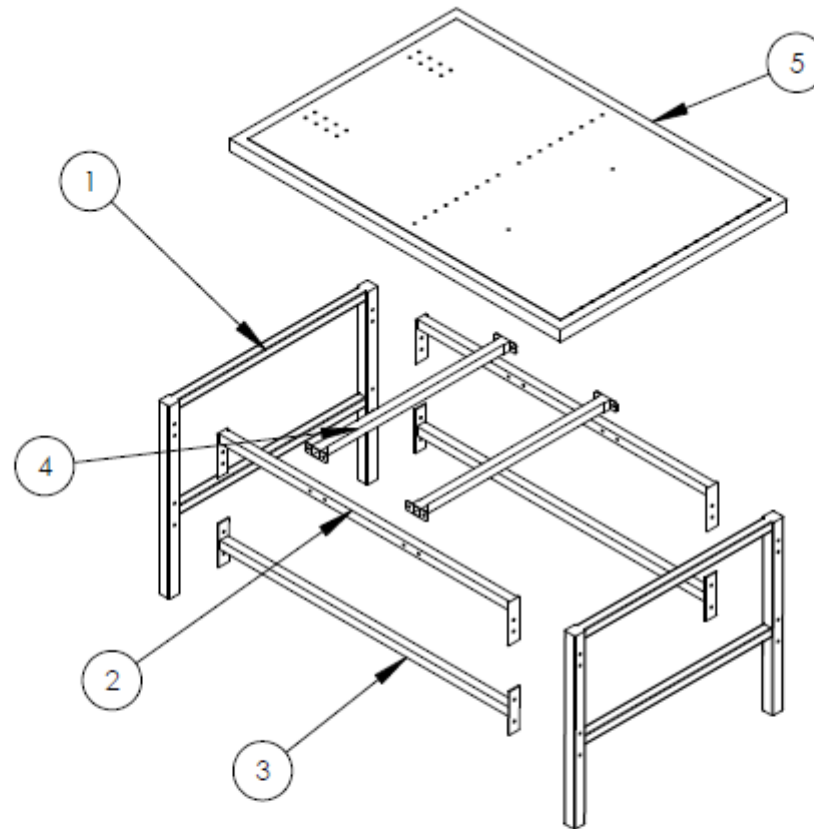
2

1



#	Descripcion	Cant.
1	Estructura en A	2
2	lateral superior	2
3	Lateral inferior	2
4	lamina de madera	1
5	Guias	2
6	carro	2
7	Eje principal	1
8	Eje secundario	2
9	Rodamiento lineal	2
10	Estructura tipo h	1
11	Contrapeso	1
12	Soporte ruteadora	1
13	Ruteadora	1
14	Ruedas	4
15	Soportes transversale	2
16	seguidor	1

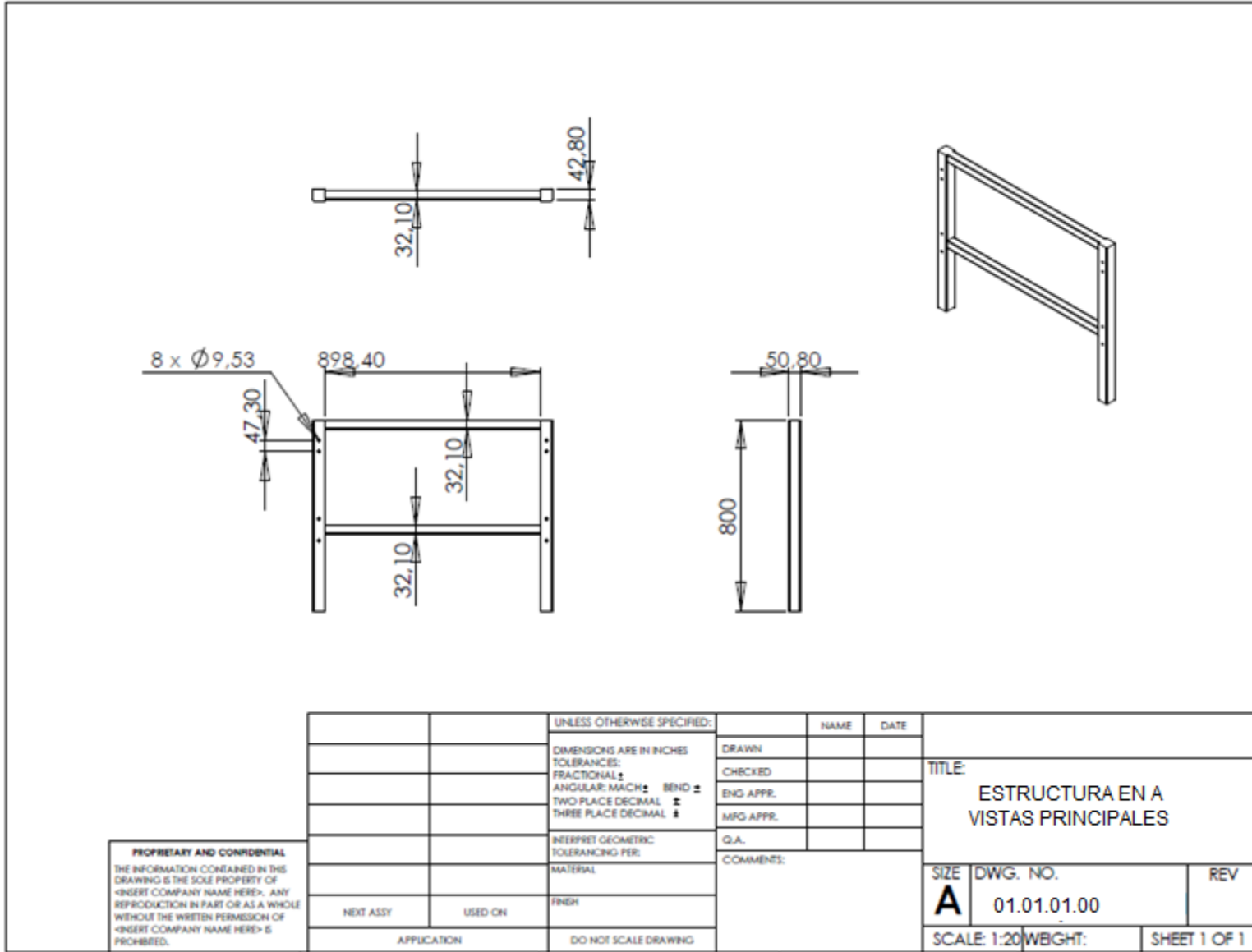
<p>PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF [INSERT COMPANY NAME HERE]. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF [INSERT COMPANY NAME HERE] IS PROHIBITED.</p>		DIMENSIONS ARE IN INCHES TOLERANCES: FRACTIONAL: \pm ANGULAR: MATCH \pm BEND \pm TWO PLACE DECIMAL: \pm THREE PLACE DECIMAL: \pm	NAME: _____ DATE: _____	<p>MAQUINA COPIADORA DE HELICES EN MADERA VISTA EXPLOSIONADA</p>
		INITIAL: _____ HIGH: _____	DRAWN: _____ CHECKED: _____ ENG APPR: _____ MFG APPR: _____ I.S.A. _____ COMMENTS: _____	
	NEXT ASSY: _____ USED ON: _____	APPLICATION: _____ DO NOT SCALE DRAWING	SER: _____ DWS. NO.: A 01.00.00.00 SCALE: _____ SHEET 1 OF 1	

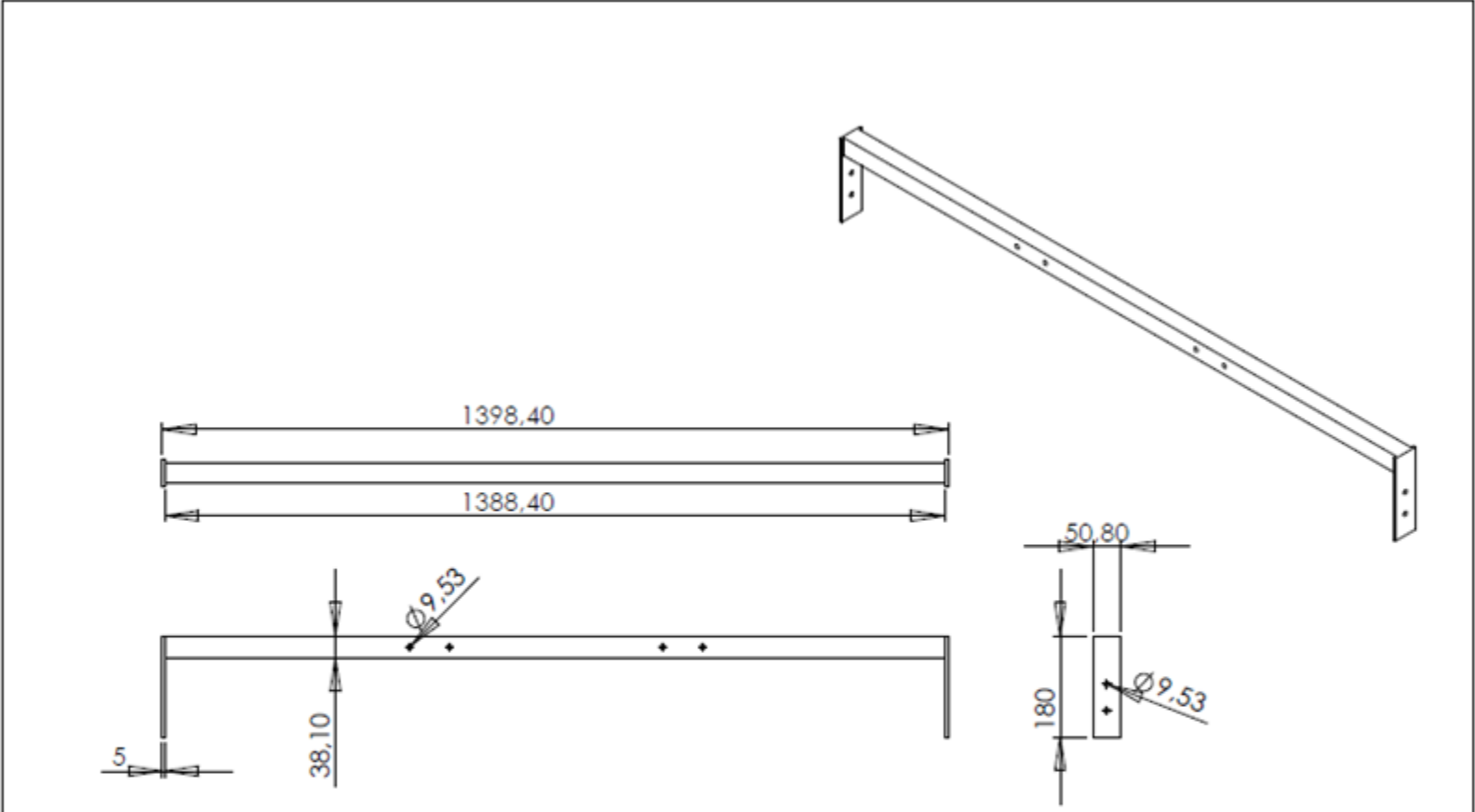


#	Descripcion	Cantidad
1	Estructura en A	2
2	Lateral Superior	2
3	Lateral Inferior	2
4	Soporte Transversal	2
5	lamina de madera	1

PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

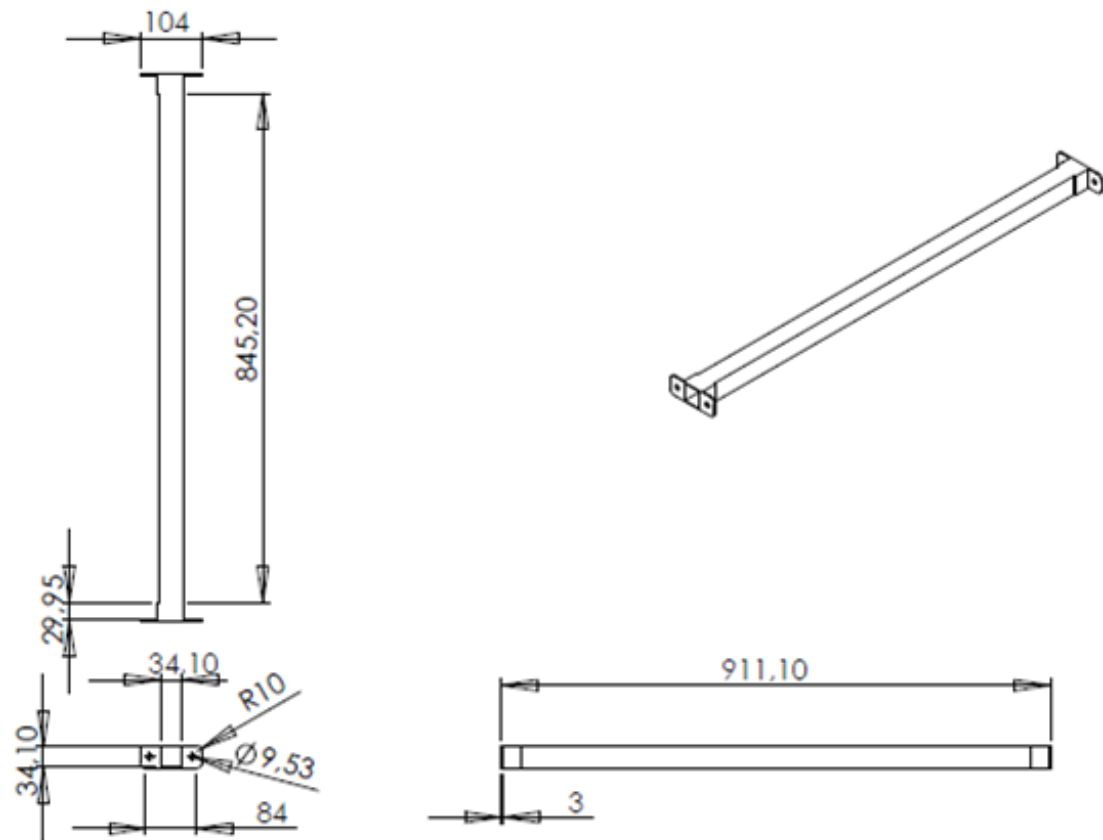
		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	TITLE: BASE DE APOYO VISTA EXPLOSIONADA
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			
		TOLERANCES:	CHECKED			
		FRACTIONAL: \pm	ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH \pm BEND \pm	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL \pm	Q.A.			SIZE A DWG. NO. 01.01.00.00 REV
		THREE PLACE DECIMAL \pm	COMMENTS:			
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				SCALE: 1:20 WEIGHT:
		MATERIAL				SHEET 1 OF 1
		FINISH				
	NEXT ASSY	USED ON				
	APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING			





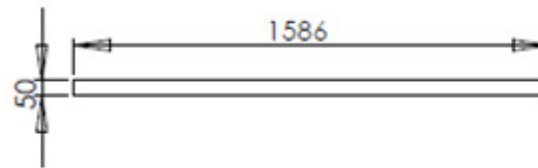
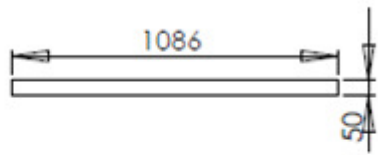
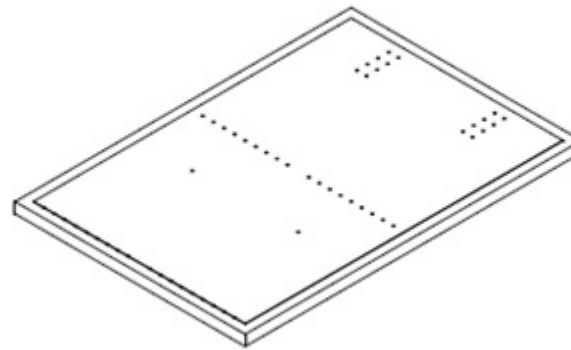
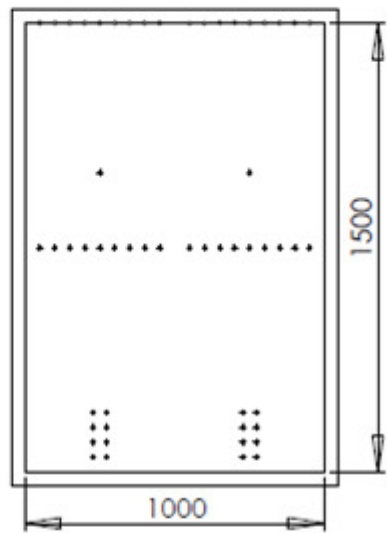
PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE		
		DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN		TITLE:	
		TOLERANCES:		CHECKED		SOPORTE LATERAL SUPERIOR	
		FRACTIONAL ±		ENG APPR.		VISTAS PRINCIPALES	
		ANGULAR: MACH ± BEND ±		MRG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL ±		Q.A.		SIZE	DWG. NO.
		THREE PLACE DECIMAL ±		COMMENTS:		A	01.01.02.00
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:					REV
		MATERIAL:				SCALE: 1:10	WEIGHT:
		FINISH:					SHEET 1 OF 1
	NEXT ASSY	USED ON					
		APPLICATION	DO NOT SCALE DRAWING				



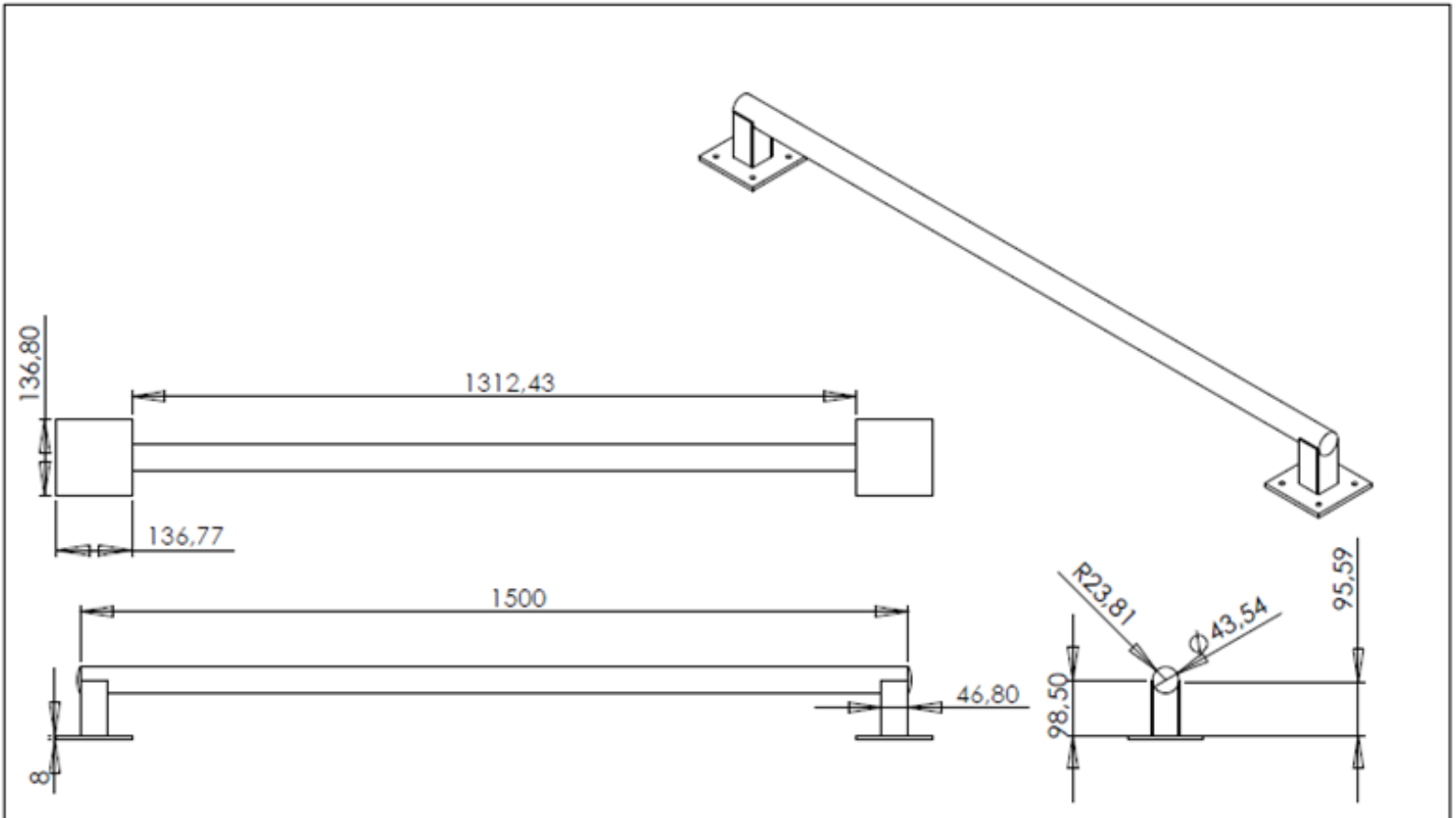
PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE		
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			TITLE:	
		TOLERANCES:	CHECKED			SOPORTE TRANSVERSAL	
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.			VISTAS PRINCIPALES	
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.			SIZE	DWG. NO.
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.			A	01.01.04.00
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:				REV
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				SCALE: 1:10	WEIGHT:
		MATERIAL:					SHEET 1 OF 1
		FINISH					
NEXT ASSY	USED ON						
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING					



