



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA

**Seminario de Graduación 2010 previo a la obtención del Título de
Ingeniero Mecánico**

TEMA:

“ESTUDIO DE MÉTODOS TECNOLÓGICOS ALTERNATIVOS PARA LA SIEMBRA DE SEMILLAS DE TOMATE EN BANDEJAS Y SU INCIDENCIA EN EL TIEMPO DE SIEMBRA EN LOS VIVEROS DE LA PILONERA “CUNCHIBAMBA” DE LA CIUDAD DE AMBATO”.

AUTOR: Juan Gabriel Fonseca Villena

Tutor: Ing. Henry Vaca

AMBATO– ECUADOR

2011

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo **“ESTUDIO DE MÉTODOS TECNOLÓGICOS ALTERNATIVOS PARA LA SIEMBRA DE SEMILLAS DE TOMATE EN BANDEJAS Y SU INCIDENCIA EN EL TIEMPO DE SIEMBRA EN LOS VIVEROS DE LA PILONERA “CUNCHIBAMBA” DE LA CIUDAD DE AMBATO”**. Trabajo elaborado por el Egresado Juan Gabriel Fonseca Villena.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Agosto del 2011

.....
Ing. Henry Vaca

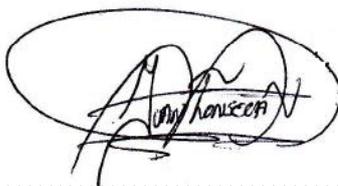
TUTOR

AUTORÍA

Yo, JUAN GABRIEL FONSECA VILLENA con C.I: 180418498-2, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Que los criterios emitidos en el trabajo de investigación, contenidos, ideas, análisis, conclusiones y propuesta son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor del presente trabajo de grado.

Ambato, agosto del 2011

A handwritten signature in black ink, enclosed within a hand-drawn oval. The signature is stylized and appears to read 'JUAN GABRIEL FONSECA VILLENA'. Below the signature is a horizontal dotted line.

Juan Gabriel Fonseca Villena

CI: 180418498-2

Autor

DEDICATORIA

A mi Señor, Jesús, quien me dio la fe, la fortaleza, la salud y la esperanza para terminar este trabajo.

Con todo el amor de mi corazón a mi padre Ángel Fonseca por darme el apoyo y confianza en las etapas de mi vida a mi madre amada Victoria Villena por estar junto a mi brindándome su protección y cuidado desde el primer día de mi vida a mis hermanos Paty, Jessica, Angelita, Viky, Andres y Karla por apoyarme siempre y confiaron en mí y me ayudaron a ser posible la culminación de mi carrera.

A mis familiares quienes han anhelado este momento más importante de mi vida.

AGRADECIMIENTO

Por sobre todas las cosas quiero agradecer a Dios quien me dio la vida y la fuerza para cumplir mis metas, por darme ese amor infinito en mi vida y la inteligencia para desarrollar este proyecto.

Mi mas infinito agradecimiento a mi padre Ángel Fonseca y a mi madre Victoria Villena quienes con su amor, paciencia forjaron mi vida y me apoyaron en todo momento y confiando siempre en mí, como también a mis hermanos que en todo momento me alentaban para que logre mis sueños.

Agradezco a la Facultad De Ingeniería Civil y Mecánica por abrirme las pruebas de la institución. Y, a cada uno de los docentes quienes impartieron vuestros conocimientos para realizarme como ser humano y profesional.

Un agradecimiento a la Pilonera “Cunchibamba” por el apoyo brindado y la confianza depositada para la realización de mi tesis, de manera especial al ingeniero Henry Vaca quien fue mi guía, para el feliz término del presente trabajo.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

A. PÁGINAS PRELIMINARES

TÍTULO.....	i
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	ii
AUTORÍA DE LA TESIS.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	v
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS.....	ix
RESUMEN EJECUTIVO.....	xiii

B. TEXTO INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

1.1 TEMA.....	1
1.2 PLANTEAMIENTO EL PROBLEMA.....	1
1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN.....	1
1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO.....	2
1.2.3 PROGNOSIS.....	3
1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2.5 INTERROGANTES.....	3
1.2.6 DELIMITACIÓN DEL OBJETO A INVESTIGAR.....	3
1.2.6.1 CONTENIDOS.....	3
1.2.6.2 ESPACIAL.....	4
1.2.6.3 TEMPORAL.....	4
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	4
1.4 OBJETIVOS.....	5
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	5
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5

CAPÍTULO II

2	MARCO TEÓRICO.....	6
2.1	ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	6
2.2	FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA.....	6
2.3	FUNDAMENTACIÓN LEGAL.....	7
2.4	CATEGORIAS FUNDAMENTALES.....	7
2.4.1	DISEÑO DE MÁQUINAS.....	7
2.4.2	MÁQUINAS PARA SEMBRAR.....	8
2.4.2.1	NEUMÁTICA.....	9
2.4.2.2	SISTEMA NEUMÁTICO BÁSICO.....	10
2.4.2.3	PROPIEDADES DEL AIRE COMPRIMIDO.....	10
2.4.2.4	SISTEMA DE PRODUCCIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE.....	11
2.4.2.5	UNIDAD DE MANTENIMIENTO.....	12
2.4.2.6	FILTROS.....	13
2.4.2.7	VÁLVULA.....	13
2.4.3	TÉCNICAS DE SIEMBRA.....	15
2.4.4	MÉTODOS PARA LA SIEMBRA DE TOMATE.....	16
2.4.4.2	SIEMBRA DE HORTALIZAS POR SEMILLERO.....	18
2.4.4.4	IMPORTANCIA DE LOS SEMILLEROS.....	21
2.4.5	PROCESOS DE MANUFACTURA.....	21
2.4.6	PROCESOS DE PRODUCCIÓN.....	21
2.4.7	ANÁLISIS DE TIEMPOS Y MOVIMIENTOS.....	22
2.5	HIPÓTESIS.....	26
2.6	SEÑALAMIENTO DE VARIABLES.....	27
2.7	RED DE INCLUSIONES CONCEPTUALES.....	28

CAPÍTULO III

3.1	ENFOQUE.....	29
3.2	MODALIDAD Y TIPO DE LA INVESTIGACIÓN.....	29
3.3	POBLACIÓN Y MUESTRA.....	30

3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	31
3.5 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN....	33

CAPÍTULO IV

4.1 ANALISIS DE RESULTADOS.....	34
4.1.1 ANALISIS DEL TIEMPO EMPLEADO PARA SEMBRAR TOMATE EN BANDEJAS POR EL METODO MANUAL.....	35
4.1.1.1 OBJETIVO.....	35
4.1.1.2 EQUIPOS Y MATERIALES.....	35
4.1.1.3 PROCEDIMIENTO.....	36
4.2 ANALISIS.....	40
4.2.1 ANALISIS DEL TIEMPO EMPLEADO PARA SEMBRAR TOMATE EMPLEANDO LA MAQUINA SEMBRADORA.....	40
4.3 TABULACION DE DATOS.....	45
4.4 ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA SEMBRADORA.....	46
4.5 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.....	46

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES.....	47
RECOMENDACIONES.....	49

CAPÍTULO VI

DATOS INFORMATIVOS.....	50
ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA	50
JUSTIFICACIÓN.....	51
OBJETIVOS.....	52
ANALISIS DE FACTIBILIDAD.....	52
FUNDAMENTACIÓN.....	58
6.6.1 CALCULOS DE DISEÑO.....	58

6.6.1.1 ANALISIS DE EJES IZQUIERDO Y DERECHO.....	58
6.6.1.4 CALCULO DE LA FUERZA PARA MOVER LA BANDEJA..	64
6.6.1.5 ANALISIS DEL ESLABON BALANCEADOR.....	66
6.6.1.6 ANALISIS DEL ESLABON TIPO L.....	67
6.6.1.7 ANALISIS DEL ESLABON CONDUCTOR.....	70
6.6.1.8 ANALISIS DEL ESLABON 1.....	71
6.6.1.9 ANALISIS DEL EJE SOPORTE.....	72
6.6.1.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	74
6.6.1.11 ANALISIS DE LA ESTRUCTURA.....	77
6.7 METODOLOGÍA.....	81
6.7.2 INSTRUMENTOS Y MAQUINAS UTILIZADAS.....	88
6.8 ADMINISTRACIÓN.....	92
6.8.1 PLANIFICACIÓN.....	93
6.8.2 ORGANIZACIÓN.....	93
6.8.3 DIRECCIÓN.....	93
6.8.4 CONTROL.....	93
6.8.9 CONCLUSIONES DE LA PROPUESTA.....	94

ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS

TABLAS

TABLA N°4.1 Tabla de tiempos que se demora en sembrar una bandeja	36
TABLA N°4.2 Tabla de rangos de tiempos manuales.....	39
TABLA N°4.3 Tabla de tiempos que se demora en sembrar una bandeja	41
TABLA N°4.4 Tabla de rangos de tiempos con la máquina.....	44
TABLA N°4.5 Tabla de comparación de tiempos.....	45
TABLA N°6.5.2 Económico – Financiero.....	53
TABLA 6.5.2: Costo de alquiler de maquinaria.....	54
TABLA 6.5.3: Costo de mano de obra.....	55
TABLA 6.5.4 Costo Total.....	55

FIGURAS

FIG.1.1UBICACIÓN DEL CANTÓN AMBATO.....	4
FIG 2.1. MAQUINA NEUMÁTICA PARA SEMILLERO.....	9
FIG 2.2 COMPRESOR.....	12
FIG 2.3. UNIDAD DE MANTENIMIENTO.....	13
FIG 2.4.ESQUEMA DE LA VÁLVULA ANTI-RETORNO.....	14
FIG 2.5.MANOMETRO.....	14
FIG 2.6 SIEMBRA DIRECTA.....	17
FIG 2.7 SEMILLERO EN RECIPIENTES.....	19
FIG. 4.1 BANDEJAS PARA LA SIEMBRA.....	35
FIG. 4.2 ESQUEMATIZACIÓN CON LOS TIEMPOS OBTENIDOS MANUALMENTE.....	39
FIG. 4.3 ESQUEMATIZACIÓN CON LOS TIEMPOS OBTENIDOS CON LA MÁQUINA.....	44
FIG 4.4 TABULACIÓN DE DATOS.....	45
FIGURA 6.1 ESQUEMA DE POSICIÓN DE LOS EJES (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	58
FIGURA 6.2 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTES EN LOS EJES (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	58
FIGURA 6.3 ESQUEMA DEL EJE DERECHO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	59
FIGURA 6.5 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO MÀXIMO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	60
FIGURA 6.6 ESQUEMA DEL EJE IZQUIERDO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	62
FIGURA 6.8 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO MÀXIMO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	63
FIGURA 6.9 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL MARCO DE LA BANDEJA.....	64
FIGURA 6.10 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ESLABON BALANCEADOR.....	66

FIGURA 6.11 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ES LABON TIPO L.....	67
FIGURA 6.12 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ES LABON CONDUCTOR.....	70
FIGURA 6.13 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ES LABON CONDUCTOR.....	70
FIGURA 6.14 ESQUEMA DEL EJE SOPORTE Y FUERZAS QUE ACTUAN EN EL MISMO.....	72
FIGURA 6.16 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTES EN LOS RODAMIENTOS.....	74
FIGURA 6.17 ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LAS COLUMNAS EN LA ESTRUCTURA.....	77
FIGURA 6.19 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTES EN LAS VIGAS.....	80
FIGURA 6.20 DIAGRAMAS DE MOMENTOS.....	81
FIGURA 6.21 MARCO PARA COLOCAR LA BANDEJA (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	82
FIGURA 6.22 FRESADO DE AGUJEROS EN LA RIEL (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	82
FIGURA 6.23 BANDEJA UBICADA EN EL MARCO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	83
FIGURA 6.24 ESLABÓN BALANCEADOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	83
FIGURA 6.25 ESLABÓN TIPO L (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	84
FIGURA 6.26 ESLABÓN CONDUCTOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	84
FIGURA 6.27 ESLABÓN 1 (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	85
FIGURA 6.28 MECANISMO DE AVANCE (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	85

FIGURA 6.29 SOP. SUP ASPIRADOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	86
FIGURA 6.30 SOPORTE TUBOS (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)	86
FIGURA 6.31 EJES Y RODAMIENTOS (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR).....	87
FIGURA 6.31.1 MÁQUINA SEMBRADORA (FUENTE: ELABORADO PORAUTOR).....	87

C. MATERIALES DE REFERENCIA

1. BIBLIOGRAFÍA
2. ANEXOS
 - PARÁMETROS DE DISEÑO MÁQUINA ACAMPANADORA
 - PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

RESUMEN EJECUTIVO

Las innovaciones realizadas en la siembra en las piloneras han conseguido desarrollar la siembra en bandejas, lo cual consiste en colocar las semillas en unos compartimentos de una bandeja, donde esta germinará para su posterior trasplante.

La máquina que posee la Pilonera “Cunchibamba” no abastece las necesidades de la misma ya que su diseño manual hace que la persona encargada de la siembra opte por no utilizar la máquina y sembrar con la mano con mayor comodidad, ocasionando que la siembra dure mas tiempo.

Para la solución de este problema la Pilonera a considerado implementar una maquina capaz de realizar la siembra en un tiempo mas corto, pero la adquisición de esta significa una inversión de 8000 dólares, por lo cual, se optó por repotenciar la maquina obsoleta antes mencionada es decir, realizar la recuperación de vida de los componentes del equipo e implementación de un nuevo método de siembra en la misma y por consecuencia la prolongación de grandes beneficios para la institución.

Para realizar la conversión de esta máquina se empleó principalmente la implementación de una estructura, un mecanismo de avance, electroválvula, entre otros componentes; además de ello se realiza un rediseño de la máquina.

Mediante el mecanismo de avance se logra un movimiento uniforme de la bandeja, también con el uso controlado del sistema de aspiración y deposito de la semilla se logra una siembra homogénea.

Con la implementación de ésta se consigue minimizar el tiempo de producción que lleva sembrar un lote de bandejas, es así como; producir un lote de 100 bandejas manualmente se culmina en 4,5 horas, con la utilización de esta máquina se consiguió reducir a 2,02 horas aproximadamente. En el capítulo 4 se realiza en análisis detallado del tiempo que se invierte.

Cabe detallar que para la siembra se debe utilizar semillas híbridas, esto quiere decir que estas tienen un calibre homogéneo y una germinación del 99,9%, esto garantizará una producción eficiente y confiable.

En el capítulo 6 se analiza el beneficio económico que la máquina acampanadora brinda; para la repotenciación del equipo se empleó 1662,68 dólares.

Al poseer la máquina sembradora se produce un ahorro de 120 dólares mensuales, que representan 1440 dólares al año, de esta manera la recuperación de la inversión se consigue a inicios del segundo año.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 TEMA: Estudio de métodos tecnológicos alternativos para la siembra de semillas de tomate en bandejas y su incidencia en el tiempo de siembra en los viveros de la pilonera “Cunchibamba” de la ciudad de Ambato.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1 Contextualización

En la actualidad las piloneras son una parte fundamental en el desarrollo de la agricultura puesto que aquí es donde se plantan, germinan, maduran y consiguen su desarrollo gran variedad de semillas a edad de trasplante.

Los métodos que utilizan las piloneras para la siembra de las semillas es colocándolas en unos recipientes conocidas como bandejas o también como semilleros, en este lugar es donde se siembran las semillas de hortalizas. Es un área preparada y acondicionada especialmente para colocar las semillas con la finalidad de producir su germinación bajo condiciones controladas, a objeto de que pueda crecer sin dificultad hasta que la plántula este lista para el trasplante.

Las piloneras en el Ecuador han crecido paulatinamente a partir de la década de los años 90, debido a que los hábitos alimenticios de la población han cambiado positivamente hacia un mayor consumo de hortalizas en su dieta diaria y a las exportaciones de algunas hortalizas como el tomate, apio, brócoli, el espárrago; adicionalmente se está desarrollando la industrialización de algunos productos hortícolas, especialmente al mercado externo.

La actividad de semilleros en el país, es muy variada, tanto por sus particulares sistemas de producción primaria, como por la formación estructural de las cadenas agroalimentarias en el país. Los productos finales que son las plántulas de hortalizas ofrecen una alternativa muy clara para los agricultores medianos y pequeños para su posterior cuidado de desarrollo luego de trasplantarlas.

Los semilleros de hortalizas en el Ecuador están concentrados básicamente en la sierra, siendo la provincia de Tungurahua en tener un gran porcentaje en este campo, tanto por sus condiciones edáficas, climáticas y sociales, como por las técnicas y sistemas de producción aplicada.

En la ciudad de Ambato existen medianos y grandes horticultores o propietarios de piloneras, sus producciones son de carácter empresarial y están orientados hacia la agroindustria y a los mercados internos y externos del país.

Por lo general el tamaño de las explotaciones dedicadas a la utilización de semilleros en las piloneras es considerablemente grande, factor que por si mismo implica un una ventaja para el acopio, clasificación y otros procesos importantes de comercialización.