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

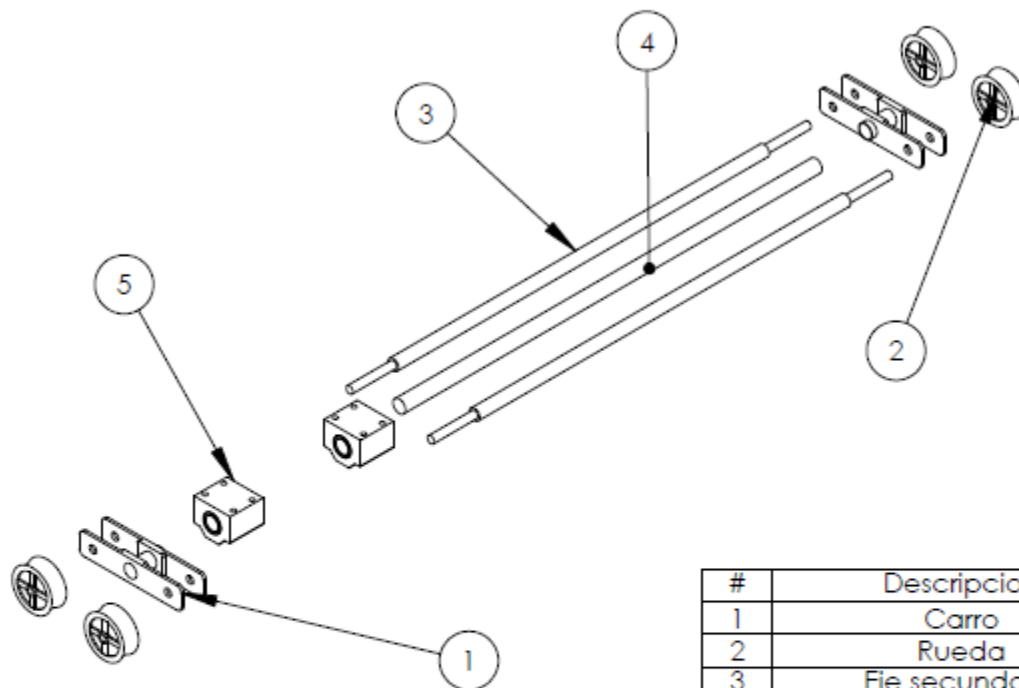
		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			TITLE: LAMINA DE MADERA VISTAS PRINCIPALES
		TOLERANCES:	CHECKED			
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.			
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:			SIZE DWG. NO. REV
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				A 01.01.05.00
		MATERIAL				
		FINISH				
	NEXT ASSY	USED ON				
	APPLICATION	DO NOT SCALE DRAWING				SCALE: 1:20 WEIGHT: SHEET 1 OF 1



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:	NAME	DATE
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN	
		TOLERANCES:	CHECKED	
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.	
		ANGULAR: MATCH ± BEND ±	MFG APPR.	
		TWO PLACE DECIMAL ±		
		THREE PLACE DECIMAL ±		
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:	Q.A.	
		MATERIAL	COMMENTS:	
NEXT ASSY	USED ON	FINISH		
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING		

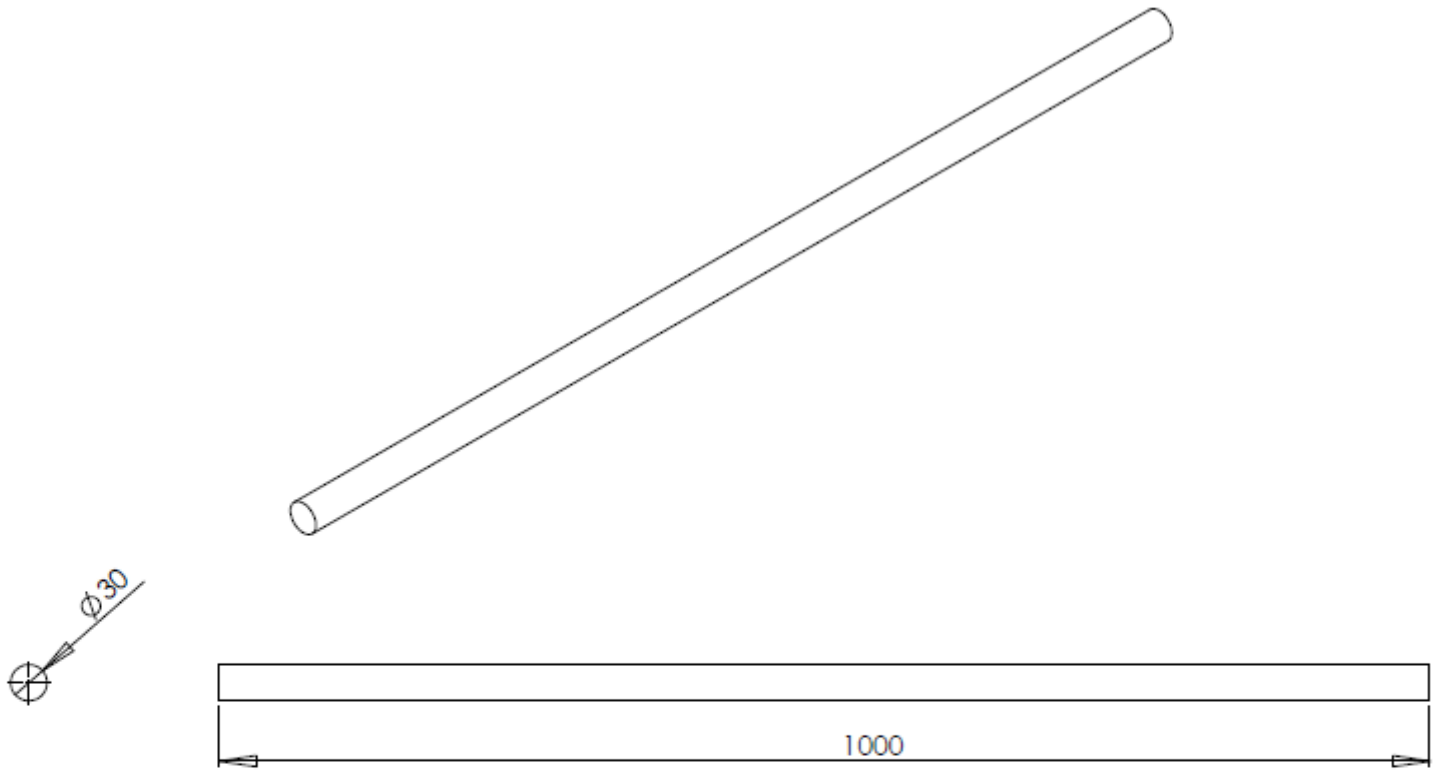
TITLE: MARCO GUIA VISTAS PRINCIPALES		
SIZE A	DWG. NO. 01.02.00.00	REV
SCALE: 1:20	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



#	Descripcion	Cantidad
1	Carro	2
2	Rueda	4
3	Eje secundario	2
4	Eje principal	1
5	Rodamiento	2

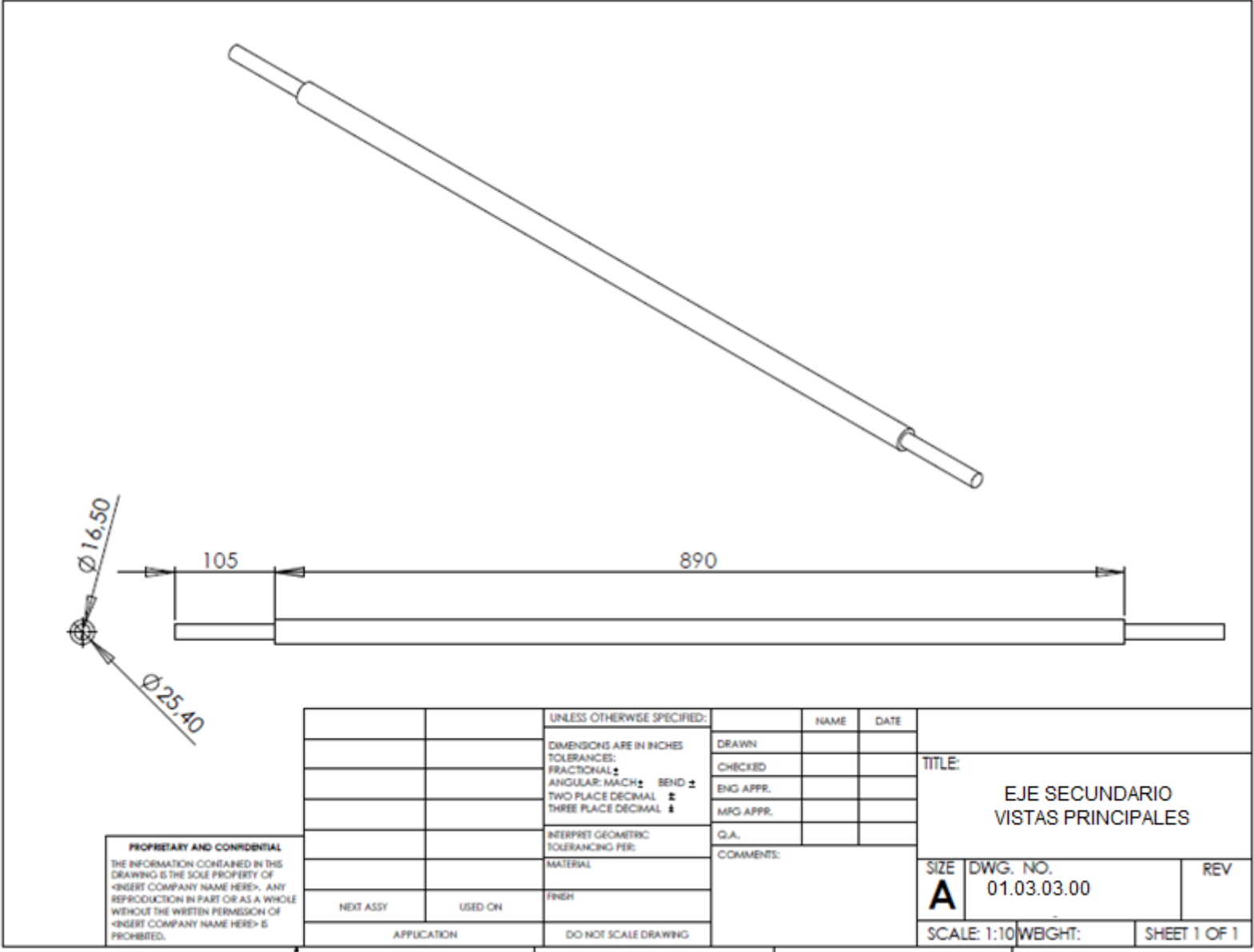
PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

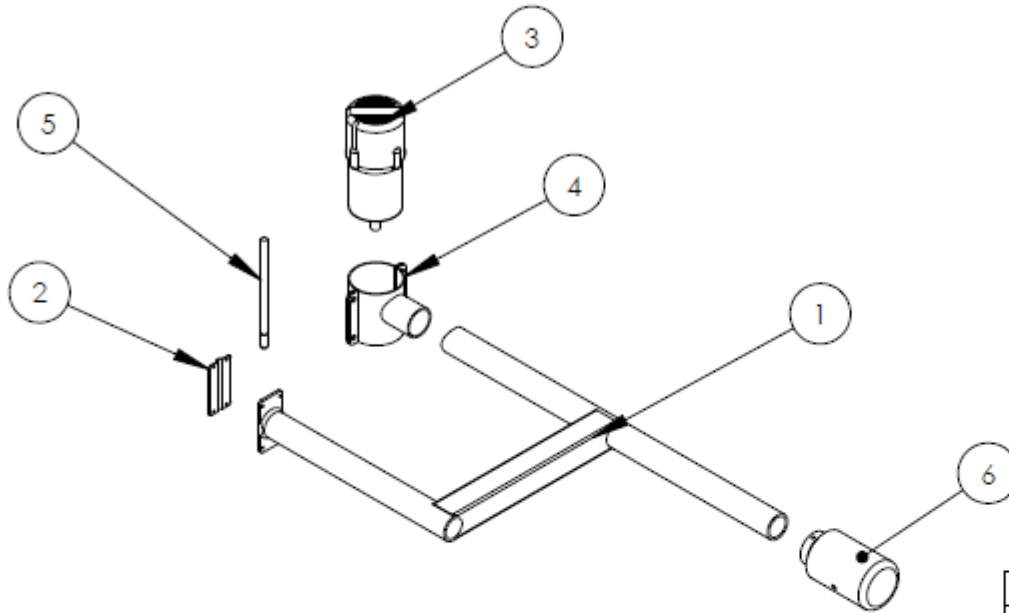
		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:	NAME	DATE	TITLE: SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO VISTA EXPLOSIONADA	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			
		TOLERANCES:	CHECKED			
		FRACTIONAL: \pm	ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH: \pm BEND: \pm	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL: \pm	Q.A.		SIZE A	DWG. NO. 01.03.00.00
		THREE PLACE DECIMAL: \pm	COMMENTS:			REV
NEXT ASSY	USED ON	MATERIAL			SCALE: 1:20	WEIGHT:
APPLICATION		FINISH			SHEET 1 OF 1	
		DO NOT SCALE DRAWING				



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			TITLE: EJE PRINCIPAL VISTAS PRINCIPALES
		TOLERANCES:	CHECKED			
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.			
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:			
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				SIZE DWG. NO. REV
		MATERIAL				A 01.03.02.00
		FINISH				
NEXT ASSY	USED ON					
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING				SCALE: 1:10 WEIGHT: SHEET 1 OF 1

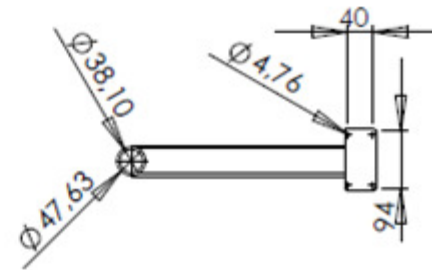
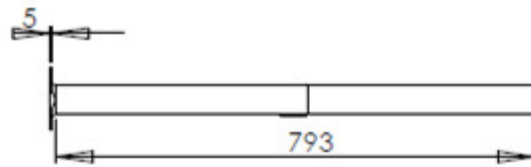
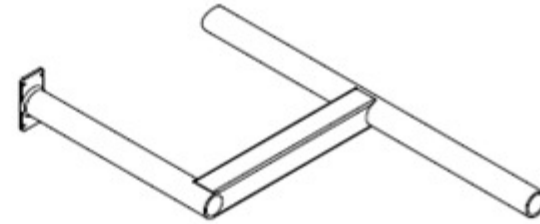
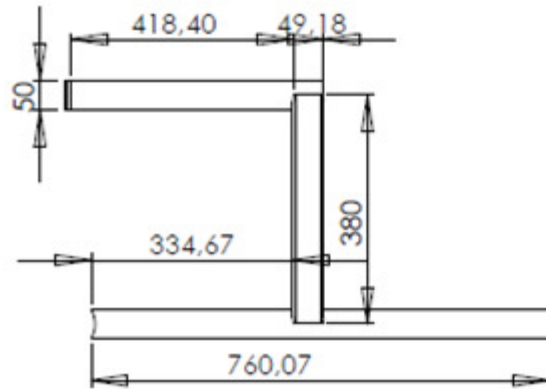




#	Descripcion	Cantidad
1	Estructura en h	1
2	soporte seguidor	1
3	Ruteadora	1
4	Soporte Ruteadora	1
5	Seguidor	1
6	Contrapeso	1

PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS
 DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF
 <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY
 REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE
 WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF
 <INSERT COMPANY NAME HERE> IS
 PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:	NAME	DATE			
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN		TITLE: SISTEMA DE COPIADO VISTA EXPLOSIONADA		
		TOLERANCES:	CHECKED				
		FRACTIONAL \pm	ENG APPR.				
		ANGULAR: MACH \pm BEND \pm	MFG APPR.				
		TWO PLACE DECIMAL \pm	Q.A.				
		THREE PLACE DECIMAL \pm	COMMENTS:		SIZE	DWG. NO.	REV
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:			A	01.04.00.00	
		MATERIAL			SCALE: 1:20	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1
NEXT ASSY	USED ON	FINISH					
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING					



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN		TITLE: ESTRUCTURA EN h VISTAS PRINCIPALES
		TOLERANCES:		CHECKED		
		FRACTIONAL \pm		ENG APPR.		
		ANGULAR: MACH \pm BEND \pm		MFG APPR.		
		TWO PLACE DECIMAL \pm		Q.A.		
		THREE PLACE DECIMAL \pm		COMMENTS:		SIZE DWG. NO. REV
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				A 01.04.01.00
		MATERIAL:				SCALE: 1:10 WEIGHT: SHEET 1 OF 1
		FINISH:				
	NEXT ASSY	USED ON				
	APPLICATION	DO NOT SCALE DRAWING				