1.2.2 Análisis crítico

Es necesario realizar el estudio ya que en la pilonera “Cunchibamba” en las piloneras utilizan técnicas manuales y muy tediosas las cuales llevan a una pérdida importante de tiempo lo cual es un inconveniente para la producción y comercialización a gran escala de las plántulas de tomate a esto se le suma la gran demanda que tiene el producto en el mercado.

Además es de gran importancia realizar el estudio ya que en diferentes etapas del año hay un desabastecimiento considerable de tomate puesto a su poca producción lo que genera una inestabilidad en el mercado trayendo como consecuencias incrementos considerables de precios del producto para el consumidor final.

1.2.3 Prognosis

El presente estudio al no ser ejecutado, en cierta forma ayudaría que se presente escases de tomate en el mercado, desmejorando el abastecimiento para el consumo humano continuando con la baja producción y la alta demanda del producto lo que desembocaría en el aumento de los costos de producción y por ende la mano de obra sería muy costosa.

1.2.4 Formulación del problema

¿Qué nivel de reducción de tiempo de siembra de semillas de tomate se puede obtener al realizar el estudio de un método tecnológico de siembra en la pilonera “Cunchibamba” de la ciudad de Ambato?

1.2.5 Preguntas directrices

- ¿Existe suficiente material bibliográfico para realizar el estudio antes mencionado?
- ¿Se analizará los parámetros de campo donde se realizará el estudio?
- ¿Cuáles son las alternativas de solución al problema de siembra en bandejas en la pilonera “Cunchibamba”?
- ¿Cuáles son los parámetros a tomar en cuenta en el método seleccionado?
- ¿Satisfecerá el método seleccionado a los piloneros?

1.2.6 Delimitación del problema

1.2.6.1 De contenido

El presente tema de investigación está delimitado al área de agricultura en la rama de horticultura, referido a la siembra de las semillas en bandejas en las piloneras, además del diseño mecánico.

1.2.6.2 Espacial

El presente estudio se lo realizará en el sector de Cunchibamba de la ciudad de Ambato en la provincia de Tungurahua, con una revisión bibliográfica que se realizará en la biblioteca de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la universidad técnica de Ambato.



Fig.1.1 Ubicación del cantón Ambato.¹

1.2.6.3 Temporal

El tiempo destinado para el estudio de las variables será desde el mes de marzo del 2011 hasta el mes de agosto del 2011.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La zona centro del país comprendida en entre las provincias de Tungurahua, Chimborazo y Cotopaxi producen la mayor parte de tomate en el país, en Tungurahua la ciudad de Ambato tiene una importante producción de tomate para los diferentes mercados del país como son: Costa, Sierra y Oriente.

Debido a la falta de transferencia de tecnología los agricultores no se proveen de un adecuado material vegetativo estando a expensas de los proveedores y de las disponibilidad de ellos, los mismos que no pueden satisfacer la demanda del mercado debido a la falta de mano de obra para la siembra, haciéndose muy importante la

¹ www.ecoportal.net

invención e investigación de un medio mecánico para la siembras de semillas de hortalizas para optimizar tiempo y eficiencia de la siembra.

El estudio es de gran interés ya que tendrá un impacto positivo en la sociedad de la ciudad de Ambato, ayudando a mejorar la producción y mejorar el abastecimiento de hortalizas de los principales mercados del país.

El presente estudio será factible realizarlo ya que la pilonera “Cunchibamba” situado en el sector del mismo nombre ayudará con los datos necesarios para la investigación. El estudio es original en el sector, de tal manera que generará beneficios sustanciales como la reducción de mano de obra, eficiencia en la siembra, menor desperdicio de semilla, entre otros.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo General

Analizar el método tecnológico alternativo adecuado, para la siembra de semillas de tomate en bandejas, para disminuir tiempos de siembra en la Pilonera “Cunchibamba” de la ciudad de Ambato.

1.4.1 Objetivos Específicos

- Realizar el estudio con el suficiente material bibliográfico.
- Analizar los parámetros de campo donde se realizará el estudio.
- Analizar las alternativas de solución al problema de siembra de hortalizas en bandejas en la ciudad de Ambato.
- Analizar los parámetros a tomar en cuenta en método seleccionado.
- Proponer el método tecnológico adecuado para disminuir los tiempos de siembra en las piloneras de la ciudad de Ambato.

CAPÍTULO II

2.- MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

La Pilonera “Cunchibamba” implementó hace aproximadamente dos años una sembradora neumática manual para realizar los trabajos de siembra en bandejas, la única manera de obtener esta máquina es mediante la importación y a un costo elevado por lo que pocas piloneras han adquirido este implemento para sus siembras, pero de igual manera esta máquina manual conlleva a una pérdida valiosa de tiempo en la siembra de la semilla y además después de la germinación la demanda de esta plántula es muy grande, por lo que los productores tienen la necesidad de una máquina con un mecanismo mecánico adecuado que les ayude a resolver estos problemas.

2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

El presente proyecto de investigación se ubica en el paradigma crítico-propositivo; crítico porque analizará los diferentes mecanismos de siembra para bandejas y su mejor selección dentro de la ponderación de características cualitativas de los diferentes elementos que necesitare la implementación para su buen funcionamiento y propositiva porque busca plantear alguna solución practica al problema investigado.

2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

CAPÍTULO SEGUNDO

Derechos del buen vivir

Sección segunda

Ambiente sano

Art. 15.- El Estado promoverá, en el sector público y privado, el uso de tecnologías ambientalmente limpias y de energías alternativas no contaminantes y de bajo impacto. La soberanía energética no se alcanzará en detrimento de la soberanía alimentaria, ni afectará el derecho al agua.

Se prohíbe el desarrollo, producción, tenencia, comercialización, importación, transporte, almacenamiento y uso de armas químicas, biológicas y nucleares, de contaminantes orgánicos persistentes altamente tóxicos, agroquímicos internacionalmente prohibidos, y las tecnologías y agentes biológicos experimentales nocivos y organismos genéticamente modificados perjudiciales para la salud humana o que atenten contra la soberanía alimentaria o los ecosistemas, así como la introducción de residuos nucleares y desechos tóxicos al territorio nacional.²

2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

2.4.1 Diseño de máquinas

El diseño de elementos es una de las ramas de actividades más amplias dentro del ejercicio de la Ingeniería Mecánica. En el diseño mecánico, el ingeniero crea un sistema que satisface una necesidad en particular, considerando la forma, seguridad, ecología y los aspectos socioeconómicos de su producción y uso. En consecuencia, el propósito de la enseñanza del diseño de elementos de máquinas es el de proveer y

² Constitución de la república del Ecuador 2008 pág. 24

capacitar al futuro ingeniero mecánico, de amplios conocimientos de cálculo, que complementado, con otras disciplinas de la especialidad permitan concebir a partir de lo simple un sistema o dispositivo mecánico.

Una máquina esta compuesta por una serie de elementos más simples que la constituyen, pudiendo definir como elementos de máquinas todas aquellas piezas o elementos más sencillos que correctamente ensamblados constituyen una máquina completa y en funcionamiento.

Estos elementos de máquinas, no tienen que ser necesariamente sencillos, pero si ser reconocibles como elemento individual fuera de la máquina que forma parte o de las máquinas de las que puede formar parte³

2.4.2 Máquinas para sembrar

La maquinaria que se utiliza para la siembra de semillas de tomate es de carácter neumático puesto que este método es el más óptimo para este tipo de semillas.

La familia de sembradoras neumáticas son especialmente diseñadas para satisfacer las necesidades de germinar semillas en bandejas, de pequeñas y medianas explotaciones, asegurándoles una mayor producción, más uniforme y de mayor calidad. Son de funcionamiento muy sencillo y permiten con un solo operario, sembrar hasta 8000 semillas/hora según el tipo de bandeja.

Las sembradoras neumáticas se adaptan a las necesidades, ya que el diseño permite incorporar cualquier tipo de bandejas rígidas. Puede sembrar semillas con calibres desde 1.00 hasta 8.00 mm. Para cambiar de una semilla a otra, tan solo es necesario

sustituir el brazo de inyección sin necesidad de ningún ajuste mecánico, más que el cambio de una posición del mando de control.⁴

³ Diseño de máquinas Shigley sexta edición

El funcionamiento de las sembradoras neumáticas, está basado en un sistema de aspiración, gobernado por un autómata. Cada orificio del brazo inyector aspira una semilla en el recorrido de bajada hacia el depósito. Las semillas seleccionadas son conducidas por tubos de distribución hasta el alveolo perforado anteriormente de cada bandeja. Cuando la bandeja se encuentra en la posición correcta, la máquina suelta la semilla, posicionando en el mismo centro del sustrato todas las semillas, con un máximo de efectividad.



Fig 2.1. *Máquina Neumática para semilleros*⁵

2.4.2.1 Neumática

La neumática es una fuente de energía de fácil obtención y tratamiento para el control de máquinas y otros elementos sometidos a movimiento. La generación, almacenaje y utilización del aire comprimido resultan relativamente baratos y además ofrece un índice de peligrosidad bajo en relación a otras energías como la electricidad y los combustibles gaseosos o líquidos. Ofrece una alternativa altamente segura en lugares de riesgo de explosión por deflagración, donde otras energías suponen un riesgo importante por la producción de calor, chispas, etc.⁶

⁴ <http://www.asmava.com/espanol/zanon/paginas/sembra.htm>

⁵ www.fao.org/ag/agn/pfl_report_en/_.../Importancereport.doc

2.4.2.2 Sistema neumático básico

Los cilindros neumáticos, los actuadores de giro y los motores de aire suministran la fuerza y el movimiento de la mayoría de los sistemas de control neumático para sujetar, mover, formar y procesar el material.

Para accionar y controlar estos actuadores, se requieren otros componentes neumáticos, por ejemplo unidades de acondicionamiento de aire para preparar el aire comprimido y válvulas para controlar la presión, el caudal y el sentido del movimiento de los actuadores.⁷

Un sistema neumático básico, se compone de dos secciones principales:

- El sistema de producción y distribución del aire.
- El sistema de consumo del aire o utilización.

2.4.2.3 Propiedades del aire comprimido

Disponibilidad.- Muchas fábricas e instalaciones industriales tienen un suministro de aire comprimido en las áreas de trabajo y compresores portátiles que pueden servir en posiciones más alejadas.

Almacenamiento.- Si es necesario se puede almacenar, fácilmente en grandes cantidades, en el interior de depósitos o cilindros, especialmente diseñados para ello.

Simplicidad de diseño y control.- Los componentes neumáticos son de configuración sencilla y se montan fácilmente para proporcionar sistemas automatizados extensos con un control relativamente sencillo.

⁶ <http://www.euskalnet.net/j.m.f.b./neumatica.htm>

⁷ catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/...s.../capitulo5.pdf

Elección del movimiento.- Se puede elegir entre un movimiento lineal o un movimiento de rotación angular con velocidades de funcionamiento fijas y continuamente variables pudiéndose regular con facilidad dichas velocidades.

Economía.- La instalación tiene un coste relativamente bajo debido al coste modesto de los componentes. El mantenimiento es también poco costoso debido a su larga duración sin apenas averías.

Fiabilidad.- Los componentes neumáticos tienen una larga duración que tiene consecuencia la elevada fiabilidad del sistema.

Resistencia al entorno.- A este sistema no le afectan ambientes con temperaturas elevadas, polvo o atmósferas corrosivas en los que otros sistemas fallan.

Limpieza del entorno.- El aire es limpio y con un adecuado tratamiento de aire en el escape, se puede instalar según las normas de seguridad para el trabajador y personal.

Seguridad.- No presenta peligro de incendio en áreas de riesgo elevado y el sistema no está afectado por la sobrecarga puesto que los actuadores se detienen o se sueltan simplemente. Los actuadores neumáticos no producen calor.⁸

2.4.2.4 Sistema de producción y distribución del aire

2.4.2.4.1 Compresor

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como lo son los gases y los vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

⁸ <http://electroneumatica.blogspot.com/2008/03/algunas-propiedades-del-aire-comprimido.html>

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, éstos son máquinas térmicas, ya que su fluido de trabajo es compresible, sufre un cambio apreciable de densidad y, generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos compresibles, pero no aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable.



Fig 2.2 *Compresor*⁹

2.4.2.5 Unidad de mantenimiento

Este aditamento está compuesto por un filtro de partículas de baja eficiencia, un regulador con manómetro y un lubricador, su función principal es la de acondicionar una corriente determinada para su uso en una máquina. El filtro de partículas sirve para eliminar algunos contaminantes de tipo sólido, el regulador se encarga de disminuir la presión y el lubricador dosifica una cantidad requerida en algunas ocasiones por el equipo.

⁹ <http://www.google.com/imgres?imgurl=http://www.bricolandia.es/wp-content/uploads/2009/01/tk-25-compresor>



Fig 2.3. *Unidad de mantenimiento*¹⁰

2.4.2.6 Filtros

El propósito de los filtros del aire comprimido es suministrar aire libre de contaminantes a los diferentes puntos de aplicación. Contaminantes tales como agua, aceite, polvo, partículas sólidas, neblinas, olores, sabores y vapores, pueden atacar su sistema.

2.4.2.7 Válvula

Una válvula se puede definir como un aparato mecánico con el cual se puede iniciar, detener o regular la circulación (paso) de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos.

Las válvulas son unos de los instrumentos de control más esenciales en la industria. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos¹⁰

¹⁰ instrumctrl.blogspot.es/img/valvulas.doc

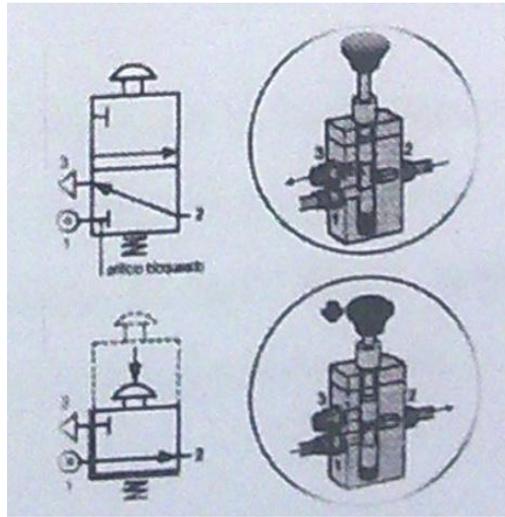


Fig 2.4. Esquema de la válvula anti-retorno¹⁰

2.4.2.8 Manómetro

El manómetro es un instrumento utilizado para la medición de la presión en los fluidos, generalmente determinando la diferencia de la presión entre el fluido y la presión local.

En la mecánica la presión se define como la fuerza por unidad de superficie que ejerce un líquido o un gas perpendicularmente a dicha superficie



Fig 2.5. Manómetro¹¹

¹¹ <http://www.monografias.com/trabajos60/instrumentos-basicos-medicion/instrumentos-basicos-medicion2.shtml>

2.4.2.9 Conducción del aire comprimido

Todo movimiento de un fluido por una tubería produce una pérdida de presión debido a su rugosidad y diámetro asociado. La selección de los diámetros de las tuberías de una red de aire se determina según los principios de la mecánica de fluidos y para ello se utilizan ecuaciones y diagramas. Esta información no se expone en este trabajo pero puede ser consultada por el lector en cualquier libro de diseño de redes.

El material mas usado en las tuberías de aire es el acero. Debe evitarse utilizar tuberías soldadas puesto que aumentan la posibilidad de fugas, mas bien se recomiendan las tuberías estiradas. Actualmente en el mercado se encuentra un nuevo tipo de tuberías en acero anodizado que, aunque mas costosas, tienen una mayor duración que las de acero.

En general la tubería de una red no necesita mantenimiento fuera de la corrección de fugas que se producen más en las conexiones que en la tubería en sí. En caso que la tubería presenta obstrucción por material particulado debe limpiarse o reemplazarse aunque esto no es común en las empresas

2.4.3 Técnicas de Siembra

La técnica mas utilizada por los piloneros es la siembra en bandejas el manejo que se de en la bandeja a los cultivos influirá en su posterior desarrollo, capacidad productiva y estado sanitario. Aceptamos que no es lo mismo partir de una planta sana, vigorosa, a hacerlo de otra débil, enferma o con problemas de plagas. Un porcentaje elevado del éxito de un cultivo radica en la calidad de la planta de partida.

Al hablar de calidad de la planta, hay que distinguir entre:

- La calidad que se ve a simple vista.
- La calidad que no se ve.
- La calidad sanitaria.

Apreciamos rápidamente aspectos como las proporciones en altura, anchura, grosor del tallo, ausencia de colores o manchas extrañas, llenado y volumen del cepellón etc.

Sin embargo existe una calidad que no se ve, pero que su falta se padece. Es la que se deriva de la edad y manejo de las condiciones de cultivo de la planta en el semillero.

En las plantas de fruto, como el tomate, la inducción floral se produce en el semillero, aunque en el momento de plantar no veamos la flor. Esto significa que el primer ramillete de flor que aparece en el invernadero, se formó en el semillero. Y si la planta estuvo en semillero durante largos periodos a bajas temperaturas, lo normal será que haya problemas de fecundación y frutos deformados, incluso si se fecundan con abejorros. Y esto se ve en terreno de cultivo definitivo.