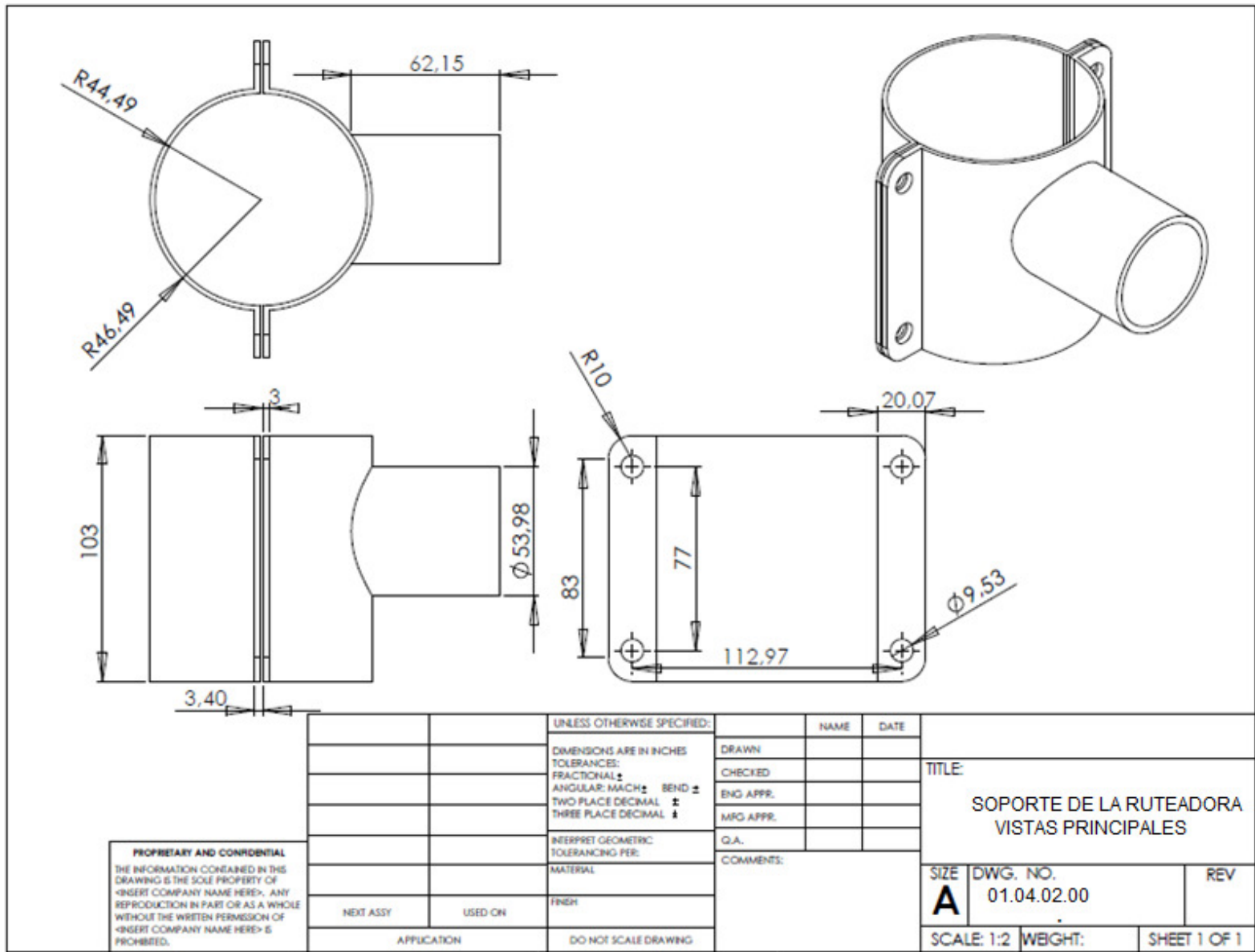
5

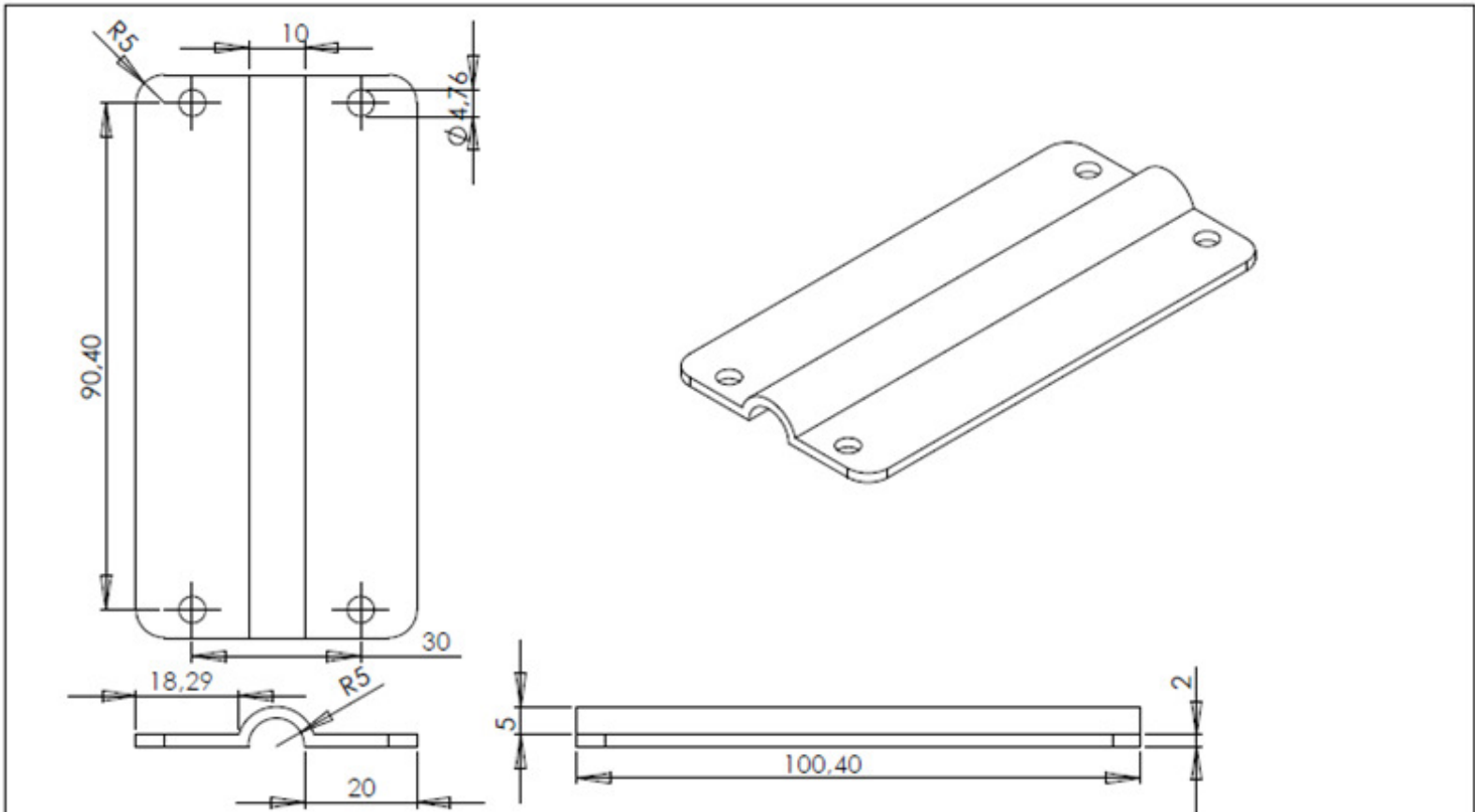
4

3

2

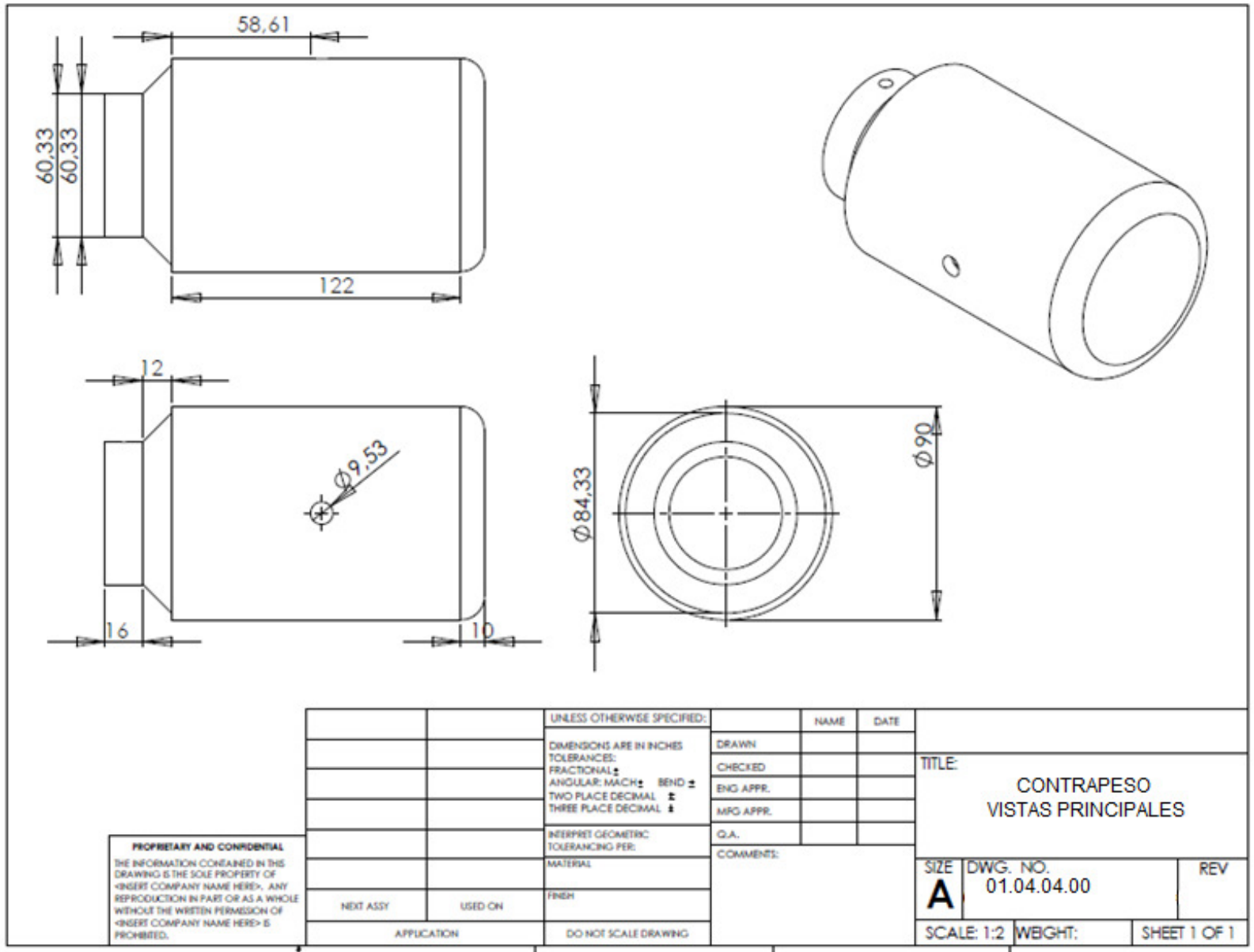
1





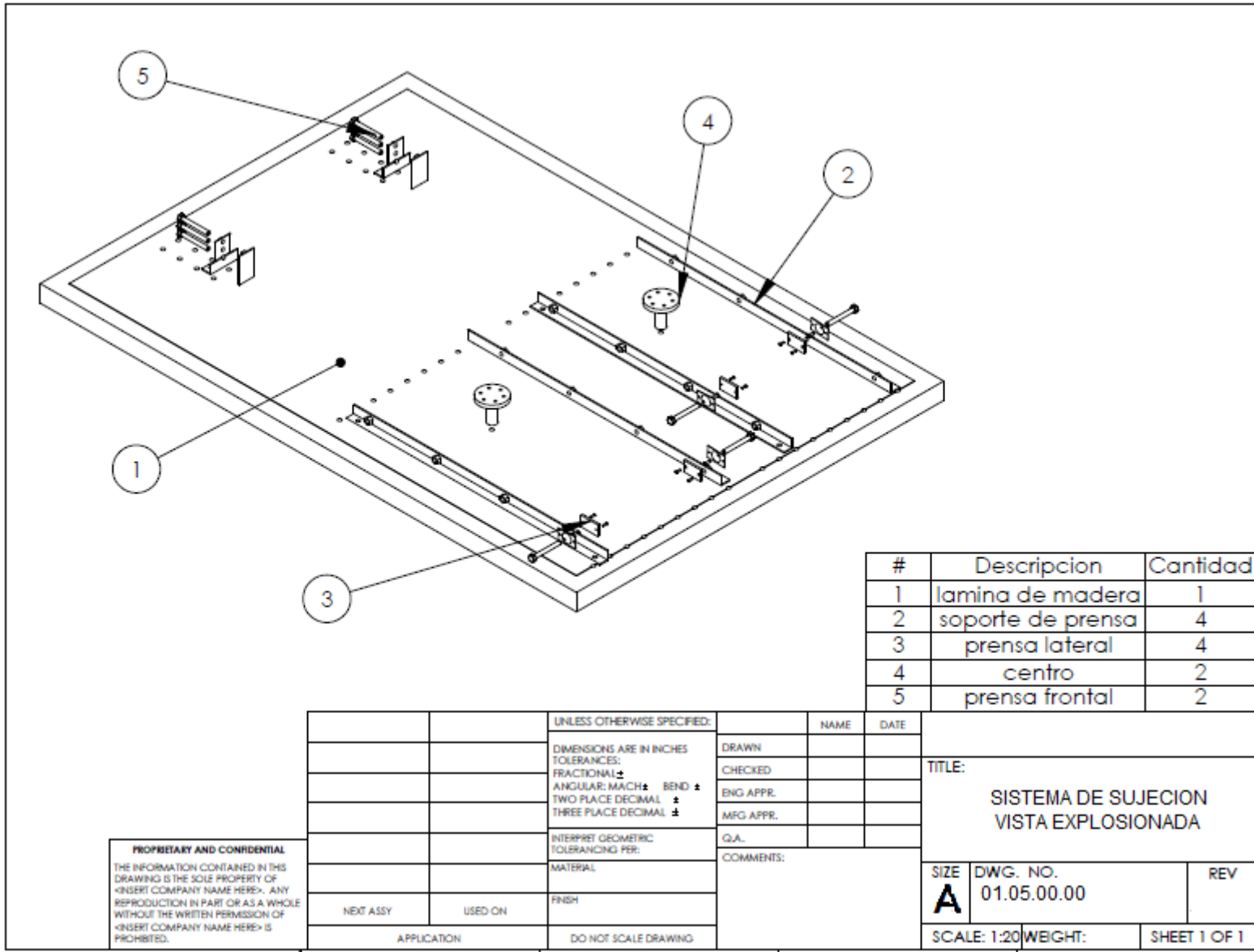
PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE		
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			TITLE:	
		TOLERANCES:	CHECKED			SOPORTE DEL SEGUIDOR	
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.			VISTAS PRINCIPALES	
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.			SIZE	DWG. NO.
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.			A	10.04.03.00
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:				REV
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				SCALE: 1:1	WEIGHT:
		MATERIAL					SHEET 1 OF 1
		FINISH					
NEXT ASSY	USED ON	APPLICATION	DO NOT SCALE DRAWING				



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF [INSERT COMPANY NAME HERE]. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF [INSERT COMPANY NAME HERE] IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE		
		DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN		TITLE: CONTRAPESO VISTAS PRINCIPALES	
		TOLERANCES:		CHECKED			
		FRACTIONAL ±		ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH ± BEND ±		MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL ±		Q.A.			
		THREE PLACE DECIMAL ±		COMMENTS:		SIZE	DWG. NO.
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				A	01.04.04.00
		MATERIAL				REV	
		FINISH					
NEXT ASSY		USED ON					
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING				SCALE: 1:2	WBIGHT:
						SHEET 1 OF 1	

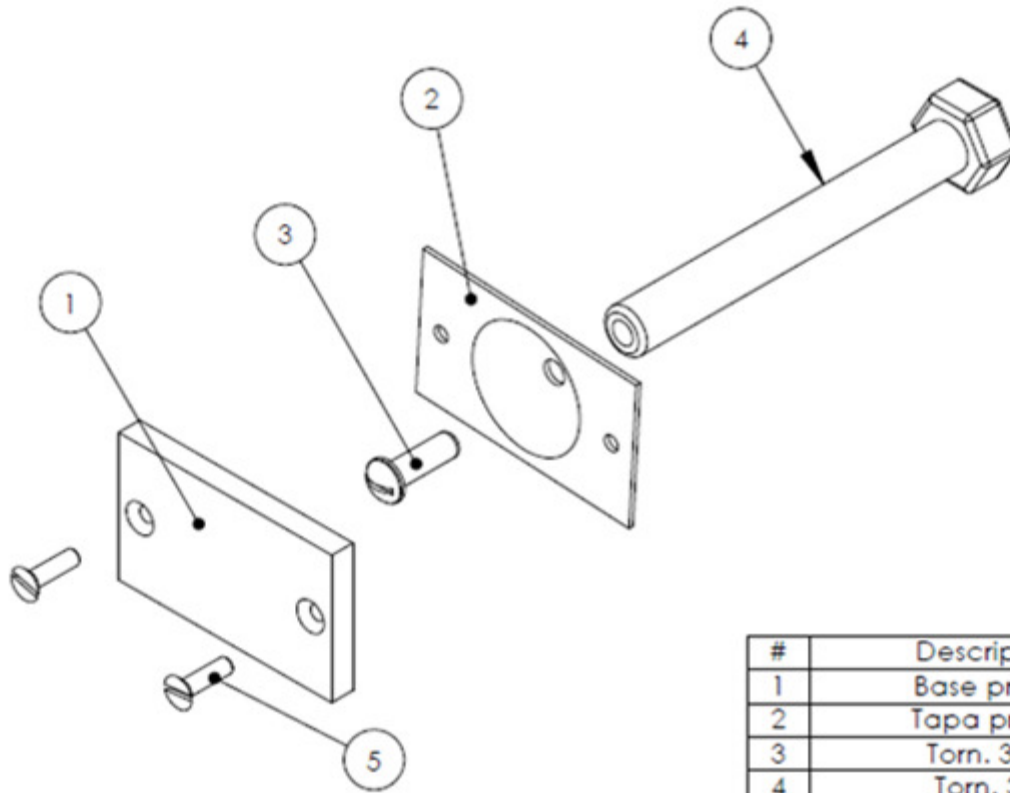


#	Descripcion	Cantidad
1	lamina de madera	1
2	soporte de prensa	4
3	prensa lateral	4
4	centro	2
5	prensa frontal	2

PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE
		DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN	
		TOLERANCES:		CHECKED	
		FRACTIONAL: ±		ENG APPR.	
		ANGULAR: MACH ± BEND ±		MFG APPR.	
		TWO PLACE DECIMAL ±		Q.A.	
		THREE PLACE DECIMAL ±		COMMENTS:	
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:			
		MATERIAL			
		FINISH			
	NEXT ASSY	USED ON			
	APPLICATION	DO NOT SCALE DRAWING			

TITLE:		
SISTEMA DE SUJECION VISTA EXPLOSIONADA		
SIZE	DWG. NO.	REV
A	01.05.00.00	
SCALE: 1:20	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



#	Descripcion	Cantidad
1	Base prensa	1
2	Tapa prensa	1
3	Torn. 3/16"	1
4	Torn. 3/8"	1
5	Torn. 1/8"	2

PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:	NAME	DATE	TITLE: PRENSA LATERAL VISTA EXPLOSIONADA
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN		
		TOLERANCES:	CHECKED		
		FRACTIONAL: ±	ENG APPR.		
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.		
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.		SIZE DWG. NO. REV
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:		A 01.05.01.00
NEXT ASSY	USED ON	MATERIAL			SCALE: 1:5 WBIGHT: SHEET 1 OF 1
APPLICATION		FINISH			
		DO NOT SCALE DRAWING			