Como norma general, las plantas que salen de un semillero, deberán estar sin enfermedades activas.

Para la siembra existen técnicas manuales las cuales son muy tediosas por el tamaño de la semilla y su manipulación, otra técnica muy utilizada es la incorporación de máquinas sembradoras generadoras de vacío este principio utilizado en estas máquinas es de gran ayuda para la manipulación de estas semillas pequeñas.

2.4.4 Métodos para la siembra de tomate

El Tomate es una planta de clima cálido pero se adapta muy bien a climas templados; por lo que en Ecuador se puede sembrar en gran parte del territorio, prefiriéndose aquellos ubicados en alturas entre los 100 y 1500 m.s.n.m.

Este cultivo se puede sembrar todo el año, pero los problemas cambian según la época.

En el período de lluvias la incidencia de enfermedades es mayor mientras que durante la época seca las plagas son el mayor problema. Sin embargo dichos problemas son superables mediante un conjunto de prácticas agrícolas que incluyan métodos de

manejo y controles adecuados, los cuales tienen que ser realizados en el momento y la forma precisa en que se indican, ya que de éstas depende el éxito de una buena cosecha.¹²

Existen dos métodos para la siembra de hortalizas: por semillero y directa.

- **Siembra de hortalizas por semillero:** este método consiste en sembrar las semillas en recipientes o maceteros, y luego, cuando las plántulas alcanzan determinado tamaño que garantice su supervivencia, se trasplantan al huerto.

- **Siembra de hortalizas directa:** hay ciertas especies que por sus características, son aptas para la siembra directa sobre el suelo del huerto, sin necesidad de hacer previamente el semillero. Con lo cual tenemos un ahorro considerable de trabajo.

2.4.4.1 Siembra de hortalizas directa

La siembra directa, labranza de conservación, labranza cero, o siembra directa sobre rastrojo es un sistema de conservación que deja sobre la superficie del suelo el rastrojo del cultivo anterior. No se realiza movimiento importante de suelo (ni araduras ni rastrajes) excepto el movimiento que efectúan los discos cortadores de los abresurcos de la sembradora al abrir una angosta ranura donde se localizará la semilla.



FIG 2.6 Siembra Directa¹³

¹² Boris Corpeño < www.fintrac.com/docs/.../Manual_del_Cultivo_de_Tomate_WEB.pdf >

La labranza cero es una respuesta a la caída del contenido de materia orgánica en suelos agrícolas sometidos a labranza convencional. El objetivo es remover lo menos posible el suelo, disminuir los ciclos de oxigenación intensos de la materia orgánica y, por ese medio, evitar la destrucción de la misma.

No obstante, el arado de los suelos es una eficaz herramienta de eliminación de malezas, o plantas indeseables. Con la labranza cero, éstas deben ser eliminadas por medios químicos, de modo que exigen el uso masivo de herbicidas.

Por otro lado, también exige aportes extras de nitrógeno, en forma de fertilizantes.

Inesperadamente, la labranza cero también resultó una buena respuesta a la erosión en suelos particularmente expuestos a la misma, especialmente los suelos arenosos, que sufren habitualmente erosión por el viento. También se benefician de esta técnica los suelos con fuertes pendientes, que suelen sufrir erosión por el agua superficial.

Por último, en ciertas zonas húmedas, se utiliza esta tecnología porque permite acceder a los suelos anegadizos poco después de lluvias, en períodos en que, después de haber sido arados, resultarían lodazales, en que las máquinas no lograrían desplazarse, en casos extremos, la labranza cero ha llegado a regenerar suelos erosionados.

2.4.4.2 Siembra de hortalizas por semillero

Un Semillero es un sitio donde se siembran los vegetales o un lugar donde se guardan las semillas. Es un área de terreno preparado y acondicionado especialmente para colocar las semillas con la finalidad de producir su germinación bajo las menores condiciones y cuidados, a objeto de que pueda crecer sin dificultad hasta que la plántula este lista para el trasplante.

¹³ <http://www.jardinerialdigital.com/huerto/siembra-de-hortalizas.php>

Consiste en sembrar semillas y luego trasplantar los plantones al huerto. Se pueden hacer:

Semilleros en recipientes

Semilleros en el suelo



FIG 2.7 *Semillero en recipientes*¹⁴



FIG 2.8 *Semillero en el suelo*

El semillero es el sitio adecuado para que la semilla inicie su primera fase de desarrollo. Luego la planta crecerá y será trasplantada al terreno definitivo. Los semilleros permiten desarrollar las plantas en un ambiente más adecuado, protegido de las lluvias, del frío, del pleno sol y con un sustrato mejor que la tierra del huerto lo cual asegura una mayor nascencia.

¹⁴ <http://www.jardineriadigital.com/huerto/siembra-de-hortalizas.php>

- Un semillero en recipientes a cubierto permite iniciar el cultivo de hortalizas al final del invierno, cuando debido al frío de muchas regiones morirían las plántulas si se sembraran en el exterior. Por ejemplo, los semilleros de lechuga se pueden iniciar a mediados de invierno en un invernadero o en un lugar a salvo del frío y luego transplantar al huerto cuando las condiciones sean propicias.

2.4.4.3 Tipos de semilleros

Según el área de terreno y material disponible pueden ser:

Semilleros portátiles:

Son aquellos que se pueden trasladar de un lugar a otro según la necesidad; se utilizan para siembras pequeñas y pueden ser construidos en cajones, cajas de madera o de plástico, bolsas de polietileno u otro material fácil de transportar y sus dimensiones aproximadas son: 50cm de largo, 35cm de ancho y 10cm de profundidad; el cajón debe tener pequeñas perforaciones que permitan el desagüe.

Semilleros temporales o transitorios:

Son aquellos que se usan una sola vez o para corta duración; y sus dimensiones aproximadas son: largo de acuerdo a la necesidad, ancho 1.10m, alto 20cm.

Semilleros semi-permanentes: Son Aquellos que se utilizan para variar los cultivos o siembras; no son ni temporales ni fijos; se construyen haciendo un cerco de tablas y ladrillo en los bordes, y sus dimensiones aproximadas son: Largo según la disponibilidad de terreno y material, ancho 1.10m, alto 20cm.

Semilleros perennes o fijos: Son aquellos utilizados en forma permanente; los bordes se construyen con cemento y bloque, el fondo es de granzón, para facilitar el drenaje.

2.4.4.4 IMPORTANCIA DE LOS SEMILLEROS

Son importantes porque permiten un mejor aprovechamiento y rendimiento por metro cuadrado; garantizan una mejor selección de la semilla y con esto aumenta considerablemente las posibilidades de tener una mejor productividad en las cosechas; facilita la actividad agrícola familiar, ya que tanto el padre agricultor como la madre y los hijos podrán participar en la siembra. Los semilleros son muy importantes porque permiten que ciertas hortalizas de semillas muy pequeñas, como la lechuga, la cebolla o el tomate, puedan lograr un buen desarrollo en su primer periodo de vegetación.

2.4.5 Procesos de manufactura

Describe la transformación de materias primas en productos terminados para su venta. También involucra procesos de elaboración de productos semifabricados. Algunas industrias como la manufactura de semiconductores o de acero usan el término de fabricación, El término puede referirse a una variedad enorme de la actividad humana, de la artesanía a la alta tecnología pero es comúnmente aplicado a la producción industrial, en el cual las materias primas son transformadas en bienes terminados a gran escala.

2.4.6 Sistemas de producción

A pesar de que se puede argumentar, y frecuentemente se hace, que los agricultores siempre debieron pensar sobre sus granjas como sistemas y siempre las manejaron como unidades enteras, esto en realidad refleja el tipo de pensamiento poco riguroso cuya superación es el objetivo de la metodología de estudio de sistemas. Esta expresión es más bien la reacción de aquellos quienes, encontrándose frente a la teoría de sistemas por primera vez y demandando una explicación simple, responden concluyendo que es sólo sentido común.

Un sistema de producción proporciona una estructura que facilita la descripción y la ejecución de un proceso de búsqueda. Un sistema de producción consiste de:

- Un conjunto de facilidades para la definición de reglas.
- Mecanismos para acceder a una o más bases de conocimientos y datos.

Una estrategia de control que especifica el orden en el que las reglas son procesadas, y la forma de resolver los conflictos que pueden aparecer cuando varias reglas coinciden simultáneamente.

Un mecanismo que se encarga de ir aplicando las reglas.

2.4.7 Análisis de tiempos y movimientos

2.4.7.1 Estudio de movimientos Se describe la definición de un estudio de movimientos desde dos puntos de vista para comprender mejor su concepto y las técnicas utilizadas para llevarlo a cabo.¹⁵

2.4.7.1.1 Definición

Análisis cuidadoso de los diversos movimientos que efectúa el cuerpo al ejecutar un trabajo. Su objeto es eliminar o reducir los movimientos ineficientes y facilitar y acelerar los eficientes, aumentando la tasa de producción.

El estudio de movimientos comprende la observación cuidadosa de la operación y la elaboración de un diagrama de proceso del operario considerando la economía de movimientos.

2.4.7.1.2 Economía de movimientos

Los esposos Gilbreth desarrollaron esta técnica, pero fue perfeccionada por Ralph M. Barnes. Estos principios de economía de movimientos no todos son aplicados en el

¹⁵ UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
<biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_6141.pdf >

estudio de movimientos, puesto que son mejor aprovechados en un estudio de micro movimientos.

Tres subdivisiones:

- a) Al uso del cuerpo humano
- b) A la disposición y condiciones en el lugar de trabajo y
- c) Al diseño de las herramientas y el equipo

a) Uso del cuerpo humano, toma en cuenta que: ambas manos comienzan y terminan simultáneamente las operaciones (pueden ser diferentes en cada mano), no deben estar inactivas al mismo tiempo en el horario de trabajo; debe tenerse movimientos simétricos y simultáneos al alejarse o acercarse al cuerpo, para evitar fatiga o confusión; debe aprovecharse el ímpetu o impulso físico en la medida de lo posible; son preferibles los movimientos en línea curva y no los rectilíneos que impliquen cambios repentinos y bruscos; usar el menor número de *therbligs*(*repeticiones*) en los movimientos desde dedos de la mano, muñeca, antebrazo, brazo y todo el cuerpo humano; ejecutar si es posible al mismo tiempo movimientos con las manos y movimientos con los pies; considerar la fuerza de los dedos para el soporte de cargas por largo tiempo, el cordial y pulgar son más fuertes; si se va accionar pedales con los pies el operador debe estar sentado; los movimientos con los brazos que requieran fuerza torsional deben estar con los codos flexionados.

b) Disposición y condiciones en el sitio de trabajo: debe destinarse un lugar fijo para todas las herramientas y materiales, para eliminar los *therbligs* buscar y seleccionar; debe utilizarse depósitos con alimentación por gravedad y entrega por caída o deslizamiento para reducir los *therbligs* alcanzar y mover, debe disponerse si es posible de expulsores para retirar automáticamente el producto terminado.

Los materiales y herramientas deben estar colocadas en el perímetro normal de trabajo horizontal y vertical proporcionar asientos cómodos si se van a realizar un trabajo sentado tomando en cuenta ergonomía, de igual forma para un trabajo de pie;

tener ventilación, iluminación y temperatura adecuadas planear el ritmo de trabajo de tal forma sea con un ritmo fácil y natural.

c) Diseño de herramientas y el equipo: ejecutar si son posible las operaciones múltiples en el uso de herramientas o equipo; los elementos de control de las piezas deben estar accesibles al operador en cuanto a posición y fuerza a utilizar, las piezas que se están trabajando deben sostenerse por medios de dispositivos de sujeción; si es posible hacer uso de herramientas mecanizadas, eléctricas u otro tipo para realizar las tareas de apretar tuercas y tornillos.

2.4.7.2 Estudio de tiempos

Se describe la definición de un estudio de movimientos para comprender mejor su concepto, técnicas utilizadas para llevarlo a cabo, requisitos que deberán tomarse en cuenta al realizarlo y el equipo mínimo necesario a utilizar.

2.4.7.2.1 Definición

Actividad que comprende la técnica de establecer un estándar de tiempo permisible para realizar una tarea determinada, con base en la medición del contenido de trabajo del método prescrito, con la debida consideración de la fatiga y las demoras personales y los retrasos inevitables.

Debe considerarse el término un día justo de trabajo que es la cantidad de trabajo que puede producir un trabajador calificado laborando a un ritmo normal y utilizando efectivamente su tiempo, en tanto las limitaciones del proceso no restrinjan el trabajo.

2.4.7.2.2 Requisitos para la toma de tiempos

Para que un estudio de tiempos pueda llevarse a cabo debe tomarse en cuenta los siguientes requisitos, esto por supuesto luego de la autorización por parte de gerencia:

- 1.** Tomar en cuenta que el operador domine perfectamente el método utilizado en el proceso de producción

2. Que el método utilizado esté estandarizado en todos los puntos y que sea conocido por todos los integrantes de la estación de trabajo en estudio.
3. Tener definidas las condiciones de trabajo
4. Dar a conocer el estudio de tiempos si existiera sindicato en la empresa
5. El analista de tiempos debe de involucrarse en los detalles de las operaciones
6. El analista debe de asegurarse que el método a utilizar sea el correcto o el más indicado, según las necesidades y condiciones actuales.
7. El supervisor debe de asegurarse de tener materia prima disponible para evitar que falte en el estudio
8. Elegir al mejor operador promedio competente y experto para obtener resultados más satisfactorios
9. Informar al operador del estudio y explicar su por qué y a toda aquella pregunta pertinente que solicite el operador en relación con el estudio.
10. Todas las partes ser altamente responsables (analista, operador, sindicato, gerencia, supervisor)

Para realizar un estudio del tiempo, se debe:

1. Dividir el trabajo en elementos
2. Desarrollar un método para cada elemento
3. Seleccionar y capacitar al (los) trabajador (trabajadores)
4. Muestreo del trabajo
5. Establecer el estándar

2.4.7.2.3 Equipo a utilizar para la toma de tiempos

Es importante para realizar un estudio de tiempos que se cuente con los recursos mínimos necesarios para llevarlo a cabo, se detalla que debe tenerse antes de iniciarlo.

El equipo mínimo necesario será:

1. Un cronómetro
2. Un tablero para estudio de tiempos (tabla Shanon)
3. Formas impresas para estudio de tiempos
4. Calculadora de bolsillo

Algunos equipos con ventajas, pero que tienen limitaciones según las condiciones o recursos disponibles están:

- Máquinas registradoras de tiempo
- Cámaras cinematográficas
- Equipo de videocinta

Lo más importante en una toma de tiempos no es tanto el equipo utilizado, sino más bien las aptitudes y personalidad del analista de tiempos.

2.5 HIPÓTESIS

¿El estudio de métodos tecnológicos alternativos para la siembra de semillas de tomate en bandejas disminuirá los tiempos de siembra en los viveros de la pilonera “Cunchibamba” de la ciudad de Ambato?

2.6 SEÑALAMIENTO DE VARIABLES.

2.6.1 Variable independiente

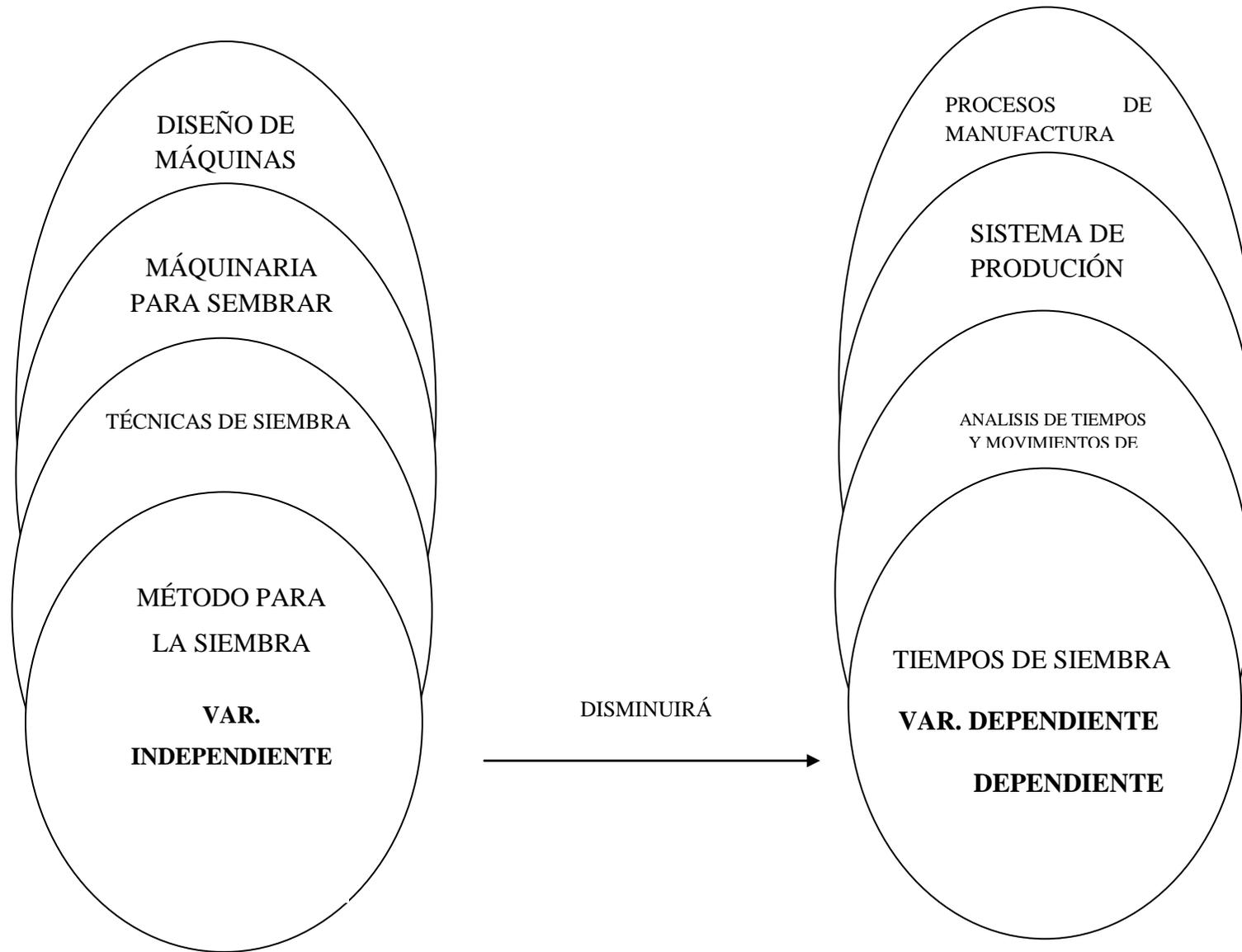
Estudio de métodos tecnológicos alternativos para la siembra de semillas de tomate en bandejas

2.6.2 Variable dependiente

Tiempos de siembra en los viveros de la pilonera “Cunchibamba” de la ciudad de Ambato.

2.6.3 Término de relación

Disminuirá



CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE

En el presente proyecto se trabajará con variables cuantitativo de tipo discreta, entendiendo por discreta a la que solo admite números enteros, además del uso de variables cualitativas ya que manejaremos el cuidado de siembra.

3.2 MODALIDAD Y TIPO DE LA INVESTIGACIÓN

3.2.1 Modalidad

Dentro de las modalidades a utilizar en el presente proyecto tenemos: Investigación histórica, bibliográfica e experimental

Investigación Histórica, relaciona a los eventos ocurridos en el pasado con otros eventos, esta investigación se usa para tratar de dar respuestas a los orígenes o fundamentos de los eventos pasados

Investigación Bibliográfica, se basa en el propósito de conocer temas, enfoques, criterios de diversos autores sobre un tema, basados en documentos escritos, como libros, revistas, etc.

Investigación experimental, nos asegura una buena relación causa efecto de un estudio, prueba los factores que se requieren medir específicamente, Información de campo dado que la información se recolectará donde se observa el problema.

3.2.2 Tipo

El tipo de investigación a utilizarse en el mencionado proyecto es exploratoria, correlacional, descriptiva y explicativa.

3.3 POBLACIÓN Y MUESTRA

3.3.1 Población

Para nuestra investigación en particular tomaremos en cuenta el total de semillas de tomate de riñón (*lycopersicum sculentum*) que se siembra en la pilonera por mes

3.3.2 Muestra

La cantidad de semillas día será de 100gr de tomate de riñón (*lycopersicum sculentum*), de acuerdo a la demanda de las plántulas.

Para las pruebas del estudio a implementarse se utilizara:

Semillas de tomate de riñón (*lycopersicum sculentum*)

3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.4.1 V.I Métodos tecnológicos para la siembra

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
Acción de sembrar o colocar una semilla en sustrato colocado en bandejas optimizando los espacios de siembra y sin poner en riesgo el crecimiento de la plántula	Capacidad de carga	¿Cuál es la capacidad de carga?	0 - 100gr	-Cronometro -Balan
	Granulometría	¿Cuál es el dimensionamiento del grano de la semilla?	0 – 30 milímetros de diámetro	-calibrador
	Variación del tiempo en el sembrado.	¿De qué depende el tiempo de sembrado?	Semilla de calibre homogéneo	-Calibrador -Cronometro

3.4.2 V.D Tiempos de siembra.

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
<p>La siembra es un proceso de gran importancia en las propagadoras de plántulas ya que permite germinar las semillas y para mayor producción se necesita un menor tiempo de siembra.</p>	<p>Índice de rapidez de siembra</p>	<p>¿En qué porcentaje se reducirá el tiempo?</p> <p>¿Existe saturación en el almacenamiento de plántulas?</p> <p>¿La comercialización de estas plántulas genera una buena rentabilidad?</p>	<p>50 al 60 %</p> <p>Área Ocupacional de las plántulas</p> <p>Comercialización de las plántulas</p>	<p>-cronómetro</p> <p>-balanza</p> <p>Observación</p> <p>Fichas de registro</p> <p>Fichas de comercialización</p>

3.5 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

TÉCNICA	INSTRUMENTO
Fichas de registros	Observación toma de datos

CAPITULO IV

ANALISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

4.1. ANALISIS DE LOS RESULTADOS

El análisis de los resultados tiene como fin analizar los procedimientos requeridos para evaluar e interpretar la información recopilada, para lo que se ha implementado una observación mediante la cual se realiza comparaciones de la información adquirida antes de la ejecución del proyecto como también después de su ejecución.

Para realizar la adquisición de datos se utilizara un cronómetro, el cual nos ayudara a medir los tiempos de siembra manualmente y los tiempos con la implementación de la máquina sembradora.

Una vez obtenidos los resultados se procede a tabular y graficar los resultados y así obtener las curvas características del tiempo empleado manual y mecánicamente.

El sistema a utilizarse será neumático ya que es uno de los métodos mas idóneos para trabajar con semillas pequeñas y además su recurso que es el aire es ilimitado y se encuentra disponible gratuitamente en cualquier lugar, este sistema no precisa de conductos de retorno lo que quiere decir que el aire utilizado retorna a la atmósfera, previo a su almacenamiento y como también la compresión del mismo puede ser transportado y utilizado donde y cuando se precise, al trabajar con aire no hay riesgo de chispas en atmósferas explosivas y puede ocuparse en lugares húmedo sin riesgo de electricidad estática

Debemos tener en cuenta que las semillas de tomate a utilizarse deben tener un calibre relativamente constante, para esto se debe trabajar con semillas híbridas producidas por casas comerciales como “BEJO”, “SAKATA” etc. estas semillas tienen un 99% de

efectividad en su germinación y también por su tamaño homogéneo son mas fáciles de trabajar.

4.1.1 ANALISIS DEL TIEMPO EMPLEADO PARA SEMBRAR TOMATE EN BANDEJAS POR EL METODO MANUAL

4.1.1.1 OBJETIVO

Determinar el tiempo empleado para sembrar una bandeja para tomate que tiene un total de 128 agujeros la cual debe abarcar el mismo número de semillas utilizando el método manual



Fig. 4.1 Bandejas para la siembra

4.1.1.2 EQUIPOS Y MATERIALES

- Sustrato (suelo apto para la germinación óptima de la semilla)
- Bandejas
- Semillas
- Cronómetro

4.1.1.3 PROCEDIMIENTO

Tomamos el tiempo que se demora la persona encargada en sembrar manualmente una bandeja plástica, esto se lo hizo en un total de 100 bandejas para luego obtener un promedio, la bandeja debe estar previamente con el sustrato colocado.

TABLA N°4.1 Tabla de tiempos que se demora en sembrar una bandeja

FUENTE: Observación directa

ELABORADO POR: Egdo. FONSECA. Juan (2011)

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO	
FACULTAD DE ING. CIVIL Y MECÁNICA	
CARRERA DE ING. MECÁNICA	
NORMA: S/N	TABLA: 4.1
ENSAYO: Determinar el tiempo promedio que se demora la persona encargada en colocar las semillas en la bandeja manualmente.	
NÚMERO DE BANDEJA	TIEMPO QUE SE DEMORA EN SEMBRAR LA BANDEJA (Seg)
1	125,83
2	140,61
3	190,72
4	170,32
5	126,54
6	150,53
7	125,65
8	148,73
9	156,22
10	153,87
11	143,77
12	156,63
13	164,92
14	175,65
15	184,43
16	138,21
17	176,43
18	136,89
19	179,43

20	136,87
21	170,45
22	185,42
23	163,98
24	136,57
25	167,23
26	145,65
27	146,32
28	136,27
29	183,21
30	153,77
31	165,32
32	174,82
33	176,98
34	194,47
35	148,98
36	156,73
37	138,98
38	180,43
39	146,47
40	156,42
41	165,21
42	185,95
43	157,57
44	143,56
45	130,65
46	163,56
47	140,57
48	153,17
49	165,77
50	172,29
51	178,82
52	183,63
53	188,47
54	184,15
55	179,73
56	176,54
57	174,43
58	156,87
59	160,34
60	175,71

61	182,62
62	187,57
63	170,34
64	160,65
65	170,23
66	150,57
67	155,62
68	160,77
69	165,76
70	170,82
71	175,34
72	180,47
73	179,32
74	164,73
75	164,31
76	150,98
77	146,67
78	173,41
79	158,42
80	158,32
81	163,57
82	150,51
83	154,62
84	140,53
85	163,27
86	153,76
87	173,77
88	179,43
89	147,82
90	180,43
91	149,47
92	164,93
93	165,73
94	179,38
95	173,98
96	175,39
97	167,39
98	159,36
99	176,29
100	173,63

TABLA N°4.2 Tabla de rangos de tiempos

FUENTE: Observación directa

ELABORADO POR: Egdo. FONSECA. Juan (2011)

120-130 (S)	130-140(S)	140-150(S)	150-160(S)	160-170(S)	170-180(S)	180-190(S)	190-200(S)
3	7	13	19	18	26	12	2

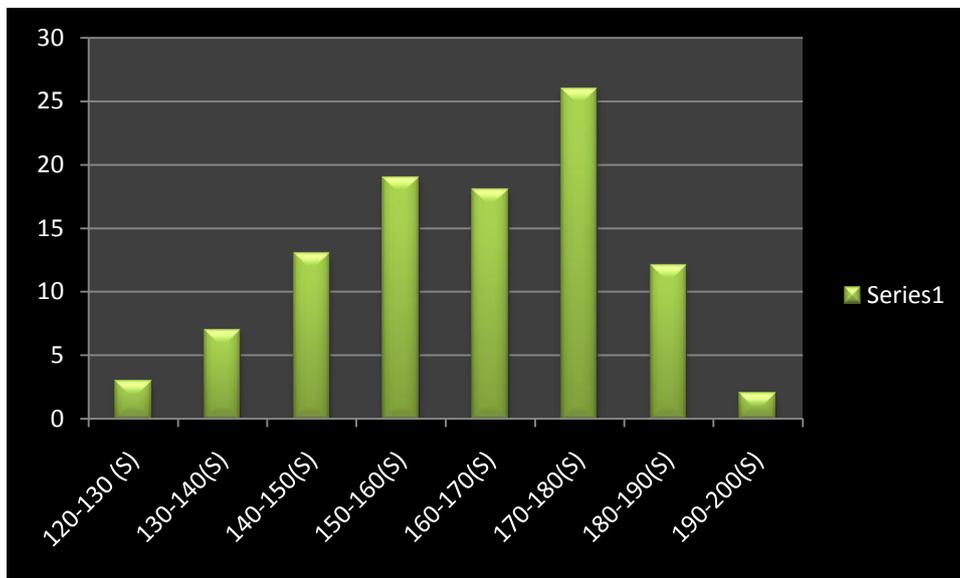


Fig. 4.2 Esquematización con los tiempos obtenidos manualmente

Tiempo promedio = sumatoria de los tiempos / número de bandejas

$$T_{prom} = 16267,89 / 100$$

$$T_{prom} = 162,6789 \text{ seg}$$

4.2 ANALISIS

Según la guía de observación se llego a la conclusión que el tiempo promedio para sembrar una bandeja manualmente es de 162,69 sg, este tiempo es relativamente alto ya que por efecto de esto los piloneros no pueden realizar otros trabajos consecuentes a la siembra, otro problema que se presenta es el cansancio físico de la persona que siembra ya que realiza movimientos sucesivos muy cortos.

Por este motivo es necesario implementar un mecanismo que nos ayude a mejorar los tiempos de siembra para que esta sea mas rápida y los piloneros tengan un tiempo adicional para realizar otras labores que las piloneras necesitan.

4.2.1 ANALISIS DEL TIEMPO EMPLEADO PARA SEMBRAR TOMATE EMPLEANDO LA MÁQUINA SEMBRADORA

4.2.1.1 OBJETIVO

Determinar el tiempo promedio empleado para sembrar una bandeja para tomate que tiene un total de 128 agujeros la cual debe abarcar el mismo numero de semillas utilizando la máquina sembradora

4.2.1.2 EQUIPOS Y MATERIALES

Sustrato (suelo apto para la germinación optima de la semilla)

Bandejas

Semillas

Cronometro

Máquina sembradora

4.2.1.3 PROCEDIMIENTO

Tomamos el tiempo que se demora la persona encargada en manipular la máquina sembradora de tomate en sembrar una bandeja plástica un total de 100 bandejas para luego obtener un promedio, la bandeja debe estar previamente con el sustrato colocado.

TABLA N°4.3 Tabla de tiempos que se demora en sembrar una bandeja

FUENTE: Observación directa

ELABORADO POR: Egdo. FONSECA. Juan (2011)

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO	
FACULTAD DE ING. CIVIL Y MECÁNICA	
CARRERA DE ING. MECÁNICA	
NORMA: S/N	TABLA: 4.3
ENSAYO: Determinar el tiempo promedio que se demora la persona encargada en colocar las semillas en la bandeja utilizando la máquina.	
NÚMERO DE BANDEJA	TIEMPO QUE SE DEMORA EN SEMBRAR LA BANDEJA
1	80,43
2	49,47
3	64,93
4	65,73
5	79,38
6	73,98
7	75,39
8	67,39
9	59,36
10	76,29
11	73,63
12	63,57
13	50,51
14	54,62
15	50,53
16	63,27
17	53,76
18	73,77
19	79,43
20	57,82
21	75,34
22	80,47
23	79,32
24	64,73
25	64,31

26	50,98
27	46,67
28	73,41
29	58,42
30	58,32
31	90,45
32	87,47
33	95,61
34	89,34
35	64,87
36	72,75
37	90,36
38	94,56
39	95,54
40	74,87
41	89,56
42	75,98
43	61,45
44	72,67
45	84,07
46	83,67
47	76,43
48	96,89
49	79,43
50	56,87
51	60,45
52	85,42
53	63,98
54	96,57
55	87,23
56	75,65
57	86,32
58	76,27
59	83,21
60	93,77
61	65,32
62	74,82
63	76,98
64	94,47
65	58,98
66	56,73

67	88,98
68	90,43
69	68,47
70	66,42
71	65,21
72	85,95
73	57,57
74	93,56
75	70,65
76	83,56
77	74,57
78	73,17
79	65,77
80	72,29
81	78,82
82	83,63
83	88,47
84	84,15
85	79,73
86	76,54
87	74,43
88	56,87
89	60,34
90	75,71
91	82,62
92	87,57
93	70,34
94	60,65
95	70,23
96	50,57
97	55,62
98	60,77
99	65,76
100	70,82

TABLA N°4.4 Tabla de rangos de tiempos

FUENTE: Observación directa

ELABORADO POR: Egdo. FONSECA. Juan (2011)

40-50 (S)	50-60(S)	60-70(S)	70-80(S)	80-90(S)	90-100(S)
4	14	20	32	19	11

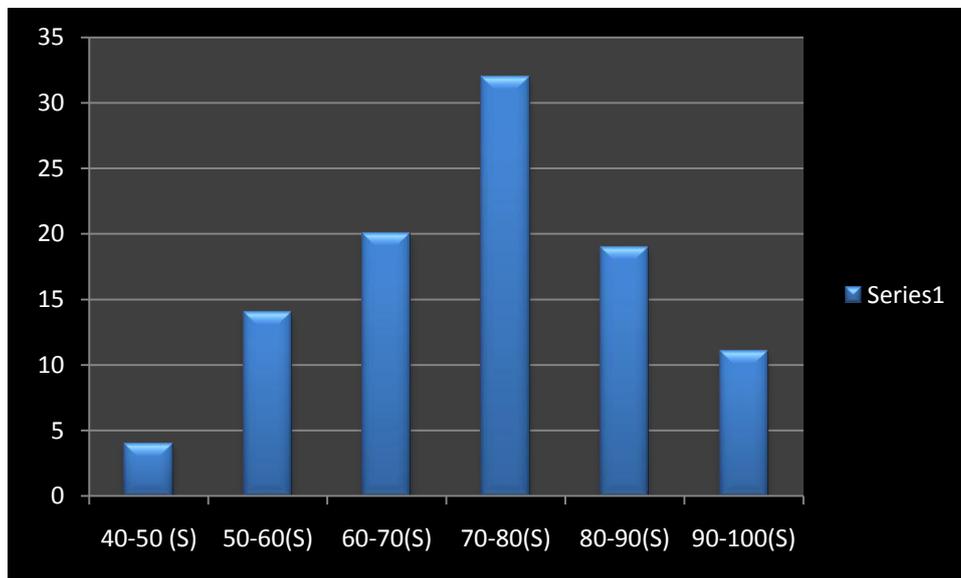


Fig. 4.3 Esquematización con los tiempos obtenidos con la máquina

Tiempo promedio = sumatoria de los tiempos / número de bandejas

$$T_{prom} = 7304,48 / 100$$

$$T_{prom} = 73,0448 \text{seg}$$

4.2.1.3 ANALISIS

Según la guía de observación se llegó a la conclusión que el tiempo promedio para sembrar una bandeja con la implementación de la máquina sembradora es de 73,045 sg, en consecuencia la reducción de los tiempos de siembra es considerable y algo muy importante que se pudo apreciar es que la persona encargada de la siembra con la ayuda de la máquina no presento cansancio físico.