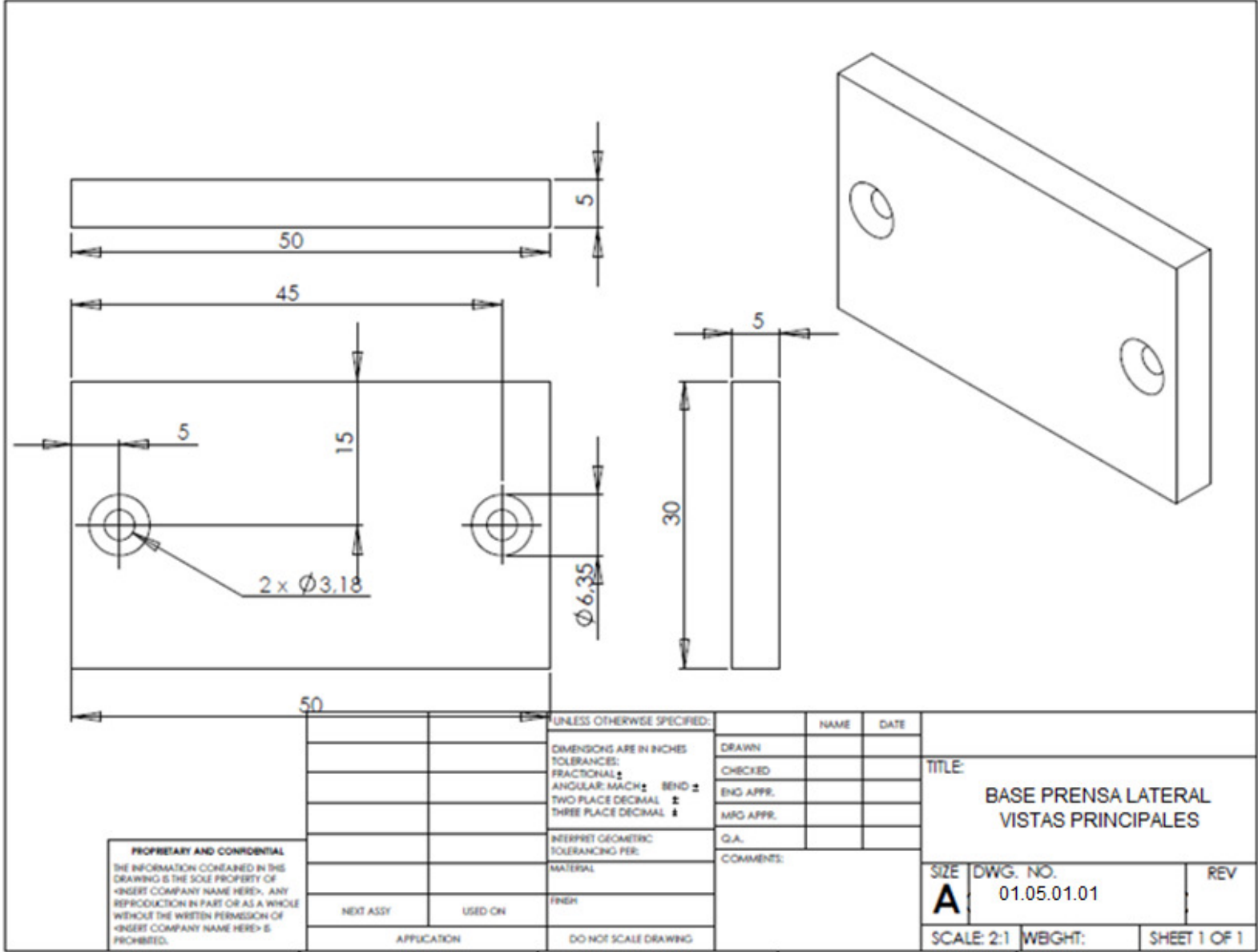
5

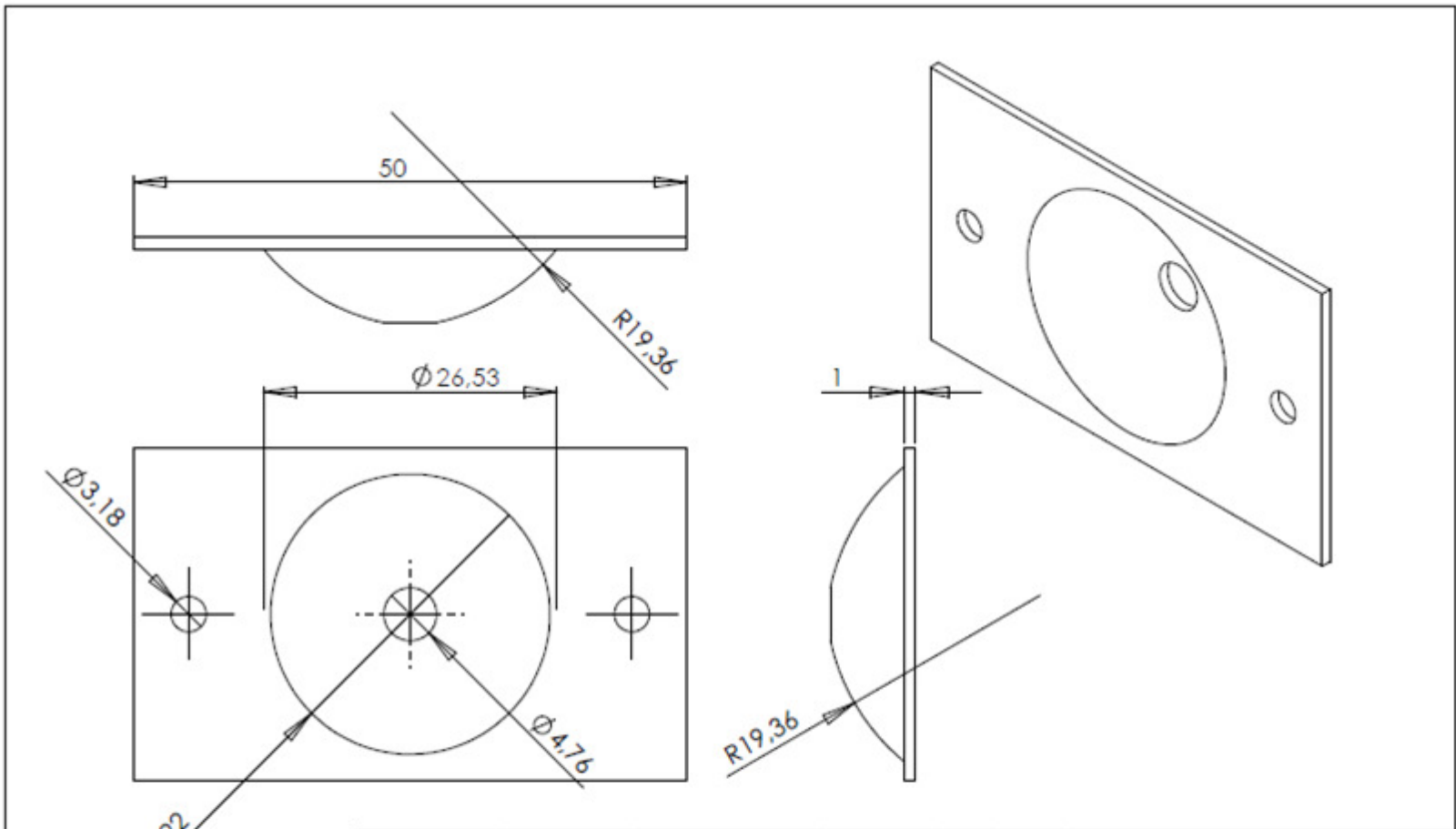
4

3

2

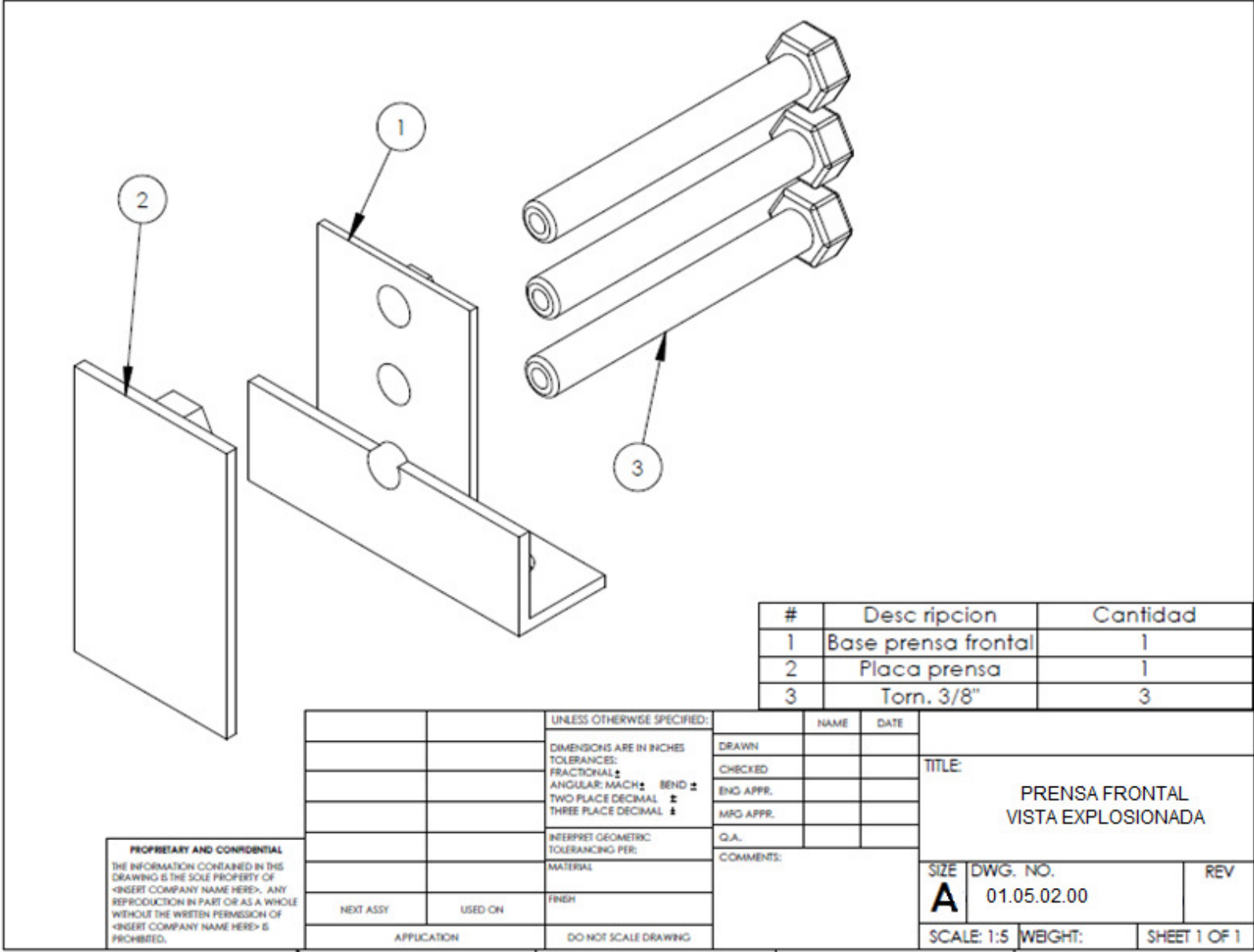
1





PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN		TITLE: TAPA PRENSA LATERAL VISTAS PRINCIPALES
		TOLERANCES:		CHECKED		
		FRACTIONAL ±		ENG APPR.		
		ANGULAR: MACH ±		MFG APPR.		
		TWO PLACE DECIMAL ±		Q.A.		
		THREE PLACE DECIMAL ±		COMMENTS:		SIZE A DWG. NO. 01.05.01.02 REV
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				SCALE: 2:1 WEIGHT: SHEET 1 OF 1
		MATERIAL				
		FINISH				
	NEXT ASSY	USED ON				
	APPLICATION					
			DO NOT SCALE DRAWING			

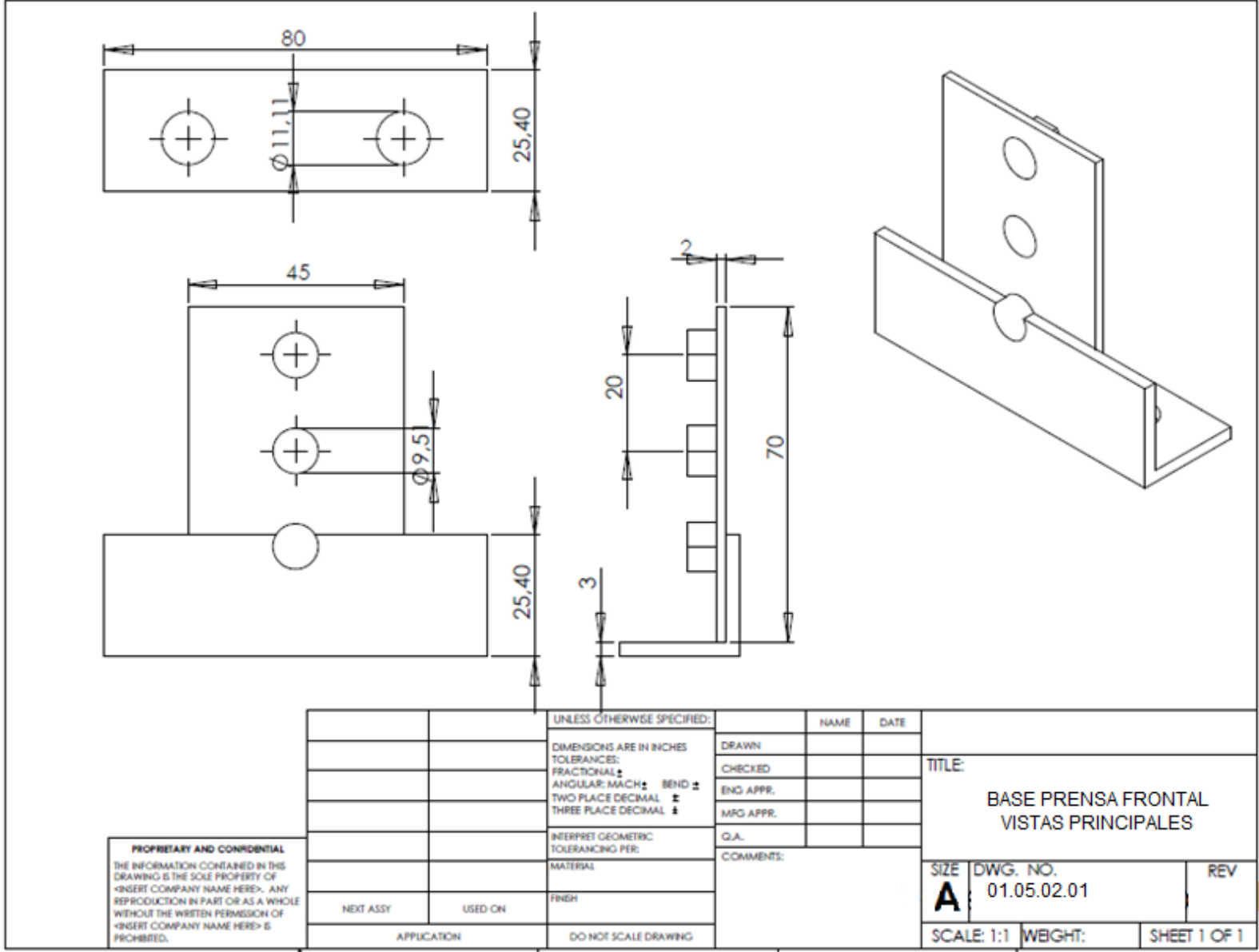


#	Desc ripcion	Cantidad
1	Base prensa frontal	1
2	Placa prensa	1
3	Torn. 3/8"	3

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:	NAME	DATE
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN	
		TOLERANCES:	CHECKED	
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.	
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MRG APPR.	
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.	
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:	
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:		
		MATERIAL		
		FINISH		
NEXT ASSY	USED ON			
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING		