4.3 TABULACION DE DATOS

TABLA N°4.5 Tabla de comparación de tiempos

FUENTE: Observación directa

ELABORADO POR: Egdo. FONSECA. Juan (2011)

Tiempo en con la siembra manual	Tiempo de siembra con la máquina sembradora
162,6789 Seg	73,05 Seg

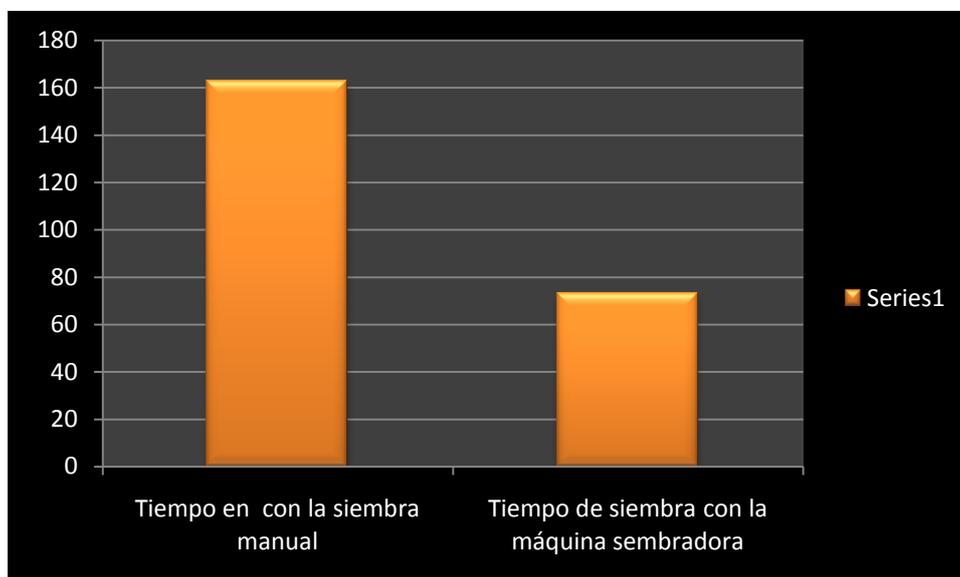


Fig 4.4 Tabulación de datos

Como se puede apreciar en las barras el tiempo promedio para la siembra se redujo considerablemente con la implementación de la máquina sembradora, se puede ver que el tiempo bajo mas de un 50% lo que implica que va aumentar la producción por la disminución de tiempo logrado.

4.4 ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA SEMBRADORA

Al poner en funcionamiento la máquina sembradora de tomate se consiguió reducir los tiempos de siembra en bandejas en la Pilonera “Cunchibamba” ubicada en el sector del mismo nombre de la ciudad de Ambato de la provincia Tungurahua.

Para realizar el análisis del funcionamiento de la máquina sembradora se toma en cuenta un lote de producción de 100 bandejas.

4.5 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Mediante la implementación de la máquina sembradora de tomate para bandejas se consiguió reducir tiempos de siembra por bandeja en la Pilonera “Cunchibamba”. Gracias a esta máquina se optimiza el tiempo que se emplea para culminar un lote de 100 bandejas, es así como se consiguió reducir de 4,5 horas a 2,02 horas que es el tiempo que se requiere para terminar la producción de un lote.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

El proceso del sembrado del tomate en bandejas se realiza de forma manual, representando esta forma de sembrado un proceso tedioso, ya que el colocar las semillas, tiene que ser realizado por una persona y a esta le lleva mucho tiempo realizar este trabajo, para cada una de las bandejas que se siembran, en la mayoría de los casos la persona al tener fija la mirada a cada uno de los agujeros de la bandeja ocasiona un cansancio visual y corporal.

En la máquina inhabilitada el sistema neumático se encuentra en mal estado sobre todo la unidad de mantenimiento que necesita ser cambiada, el sistema que ayuda al desplazamiento de la bandeja y posterior siembra no se dispone por lo que se tendrá que realizar el diseño. La máquina sembradora inhabilitada la conforman un tubo aspirador, boquillas para aspirar las semillas, vibrador neumático, un sistema de mantenimiento en más estado, la unidad de vacío y un compresor el mismo que tendrán que ser evaluado para una nueva puesta en marcha.

Para que la máquina sembradora realice un trabajo eficiente y confiable se procede a seleccionar los elementos necesarios como son los ejes, las dimensiones de los eslabones, rodamientos, pernos y otros elementos que sean necesarios para la repotenciación de la máquina. Repotenciar la máquina comprende la recuperación de la máquina lo que ayudará a generar grandes beneficios para la Pilonera, de esta manera conseguir minimizar tiempos de siembra.

Lo que se utilizó de la máquina manual inhabilitada fue el tubo aspirador, puesto que este tiene el calibre idóneo en las boquillas para la semilla de tomate, el sistema de vacío que es el que aspirará la semilla y por último el compresor.

Para que la máquina sembradora de tomate realice un trabajo eficiente y confiable se procede a seleccionar los elementos necesarios como son, los rodamientos, los eslabones y otros elementos que sean necesarios para la re potenciación de la máquina, re potenciar la máquina comprende la recuperación de la máquina lo que ayudará a generar grandes beneficios para la institución, de esta manera conseguir minimizar costos de adquisición.

Una vez realizado el estudio económico de la implementación de la máquina sembradora de tomate se determina que si es factible realizar este proyecto, ya que aproximadamente en un año se produce la recuperación de la máquina. El costo de esta inversión comprende 1662,68 dólares, mientras que mensualmente se generaría un ahorro de 120 dólares.

Los tiempos empleados para realizar la siembra de tomate en bandejas manualmente son demasiado elevados, debido a que la persona encargada de la siembra sufre cansancio visual y como también de los brazos al estar mucho tiempo en el trabajo de la siembra por lo que necesita tomar breves descansos, es entonces donde se producen los tiempos muertos. Al existir la máquina sembradora en el proceso de siembra la bandeja avanza continuamente y la persona encargada de la siembra no sufre ningún tipo de cansancio.

Una vez realizadas las pruebas de funcionamiento se determinó que las dimensiones tanto del mecanismo de avance como de la estructura son las correctas y sobre todo satisfacen los requerimientos del Pilonero.

5.2 RECOMENDACIONES

Se recomienda que la persona encargada de la siembra se encuentre al tanto de cómo funciona la máquina sembradora, para evitar que esta no sufra daños mal intencionados. De manera especial instruir a los trabajadores ajenos al trabajo de siembra no manipular la máquina sin supervisión.

Al momento de manipular la máquina verificar que la bandeja se encuentre en la posición inicial y realizar el desarrollo de la siembra de manera paulatina.

Siempre que se vaya iniciar el trabajo en la máquina verificar que todas las mangueras del sistema neumático estén en su lugar de igual manera revisar el sistema eléctrico.

Realizar el cambio de bandeja de manera cuidadosa para que esta no sufra daños y garantizar la durabilidad de la misma.

Siendo la pilonera “Cunchibamba” una empresa que cumple con la germinación del casi el 100% de sus semillas, se recomienda que el trabajador verifique las que siempre se utilice semillas de calidad mas conocidas como híbridas.

De manera especial se recomienda cumplir y aplicar adecuadamente el plan de mantenimiento preventivo, estipulado en el capítulo 6 , sea en las partes mecánicas como en las partes eléctricas, chequear que no haya humedad excesiva en el lugar de trabajo, ya que los componentes podría verse afectados, además cerciorarse que haya ventilación suficiente con el fin de evitar calentamiento.

CAPITULO VI

TEMA: IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA MECANICO EN UNA MÁQUINA MANUAL PARA LA SIEMBRA DE TOMATE EN LA PILONERA “CUNCHIBAMBA” DE LA CIUDAD DE AMBATO

6.1 DATOS INFORMATIVOS

La máquina sembradora fue adquirida por la pilonera “Cunchibamba” para tratar de reducir los tiempos de siembra, pero la inexperiencia de los trabajadores para utilizar esta máquina y como también la carencia de un sistema mecánico eficiente en la misma los trabajadores prefieren sembrar a mano.

El estado que se encontraba la máquina se describe a continuación:

La máquina funciona mediante un sistema neumático que consta de un compresor, una válvula, una unidad de mantenimiento, una unidad de vacío y un tubo aspirador de semillas, esta máquina dejó de ser utilizada porque se averió el compresor y la unidad de mantenimiento, pero antes que la máquina presente estos problemas el motivo principal por el que no se utilizaba la máquina es que los trabajadores preferían trabajar manualmente y no con la máquina ya que esta necesitaba de un sistema mecánico fácil de utilizar.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

Considerando el adelanto tecnológico que las piloneras grandes han ido teniendo es necesario que la Pilonera “Cunchibamba” cuente con una máquina moderna, conociendo que la mayoría de estas productoras de plántulas de tomate existentes a nivel nacional tienen como meta mejorar la producción para satisfacer la demanda del mercado, esto se hace posible implementando máquinas modernas que realicen un trabajo eficiente en la siembra de semillas de tomate en bandejas.

De los estudios realizados no se encuentran registrados trabajos similares a la re potenciación de una máquina sembradora para bandejas, dentro de la institución se han realizado trabajos de reparaciones en máquinas diferentes a una sembradora de este tipo. En la Pilonera “Cunchibamba” se cuenta con una máquina manual que realizaba el sembrado de las semillas de tomate, a esta se la dejo de dar uso por daños de algunas de sus parte y también porque los trabajadores se les hacia mas fácil sembrar a mano, pero esta nos servirá de guía para la puesta en marcha de nuestra máquina mas eficiente que la mencionada.

6.3 JUSTIFICACIÓN

La máquina que la empresa posee fue importada para realizar la siembra de tomate en las bandejas, además esta máquina es manual, por lo que se hace necesario realizar la conversión en dicha máquina para que a más de realizar la secuencia original también sean capaces de cargar las semillas y deslizar la bandeja conforme se va sembrando.

La implementación de la máquina sembradora se justifica porque con ella se conseguirá reducir los tiempos de producción ya que la pilonera no tendrá que pagar extras a los trabajadores para culminar la producción.

El hecho de tener la máquina sembradora en la línea de producción beneficia a la administración de la Pilonera “Cunchibamba” puesto que con ella se logra reducir tiempos, ya que realizar el sembrío del tomate en bandejas lleva días extras para culminar un lote, como resultado de esto son menos las semillas sembradas por día laboral. También se consigue terminar la producción en el mismo tiempo que lleva fabricar el lote y con esto se logra satisfacer las necesidades de los clientes sin que estos tengan que esperar mucho tiempo.

Con esta máquina se reduce el esfuerzo que el operador realiza, debido que al sembrar manualmente la vista se cansa rápidamente por ser la semilla muy pequeña como también los brazos sufren un gran cansancio al estar manipulando la semilla. Con la máquina puesta en marcha, la semilla de acuerdo como se va colocando se realiza el desplazamiento de la bandeja.

6.4 OBJETIVOS

- Seleccionar el mecanismo adecuado para la repotenciación de la máquina.
- Dimensionar adecuadamente los elementos de máquina.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la máquina.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

6.5.1 Técnico

Debido que la Pilonera “Cunchibamba” dejó de utilizar la máquina manual sembradora por motivo de no ser tan eficiente el proyecto resulta factible de realizar, porque mediante la implementación, la Pilonera estará en capacidad de competir con otras Piloneras similares, ofreciendo mayor cantidad de plántulas de tomate en un corto plazo de producción, esto ayudará al crecimiento de la institución.

La implementación de la máquina es factible realizar puesto que dentro del mercado nacional se dispone de todos los elementos que se necesitan para que nuevamente funcione. El desarrollo del trabajo se lo realizará con materiales existentes en el mercado solo dependerá de escoger los correctos.

6.5.2 Económico – Financiero

En éste análisis se tomarán en cuenta todos los elementos necesarios para el desarrollo de la investigación; dentro de los cuales se encuentran: compra de materia prima para la construcción y puesta en funcionamiento de la máquina, mano de obra utilizada incluidas las herramientas. En la siguiente tabla se presentan el presupuesto total del equipo.

6.5.2.1 Costos directos

En la siguiente tabla se presentan los materiales y suministros que se han utilizado para la construcción.

Tabla 6.5.1: Materiales y suministros

Costo de materiales (CD)				
Descripción	Medidas\capacidad	Cantidad	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
Compresor	95 Lbs	1	580	580
Unidad de mantenimiento		1	250	400
Vibrador neumático		1	40	40
Unidad generadora de vacío		1	25	25
Adaptador para manómetros		1	30	30
Tubo cuadrado 3/4 " * 3/4 "	6m	6	2	12
Eje 1/2" acero 1018	3m	3	2,5	7,5
Eje 5/8" acero 1018	2m	2	3,4	6,8
Platina 1 1/2" * 1/5	5 m	5	2	10
Angulo de 1"*1"	5 m	5	2	10
Barra de aluminio 10"*1 1/2" * 1 1/2"			60	60
Pernos	1/2 *1 1/2	4	0.12	0.48

Pernos	5/16 *1 ½	4	0.10	0.4
Costo total (CD)				1182,18

6.5.2.2 Costos indirectos

En los costos indirecto se presentan los precios de alquiler de la maquinaria y herramientas utilizadas, los valores presentados a continuación están tabulados de acuerdo al taller en donde se construyó la máquina.

Tabla 6.5.2: Costo de alquiler de maquinaria

Costo de alquiler de maquinaria (CM)			
Descripción	Tiempo de utilización (h)	Costo por hora (\$)	Costo total (\$)
Fresadora	10	4	40
Torno	8	4	32
Taladro de pedestal	19	1,5	28,5
Suelda eléctrica	10	4	40
Herramientas varias			40
Costo total (CM)			180,5

Tabla 6.5.3: Costo de mano de obra

Costo de la mano de obra (CMO)			
Descripción	Salario por hora (\$/h)	Salario por día (\$)	Salario por obra (\$)
Mecánico	1.5	12	180
Ayudante	1	8	120
Costo total (CMO)			300

$$CI = CM + CMO$$

Descripción	VALOR \$
CM	180,5
CMO	300
COSTO INDIRECTOS(CI)	480,5

6.5.2.3 Costo total de la máquina

El costo total de la máquina sembradora de tomate incluirá los siguientes valores:

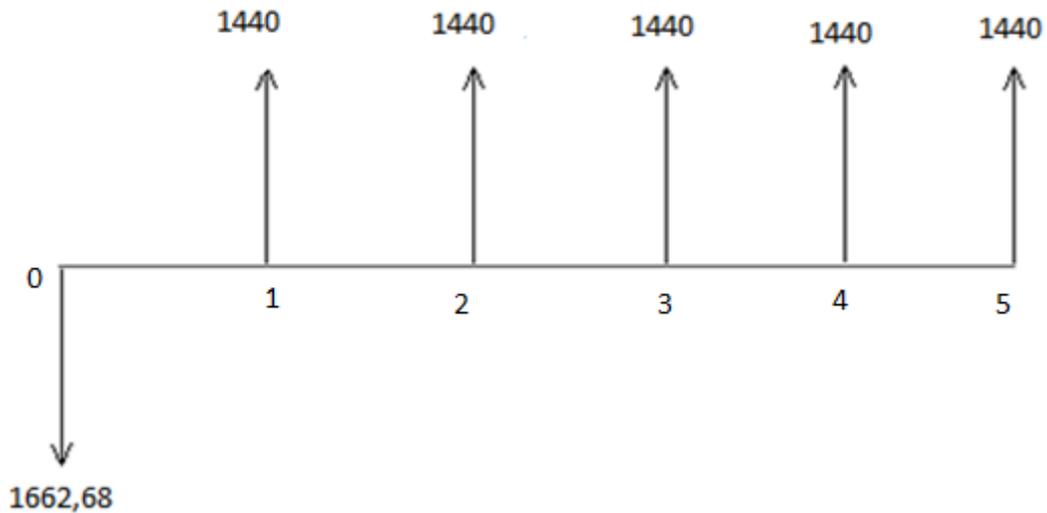
$$CT = CD + CI$$

Tabla 6.5.4 Costo Total

Descripción	VALOR \$
CD	1182,18
CI	480,5
COSTO TOTAL	1662,68

Entonces el costo total del proyecto será de \$ 1662,68, una vez obtenido el precio total de la inversión procedemos evaluar los costos y beneficios a través de VPN (valor presente neto) que se pueden obtener con la máquina. Tomando en cuenta que el pilonero para poder incrementar el numero de bandejas sembradas tiene que contratar un sembrador mas el cual ganara un sueldo básico de medio tiempo mas y por lo menos serian dos los que realizarán este trabajo para lograr las bandejas sembradas deseadas pero con la máquina se disminuiría a uno el cual va a operar la máquina, lo que se ahorraría por mes un salario básico de medio tiempo de \$ 120, lo cual significa que por los 12 meses que tiene el año un valor de 1440. La evaluación se realizara para un lapso de 5 años con una tasa de descuento del 12 %.