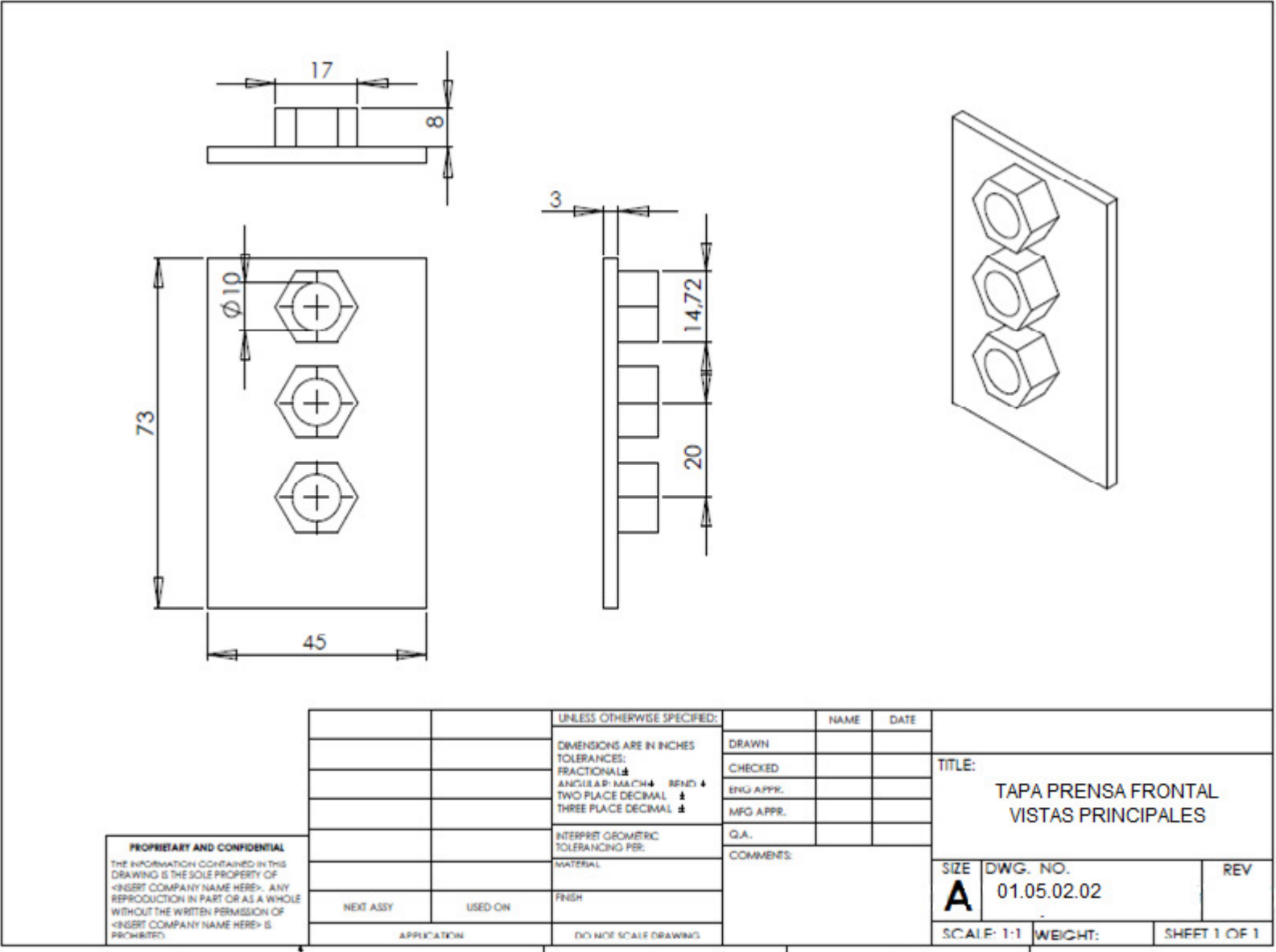
TITLE: PRENSA FRONTAL VISTA EXPLOSIONADA		
SIZE A	DWG. NO. 01.05.02.00	REV
SCALE: 1:5	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.



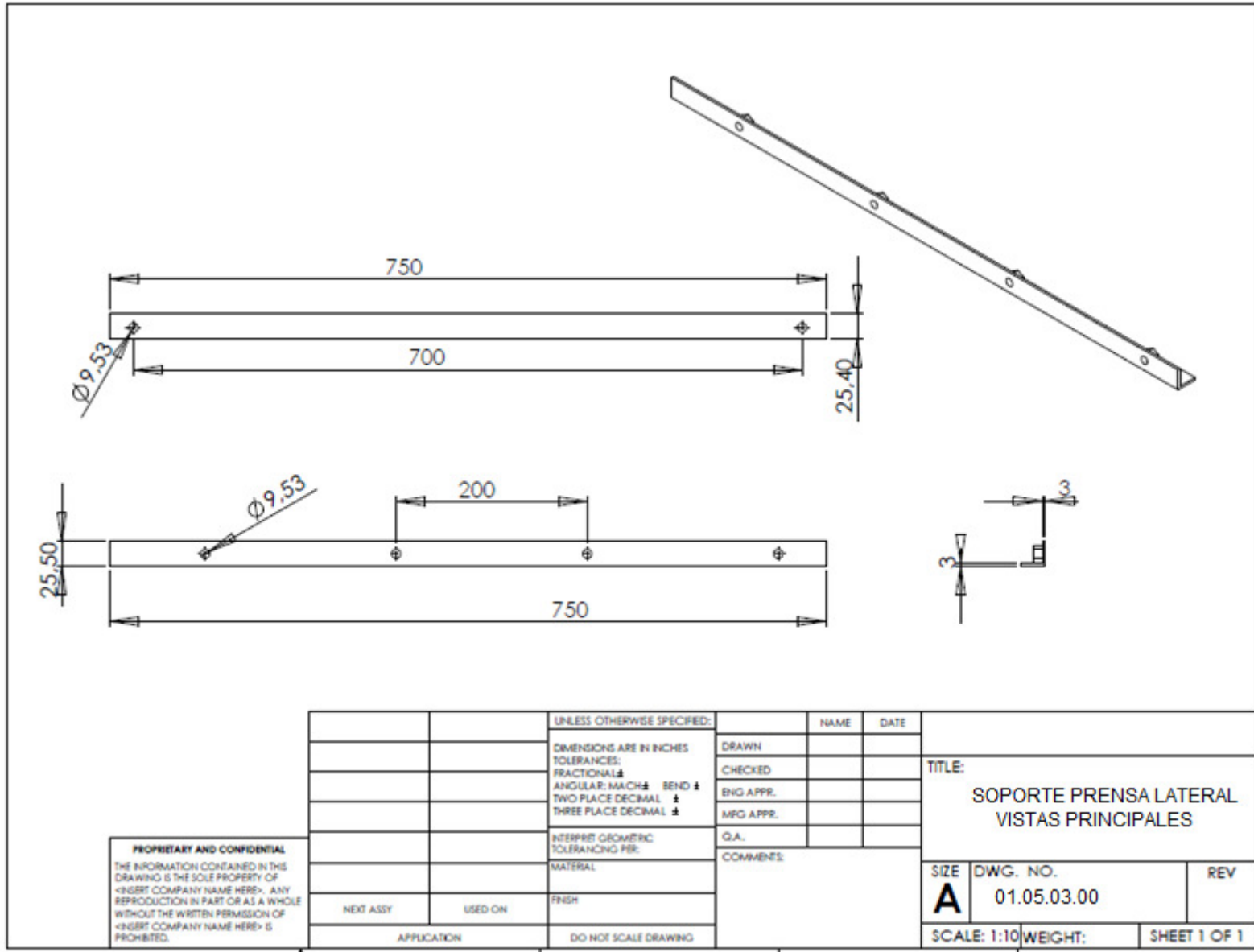
PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

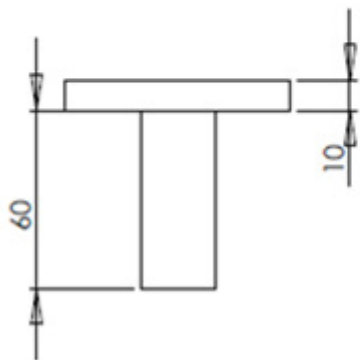
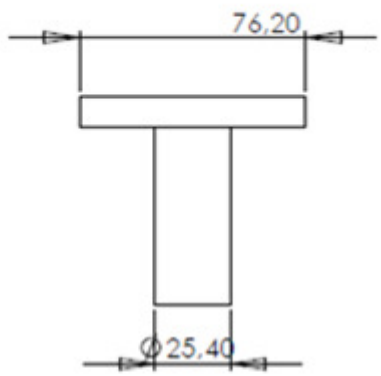
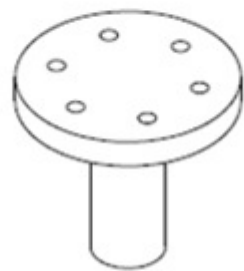
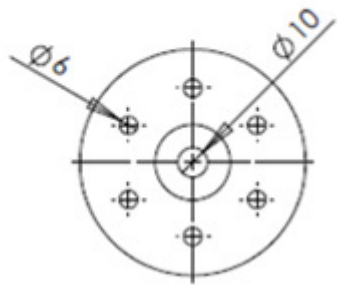
		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:	NAME	DATE		
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN		TITLE: BASE PRENSA FRONTAL VISTAS PRINCIPALES	
		TOLERANCES:	CHECKED			
		FRACTIONAL \pm	ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH \pm BEND \pm	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL \pm	Q.A.			
		THREE PLACE DECIMAL \pm	COMMENTS:		SIZE A DWG. NO. 01.05.02.01 REV	
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:			SCALE: 1:1 WEIGHT: SHEET 1 OF 1	
		MATERIAL				
NEXT ASSY	USED ON	FINISH				
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING				



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			TITLE: TAPA PRENSA FRONTAL VISTAS PRINCIPALES
		TOLERANCES:	CHECKED			
		FRACTIONAL: ±	ENG APPR.			
		ANGULAR: MATCH ± BEND ±	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.			SIZE A DWG. NO. 01.05.02.02 REV
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:			SCALE: 1:1 WEIGHT: SHEET 1 OF 1
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				
		MATERIAL:				
		FINISH:				
	NEXT ASSY	USED ON				
	APPLICATION	DO NOT SCALE DRAWING				





PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE		
		DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN		TITLE: CENTRO VISTAS PRINCIPALES	
		TOLERANCES:		CHECKED			
		FRACTIONAL \pm		ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH \pm BEND \pm		MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL \pm		Q.A.			
		THREE PLACE DECIMAL \pm		COMMENTS:		SIZE	DWG. NO.
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				A	01.05.04.00
		MATERIAL				REV	
		FINISH				SCALE: 1:2	WBIGHT:
NEXT ASSY	USED ON	APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING		SHEET 1 OF 1	