Diagrama de flujo de efectivo



$$VPN = -I_0 + \frac{BN_1}{(1+i)^1} + \frac{BN_2}{(1+i)^2} + \frac{BN_3}{(1+i)^3} + \frac{BN_4}{(1+i)^4} + \frac{BN_5}{(1+i)^5}$$

Donde

$I_0 = \$1662,68$ Inversión inicial.

$BN = \$1440$ Beneficio neto de cada período.

$i = 12\%$ Tasa de descuento

$$VPN = -1662,68 + \frac{1440}{(1+0.12)^1} + \frac{1440}{(1+0.12)^2} + \frac{1440}{(1+0.12)^3} + \frac{1440}{(1+0.12)^4} + \frac{1440}{(1+0.12)^5}$$

$$VPN = \$ 3528,19$$

Por lo tanto la inversión inicial es justificada, tomando en cuenta el beneficio que recibirá el Pilonero con esta máquina mas producción y menos mano de obra.

6.6 FUNDAMENTACIÓN

6.6.1 CÁLCULOS DE DISEÑO

6.6.1.1 ANALISIS DE EJES IZQUIERDO Y DERECHO

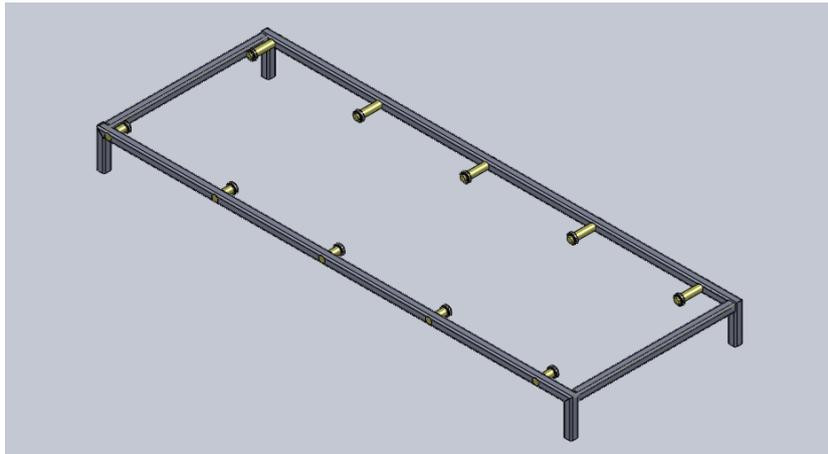


FIGURA 6.1 ESQUEMA DE POSICIÓN DE LOS EJES (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

En la posición inicial el porta bandejas, la bandeja y el sustrato (suelo apto para la siembra) van a estar apoyados en los tres primeros ejes pero como esta se va a deslizar sobre estos el análisis se lo hará en la posición siguiente a la inicial puesto que aquí el peso solo van a estar soportando dos ejes, por lo que este será el punto crítico.

A continuación se muestra un esquema de la posición crítica.

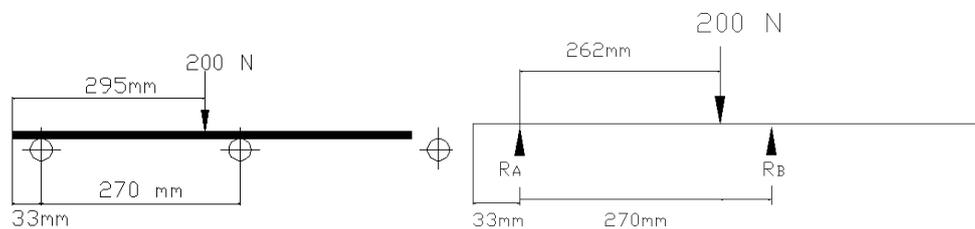


FIGURA 6.2 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTES EN LOS EJES (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

$$\sum M_A = 0 \quad (\text{ANEXO 1})$$

$$200 \text{ N} (262\text{mm}) - R_B(270\text{mm}) = 0$$

$$R_B = \frac{200 \text{ N} (262 \text{ mm})}{270 \text{ mm}}$$

$$R_B = 194 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0 \quad (\text{ANEXO 1})$$

$$R_A - 200\text{N} + R_B = 0$$

$$R_A = 200\text{N} - R_B$$

$$R_A = 200\text{N} - 194\text{N}$$

$$R_A = 6 \text{ N}$$

Comparando estas dos reacciones tomamos la mayor para realizar nuestros cálculos puesto que esta es la que va a ocasionar más esfuerzos

6.6.1.2 EJE DERECHO

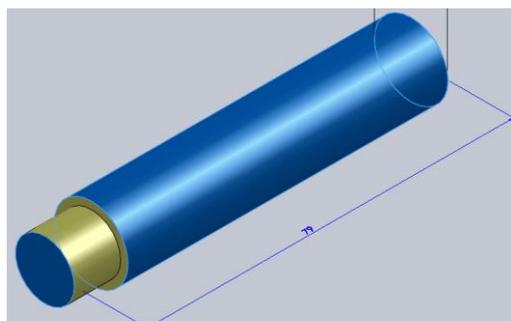


FIGURA 6.3 ESQUEMA DEL EJE DERECHO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

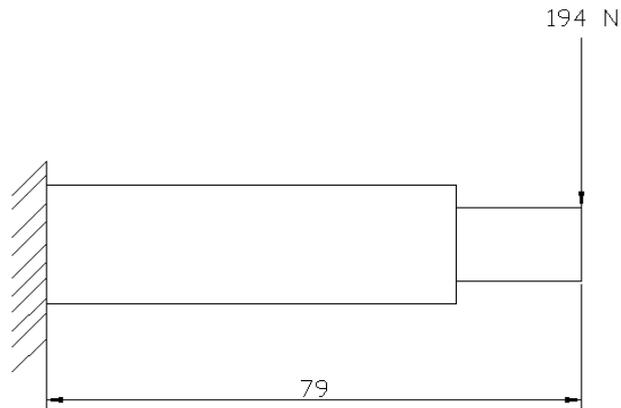


FIGURA 6.4 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL EJE (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

$$M_A = F * d$$

(ANEXO 2)

$$M_A = 194N * (79mm)$$

$$M_A = 15326 N mm$$

$$M_A = 15,33 N m$$

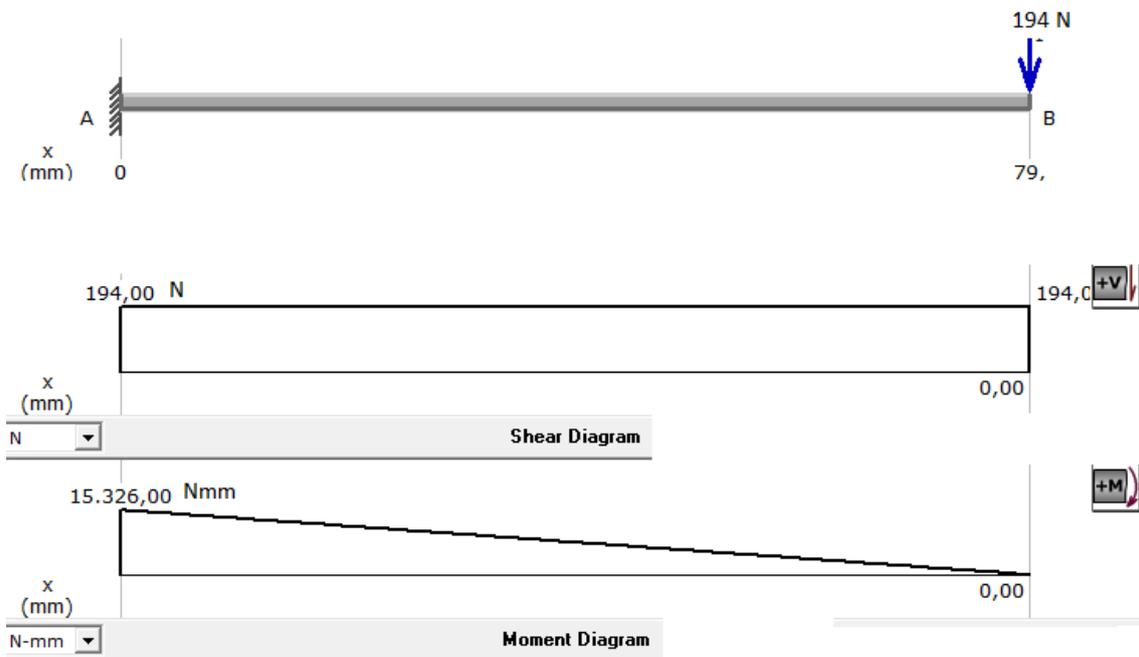


FIGURA 6.5 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO MÁXIMO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Para Flexión el esfuerzo es igual

$$\sigma = \frac{M}{z} \quad (\text{ANEXO 3})$$

Donde:

$$z = \frac{\pi D^3}{32} \text{ (Eje circular)} \quad (\text{ANEXO 4})$$

$$z = \frac{\pi (0,0127\text{m})^3}{32} \text{ (Eje circular)}$$

$$Z = 2 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\sigma = \frac{15,33 \text{ N m}}{2 \times 10^{-7} \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 76,7 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

Con este esfuerzo podemos calcular la resistencia a la fluencia S_y

$$\sigma d = \frac{S_y}{n} ; n = 2 \quad (\text{ANEXO 5})$$

$$S_y = 2 \left(76,7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$S_y = 153,4 \text{ MPa}$$

Con este límite de fluencia se puede seleccionar un acero SAE 1006 ($S_y=170 \text{ Mpa}$) pero para la construcción de la máquina se utilizó un acero SAE1018 ($S_y=220 \text{ Mpa}$) esto se debe por factibilidad en el mercado.

6.6.1.3 EJE IZQUIERDO

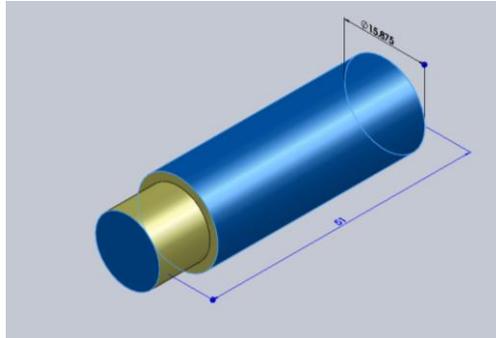


FIGURA 6.6 ESQUEMA DEL EJE IZQUIERDO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

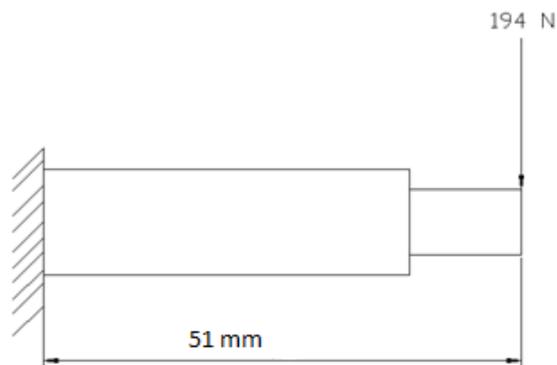


FIGURA 6.7 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL EJE (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

$$M_A = F * d$$

(ANEXO 2)

$$M_A = 194N * (51mm)$$

$$M_A = 9894 N mm$$

$$M_A = 9,9 N m$$

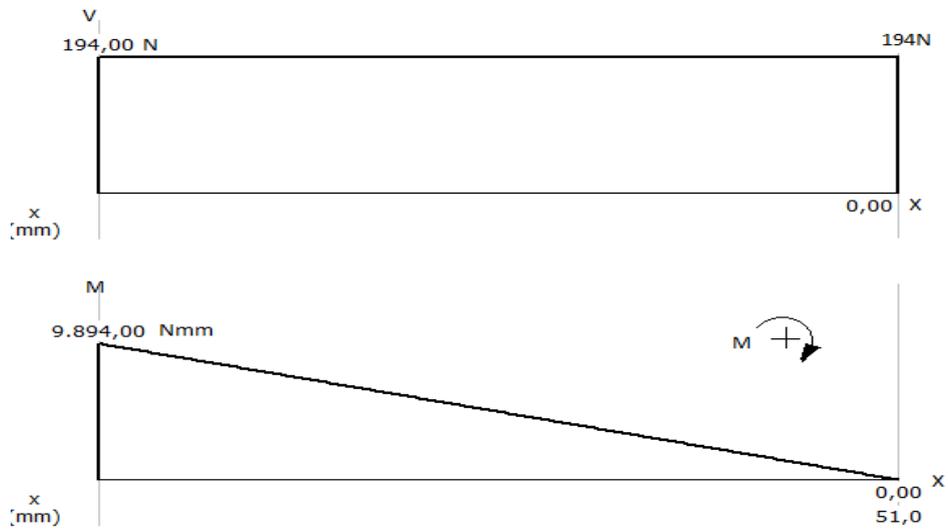


FIGURA 6.8 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO MÁXIMO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Para Flexión el esfuerzo es igual

$$\sigma = \frac{M}{z} \quad (\text{ANEXO 3})$$

Donde:

$$z = \frac{\pi D^3}{32} \text{ (eje circular)} \quad (\text{ANEXO 4})$$

$$z = \frac{\pi (0,0127\text{m})^3}{32} \text{ (eje circular)}$$

$$Z = 2 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\sigma = \frac{9,9 \text{ N m}}{2 \times 10^{-7} \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 50 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

Con este esfuerzo podemos calcular la resistencia a la fluencia S_y

$$\sigma d = \frac{S_y}{n} ; n = 2 \quad (\text{ANEXO 5})$$

$$S_y = 2\left(50 \frac{N}{m^2}\right)$$

$$S_y = 100 \text{ MPa}$$

Con este límite de fluencia se puede seleccionar un acero SAE 1006 ($S_y=170 \text{ Mpa}$) pero para la construcción de la máquina se utilizó un acero SAE1018 ($S_y=220 \text{ Mpa}$) esto se debe por factibilidad en el mercado.

6.6.1.4 CALCULO DE LA FUERZA PARA MOVER LA BANDEJA

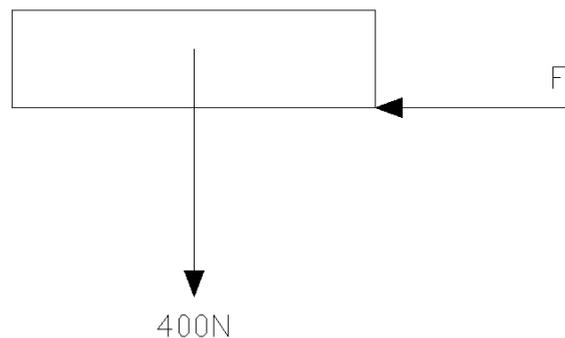


FIGURA 6.9 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL MARCO DE LA BANDEJA (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

posición inicial de la bandeja está en reposo y el espacio a recorrer es 32 mm, entonces en un movimiento variado tenemos que:

$$e = V_0 * t + \frac{1}{2}at^2 \quad (\text{ANEXO 6})$$

Como $V_0 = 0$

$$e = \frac{1}{2}at^2$$

$$a = \frac{2e}{t^2}$$

$$a = \frac{2(0,032)}{(1s)^2}$$

$$a = 0,064 \frac{m}{s^2}$$

Calculamos la masa:

$$m = \frac{W}{g}$$

$$m = \frac{400N}{9,8m/s^2}$$

$$m = 40,81 \text{ Kg}$$

Para calcular la fuerza no va a existir rozamiento ya que la bandeja se va a deslizar sobre rodamientos.

$$\sum F_x = m * a$$

$$F = 40,81 \text{ Kg} (0,064 \frac{m}{s^2})$$

$$F = 2,61 \cong 3N$$

La fuerza que se va a necesitar para mover la bandeja y como también el análisis de los elementos de máquina es de 3N.

6.6.1.5 ANALISIS DEL ESLABON BALANCEADOR

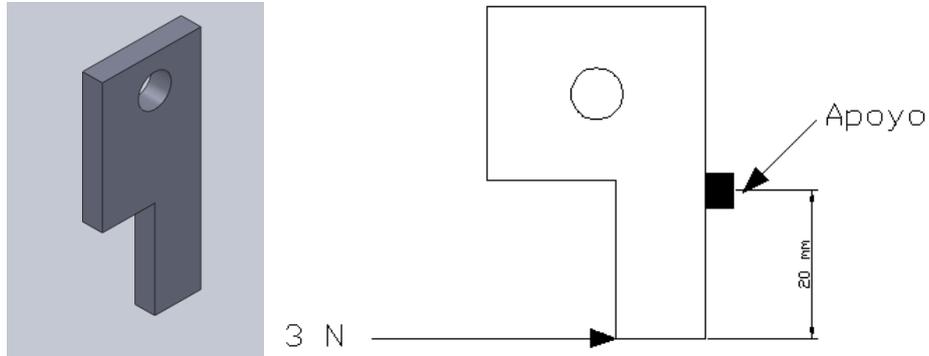


FIGURA 6.10 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ESLABON BALANCEADOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

$$M = F \cdot d \quad (\text{ANEXO 2})$$

$$M = 3\text{N} (20\text{mm})$$

$$M = 60 \text{ Nmm}$$

Para Flexión el esfuerzo es igual

$$\sigma = \frac{M}{z} \quad (\text{ANEXO 3})$$

Donde:

$$z = \frac{B \cdot H^2}{6} \quad (\text{Para sección rectangular}) \quad (\text{ANEXO 4})$$

$$z = \frac{3\text{mm} \cdot (7\text{mm})^2}{6}$$

$$Z = 24,5 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{60 \text{ N mm}}{24,5\text{mm}^3}$$

$$\sigma = 2,44 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_d = \frac{S_y}{n} ; n = 3$$

(ANEXO 5)

$$S_y = 3(2,44 \frac{N}{m^2})$$

$$S_y = 7,32 \text{ MPa}$$

Selecciono SAE 1018 ($S_y=200 \text{ Mpa}$)

6.6.1.6 ANALISIS DEL ESLABON TIPO L

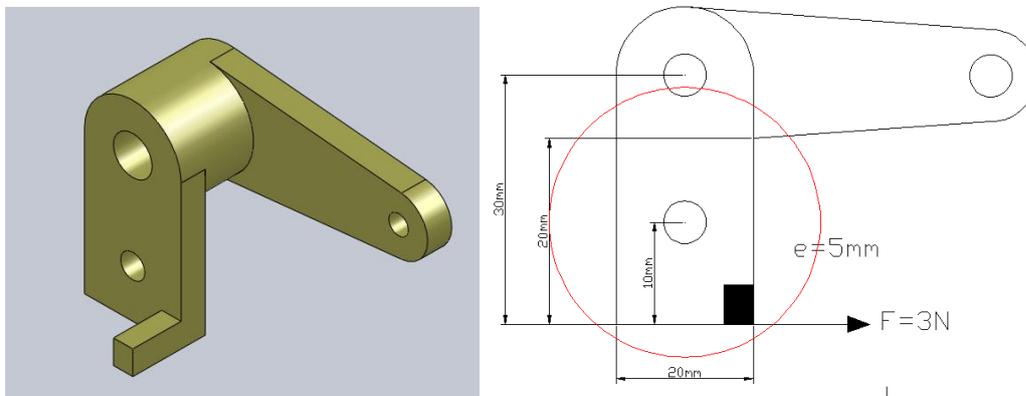


FIGURA 6.11 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ESLABON TIPO L (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

En este eslabón va a existir concentración de esfuerzos por el agujero que aprecia en grafico anterior por lo que se lo analiza de la siguiente manera.

$$M = F \cdot d$$

(ANEXO 2)

$$M = 3 \text{ N} (20 \text{ mm})$$

$$M = 60 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{max} = K_t * \sigma_o$$

(ANEXO 7)

Donde:

σ_{max} = esfuerzo maximo

Kt = factor de concentraciòn de esfuerzos

σ_o = esfuerzo nominal

$$\frac{d}{W} = \frac{\text{diametro del agujero}}{\text{anch o de la placa}}$$

$$\frac{d}{W} = \frac{5mm}{20mm} = 0,25$$

$$\frac{d}{h} = \frac{\text{diametro del agujero}}{\text{espesor de la placa}}$$

$$\frac{d}{h} = \frac{5mm}{5mm} = 1$$

Del ANEXO 8 fig. A-15-12 se toma el dato obtenido del factor $Kt = 1,8$

$$\sigma_o = \frac{M}{z} \quad (\text{ANEXO 3})$$

$$z = \frac{B \cdot H^2}{6} \quad (\text{para secciòn rectangular}) \quad (\text{ANEXO 4})$$

$$z = \frac{5mm \cdot (20mm)^2}{6}$$

$$Z = 333,33 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{60 \text{ Nmm}}{333,33 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_o = 0,18 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{max} = Kt * \sigma_o$$

$$\sigma_{max} = 1,8 * 0,18$$

$$\sigma_{max} = 0,32 \text{ Mpa}$$

$$\sigma d = \frac{S_y}{n} ; n = 3$$

$$S_y = 3(0,32\text{Mpa})$$

$$S_y = 1 \text{ Mpa}$$

$$\tau = F * r \quad (\text{ANEXO 2})$$

$$\tau = 3N * 40\text{mm}$$

$$\tau = 120 \text{ Nmm}$$

Fuerza necesaria para producir el torque

$$F = \frac{\tau}{r}$$

$$F = \frac{120\text{Nmm}}{40\text{mm}}$$

$$F = 3N$$

$$M_{max} = F * d$$

(ANEXO 2)

$$M_{max} = 3N * 40\text{mm}$$

$$M_{max} = 120\text{Nmm}$$

$$\sigma = \frac{M}{z}$$

(ANEXO 3)

$$z = \frac{B * H^2}{6} \quad (\text{para sección rectangular})$$

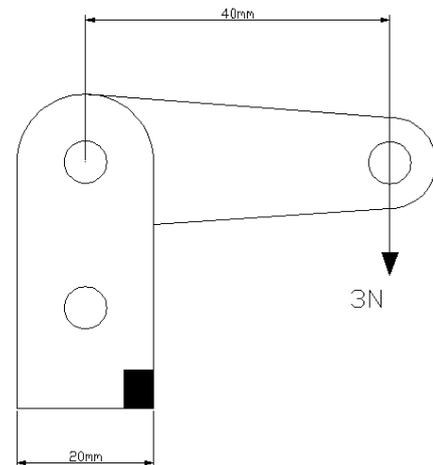
(ANEXO 4)

$$z = \frac{5\text{mm} * (12\text{mm})^2}{6}$$

$$Z = 120 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{120 \text{ Nmm}}{120 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 1\text{Mpa}$$



$$\sigma d = \frac{S_y}{n} ; n = 3$$

(ANEXO 5)

$$S_y = 3 \left(1 \frac{N}{m^2} \right)$$

$$S_y = 3 \text{ MPa}$$

Nuestro material esta seleccionado correctamente SAE1006 ($S_y=170\text{Mpa}$)

6.6.1.7 ANALISIS DEL ESLABON CONDUCTOR

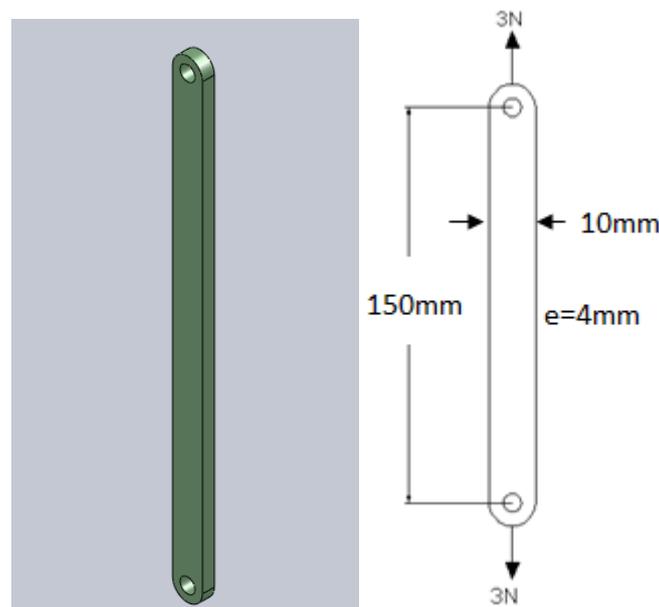


FIGURA 6.12 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ESLABON CONDUCTOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Como el elemento esta sometido a tensión el esfuerzo se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

(ANEXO 9)

Mientras que el área de la sección:

$$A = b * h$$

$$A = 10\text{mm} * 4\text{mm}$$

$$A = 40 \text{ mm}^2 = 4 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{3N}{0,00004 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 0,075 \text{ Mpa}$$

$$\sigma d = \frac{S_y}{n} ; n = 3$$

(ANEXO 5)

$$S_y = 3(0,075 \frac{N}{\text{m}^2})$$

$$S_y = 0,25 \text{ MPa}$$

Nuestro material esta seleccionado correctamente SAE1006 ($S_y=170\text{Mpa}$)

6.6.1.8 ANALISIS DEL ESLABON 1

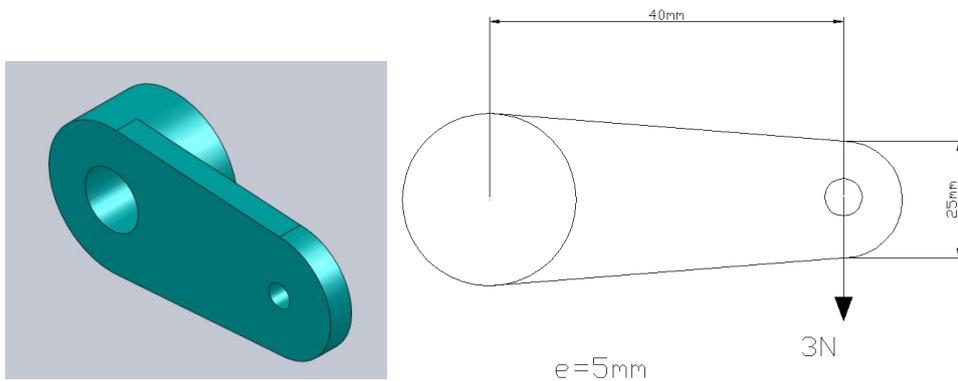


FIGURA 6.13 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTE EN EL ESLABON CONDUCTOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

$$M = F \cdot d$$

(ANEXO 2)

$$M = 3N (40\text{mm})$$

$$M = 120 \text{ Nmm}$$

Para Flexión el esfuerzo es igual

$$\sigma = \frac{M}{z} \quad (\text{ANEXO 3})$$

Donde:

$$z = \frac{B \cdot H^2}{6} \quad (\text{para sección rectangular}) \quad (\text{ANEXO 4})$$

$$z = \frac{5\text{mm} \cdot (25\text{mm})^2}{6}$$

$$Z = 520 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{120 \text{ N mm}}{520 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 0,25 \text{ Mpa}$$

$$\sigma d = \frac{S_y}{n} ; n = 3$$

$$S_y = 3 \left(0,25 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$S_y = 0,75 \text{ MPa}$$

6.6.1.9 ANALISIS DEL EJE SOPORTE

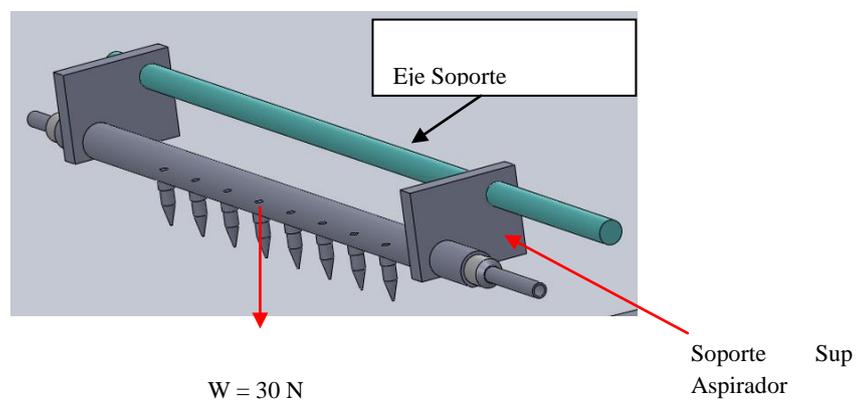


FIGURA 6.14 ESQUEMA DEL EJE SOPORTE Y FUERZAS QUE ACTUAN EN EL MISMO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Para calcular el torque producido por el soporte Sup Aspirador tomamos las dimensiones del mismo.

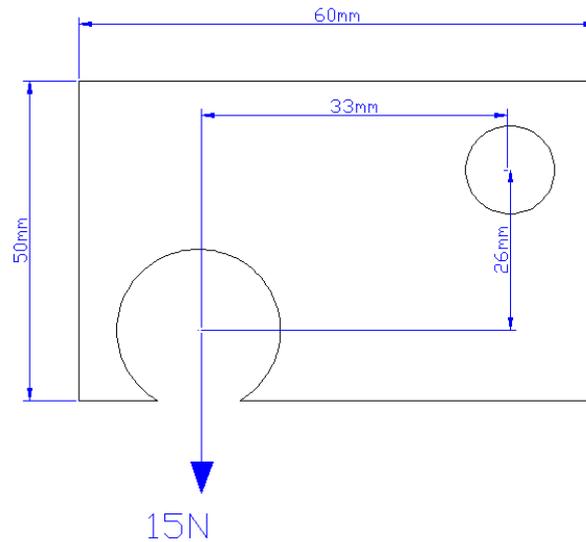


FIGURA 6.15 DIMENSIONES Y FUERZAS QUE ACTUAN EN EL SOPORTE SUP(FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

$$T = F * r \quad (\text{ANEXO 2})$$

$$T = 15(33\text{mm})$$

$$T = 495\text{Nmm}$$

$$\tau_{max} = \frac{T}{Z_p}$$

$$Z_p = \frac{\pi D^3}{16} \quad (\text{ANEXO 4})$$

$$Z_p = \frac{\pi(12,7\text{mm})^3}{16}$$

$$Z_p = 402 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{495Nmm}{402mm^3} = 1,23Mpa$$

$$1,23Mpa \frac{10^6}{M} \frac{N}{Pa \cdot m^2} \frac{Kg}{9,8N} \frac{2,2lb}{kg} \frac{m^2}{(3,28pie)^2} \frac{pie^2}{(12pulg)^2}$$

$$\tau_{max} = 178,23Psi$$

Este es el torque producido en el eje por el eslabón Sur y también el tubo aspirador en el eje ahora vamos analizar con este torque si concuerda con el eje utilizado en la máquina.

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{k/Ma}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{ANEXO 10})$$

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Acero SAE 1018 Sy = 32000

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(\frac{178,23 psi}{32000 psi} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,5plg = 12,7mm$$

6.6.1.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

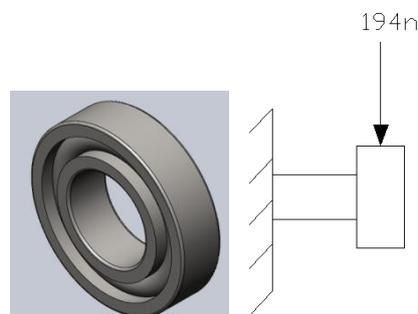


FIGURA 6.16 DIAGRAMA DE FUERZAS PRESENTES EN LOS RODAMIENTOS(FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA NECESARIA C_0

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (\text{ANEXO 17})$$

Dónde:

P_0 = Carga Estática equivalente

F_r = Carga Radial (N) = P

F_a = Carga Axial.

X_0 = Factor Radial

Y_0 = Factor Axial

$$P_0 = 0.6 F_r + 0.5 F_a \quad (\text{PARA RODAMIENTOS DE BOLAS ANEXO 17})$$

$$P_0 = 0.6 (194\text{N})$$

$$P_0 = 116,4 \text{ N}$$

La Carga estática necesaria debemos determinarla por medio de la siguiente ecuación:

$$C_0 = S_0 * P_0 \quad (\text{ANEXO 17})$$

$$\text{Donde } S_0 = 0,5 \quad (\text{ANEXO 18})$$

$$C_0 = 0,5 * 194$$

$$C_0 = 58,2 \text{ N}$$

Se tomo el valor de P_0 de 194 N porque según el anexo 17 cuando $P_0 < F_r$ como en ese caso, se toma el valor de la fuerza radial

$$P = X F_r + Y F_a \quad X = 1 \text{ cuando la carga es radial pura}$$

$$P = (1) F_r$$

$$P = 194 \text{ N}$$

$$C = P * \sqrt[p]{\frac{L_{10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

Dónde:

n = velocidad angular del eje a la salida del motor

L₁₀ = Vida de los rodillos

P = Carga dinámica equivalente

a₁ = factor de ajuste de la duración, por fiabilidad

a₂₃ = factor combinado

p = 3 (para rodamiento rígido de bolas)

n = 50 rpm (obtenido del funcionamiento de la maquina)

L₁₀ = 3000

(ANEXO 19)

a₁ = 1

(ANEXO 19)

a₂₃ = (con un valor de k = 1 por trabajar a una temp menor a 40 °C ANEXO 20)

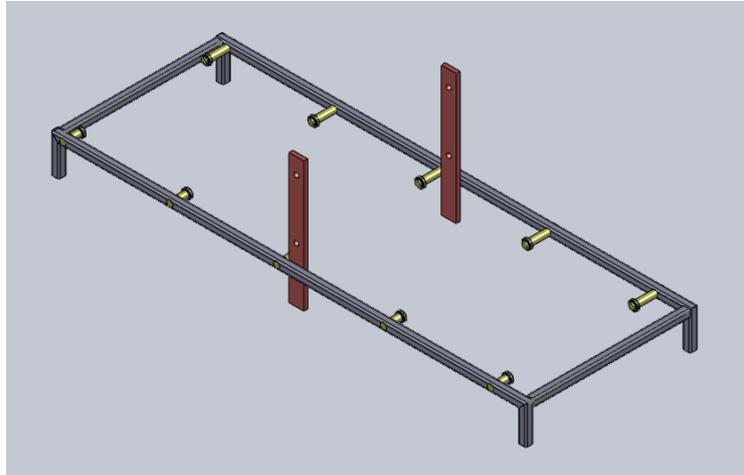
$$C = 194 * \sqrt[3]{\frac{3000 * 60 * 50}{1000000 * 1 * 1}}$$

C = 403,5 N

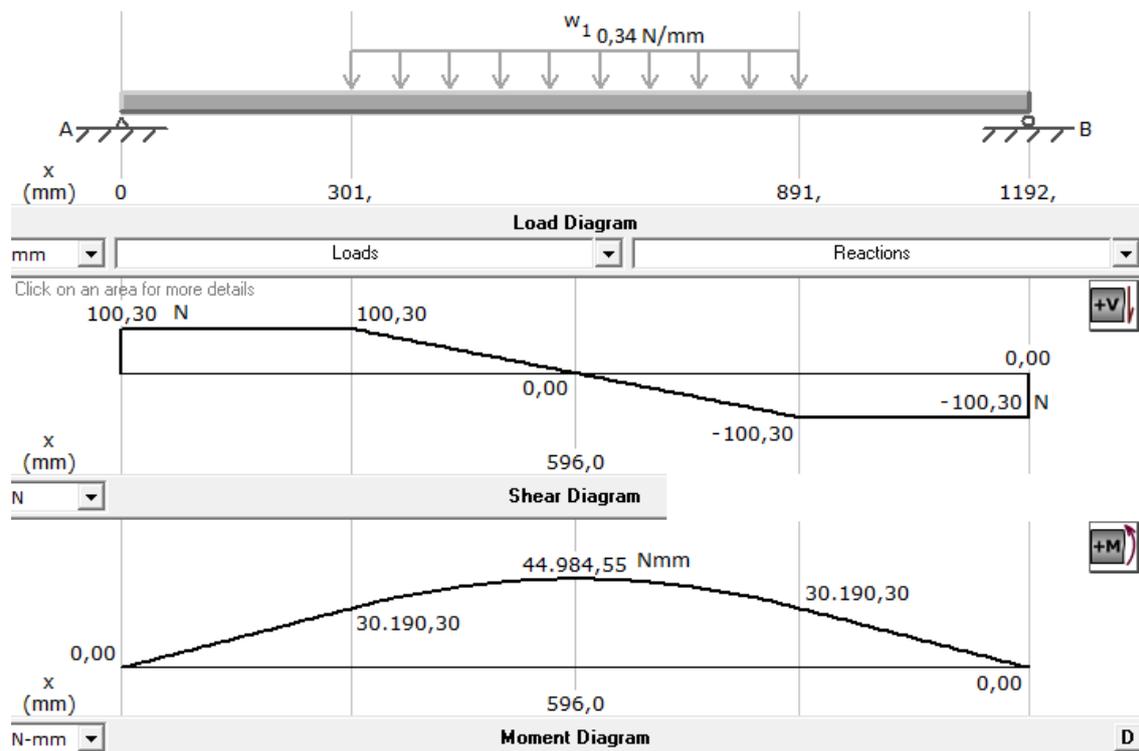
C_o = 58,2 N

Con estos valores obtenidos y el diámetro interno de 12mm nos dirigimos a tablas y seleccionamos el rodamiento SKF 61801 (ANEXO 21) O.K

6.6.1.11 ANALISIS DE LA ESTRUCTURA



VIGA



$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1.0$$

(ANEXO 23)

Donde:

$f_a = \text{Esfuerzo Axial}$

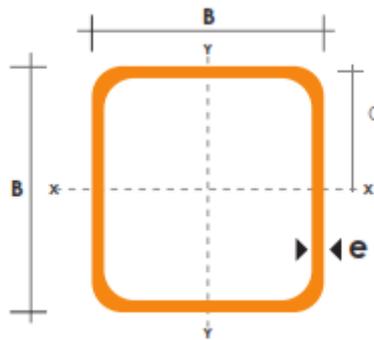
$F_a = \text{Esfuerzo permisible}$

$f_b = \text{Esfuerzo de flexión}$

$F_b = \text{Esfuerzo permisible}$

$$I = 0,69 \text{ cm}^4 = 6900 \text{ mm}^4$$

(ANEXO 22)



$$f_b = \frac{M * c}{I}$$

(ANEXO 23)

$$f_b = \frac{44984,55 \text{ Nmm} * 10 \text{ mm}}{6900 \text{ mm}^4}$$

$$f_b = 65,195 \text{ N/mm}^2$$

$$f_{bx} = 0,66 Fy$$

$$f_{bx} = 0,66 \left(250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$f_{bx} = 165 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1.0$$

$$\frac{65,195N/mm^2}{165N/mm^2} \leq 1.0$$

$$0,39 \leq 1.0 \text{ o.k}$$

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m * f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_e}\right) F_b} \leq 1.0$$

(ANEXO 24)

Donde:

$f_a = \text{Esfuerzo Axial}$

$F_a = \text{Esfuerzo permisible}$

$C_m = \text{Factor de modificaciòn}$

$F'_e = \text{Esfuerzo de pandeo de Euler dividido entre el factor de seguridad}$

$$C_m = 0,85$$

(miembros restringidos ANEXO 25)

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{0,85 * 65,19}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_e}\right) 165} \leq 1.0$$

El valor de f_a es cero ya que en la estructura no existe fuerza axial.

$$0,33 \leq 1 \text{ o.k}$$

COLUMNAS

El peso total aplicado es de 400 N

$$\text{Peso a soportar a cada lado} = \frac{400N}{2} = 200N$$

Fuerza en cada columna = 100N

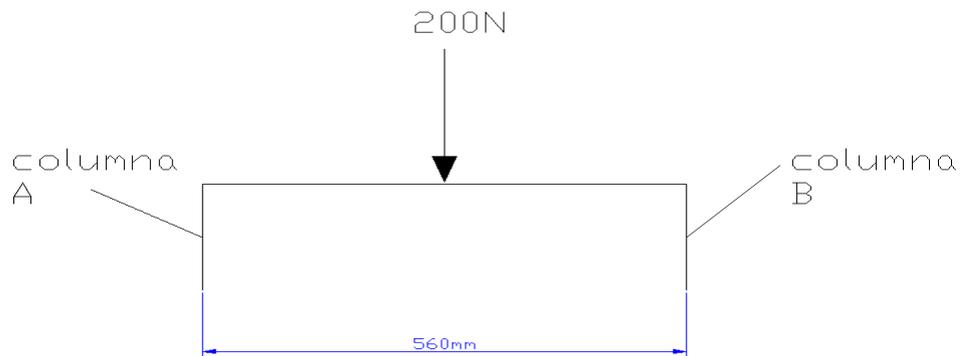


FIGURA 6.18 DIAGRAMA DE FUERZAS (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Tabla A-20

(ANEXO 14)

$$S_y = 26 \text{Kpsi} = 180 \text{Mpa}$$

$$E = 2100000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y (kL/r)^2}{4\pi E} \right]$$

(ANEXO 15)

$$N.Pa = P_{cr}$$

(ANEXO 15)

$$C = 1,2 \text{ (constante de condición de extremos)}$$

(ANEXO 15)

$$E = 2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \frac{9,8 \text{N}}{1 \text{Kg}} \frac{(100 \text{cm})^2}{\text{m}^2} = 2056 \text{Pa}$$

$$K = 1,2 \text{ (factor de fijación)}$$

$$L = 97 \text{ mm}$$

$$r = \frac{l}{\sqrt{12}}$$

(ANEXO 4)

$$r = \frac{97 \text{mm}}{\sqrt{12}} = 28 \text{mm}$$

El área del tobo cuadrado con el que estamos trabajando lo obtenemos de la tabla IPAC
(ANEXO 16)

$$A = 0,80\text{cm}^2 = 80\text{mm}^2$$

$$P_{cr} = 80\text{mm}^2(180\text{Mpa}) \left[1 - \frac{180\text{Mpa} \left(\frac{1,2(97\text{mm})}{28\text{mm}} \right)^2}{4\pi 205\text{Gpa}} \right]$$

$$P_{cr} = 80\text{mm}^2(180\text{Mpa})(0,92)$$

$$P_{cr} = 13,25 \times 10^6 \text{ N}$$

$$P.N = 13,25 \times 10^6 \text{ N}$$

$$P = \frac{13,26 \times 10^6 \text{ N}}{2}$$

$$P = 6,63 \times 10^6 \text{ N}$$

Esta es la carga que resiste la columna, lo cual nos indica que nuestra columna resistirá correctamente.

6.7 Metodología

A continuación se detallan el procedimiento de cómo se fue construyendo la máquina sembradora de tomate para bandejas, los tipos de herramientas utilizadas y los diferentes procesos de ensamblaje que se utilizó para su correcto funcionamiento.

6.7.1 Construcción

Para la presente construcción se procedió como primer paso a la realización de los planos de cada uno de los elementos constitutivos de la máquina, los cuales detallaremos a continuación. Los elementos fueron modelados previos a su diseño.

Una vez obtenido las medidas de la bandeja como primer paso se construyo el marco donde esta va a situarse en la máquina



FIGURA 6.21 MARCO PARA COLOCAR LA BANDEJA (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Este marco cuenta con un riel con orificios separados cada 32 mm esta distancia es la que existe entre orificios de la bandeja para obtener una buena precisión entre la distancia mencionada, los orificios fueron realizados con la ayuda de una fresadora



FIGURA 6.22 FRESADO DE AGUJEROS EN LA RIEL (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)



FIGURA 6.23 BANDEJA UBICADA EN EL MARCO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

En esta imagen se puede apreciar la bandeja ya ubicada en el marco y también que el inicio de cada orificio está dispuesto en la mitad de cada orificio de la bandeja.

Posteriormente según las medidas se procedió a la construcción de los elementos del mecanismo el cual hará mover la bandeja, estos elementos fueron construidos en platina de 5mm de espesor así tenemos los siguientes:

Eslabón Balanceador que es el que empujara la bandeja la distancia requerida



FIGURA 6.24 ESLABÓN BALANCEADOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

El eslabón en “L” que es el que accionara al eslabón balanceador



FIGURA 6.25 ESLABÓN TIPO L (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

El eslabón conductor que es el que moverá al eslabón en L.



FIGURA 6.26 ESLABÓN CONDUCTOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Y el Eslabón 1 que es el que transmitirá el movimiento a los demás eslabones antes mencionados del mecanismo.



FIGURA 6.27 ESLABÓN 1 (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Todo este mecanismo va situado en una barra lateral con una distancia entre ejes de 150mm que es el necesario para que este funcione correctamente.



FIGURA 6.28 MECANISMO DE AVANCE (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Otra parte importante de la máquina es el soporte sup del aspirador que es donde ira ubicado el tubo aspirador, para la construcción de este elemento de máquina fue necesario la utilización de una fresadora para poder obtener las medidas exteriores exactas y para los agujeros interiores se utilizo un torno con un mandril de 4 muelas esto se debe a que estos centros son excéntricos y este mandril es eficaz para realizar este tipo de desbastes.



FIGURA 6.29 SOP. SUP ASPIRADOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Para la construcción del soporte de los tubos en donde serán colocadas las semillas fue necesario fundir una barra de aluminio para luego con la ayuda de la máquina fresadora obtener la barra con las medidas necesarias y como también los agujeros a distancias especificadas en planos.



FIGURA 6.30 SOPORTE TUBOS (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Los ejes para los rodamientos fueron construidos en acero 1018 de 5/8" de diámetro estos irán fijos en la estructura la cual es de tubo cuadrado de 3/4" x 3/4". Aquí es donde se deslizará la bandeja, los ejes del lado derecho son más largos que los ejes del lado izquierdo esto se debe que en la parte derecha del marco porta bandejas se encuentra la riel.



FIGURA 6.31 EJES Y RODAMIENTOS (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Estas partes serán ensambladas con las partes adquiridas o existentes en la Pilonera Cunchibamba como por ejemplo el tubo aspirador y el sistema neumático que están obsoletos por no ser eficientes para la siembra.

A continuación se muestra la maquina terminada



FIGURA 6.31.1 MÁQUINA SEMBRADORA (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

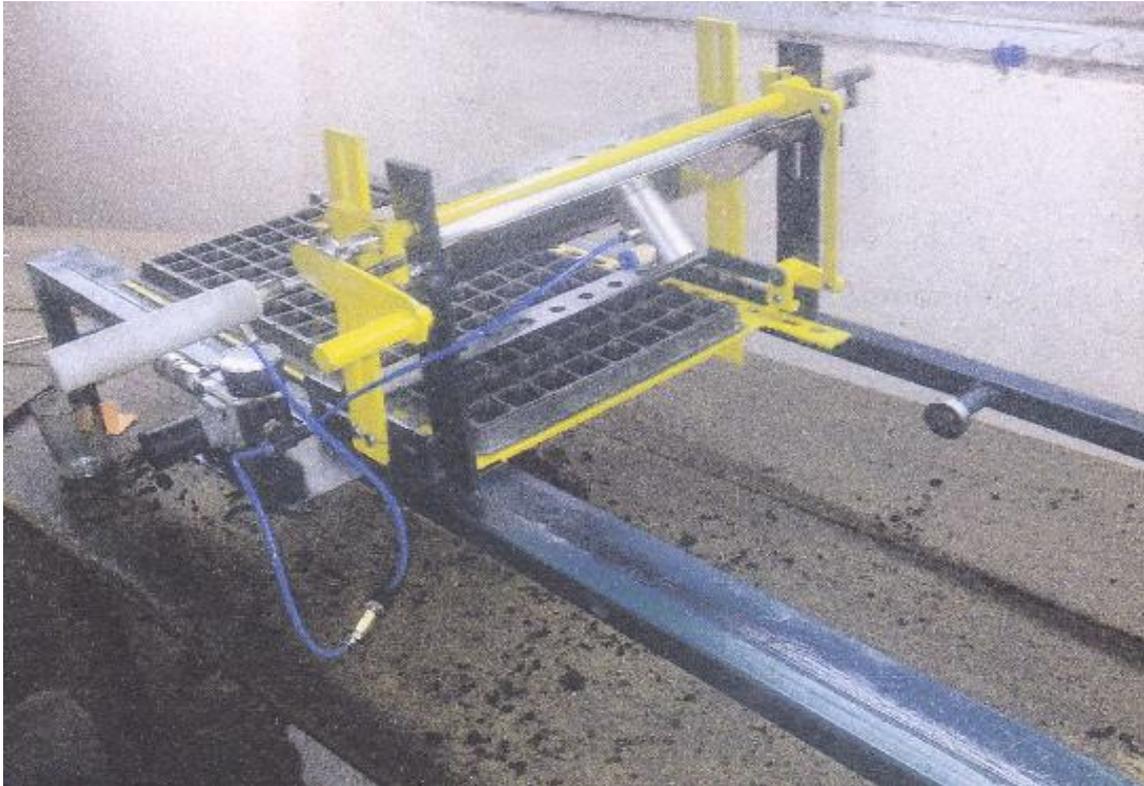


FIGURA 6.31.1 MÁQUINA SEMBRADORA (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

6.7.2 Instrumentos y máquinas utilizadas

Para la construcción de esta máquina se utilizó varios instrumentos de presión los cuales se en listaran a continuación:

Calibrador

Calibrador es uno de los instrumentos mecánicos para medición lineal de exteriores, medición de interiores y de profundidades más ampliamente utilizados.



FIGURA 6.32 CALIBRADOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Flexometro



FIGURA 6.33 FLEXOMETRO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

El flexómetro es un instrumento de medición el cual es coincido con el nombre de cinta métrica, con la particularidad de que está construido por una delgada cinta metálica flexible, dividida en unidades de medición, y que se enrolla dentro de una carcasa metálica o de plástico.

Granete



FIGURA 6.34 CALIBRADOR (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Se denomina granete a una herramienta manual que tiene forma de puntero de acero templado afilado en un extremo con una punta de 60° aproximadamente que se utiliza para marcar el lugar exacto que se ha trazado previamente en una pieza donde haya que hacerse un agujero, cuando no se dispone de una plantilla adecuada.

Sierra Manual

Una sierra manual es una herramienta manual de corte formada por una hoja de sierra montada sobre un arco o soporte mediante tornillos tensores. La hoja de sierra la que proporciona el corte, mientras que el soporte incluye un mango que permite asir la sierra para poder realizar su función.



FIGURA 6.35 SIERRA MANUAL (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Estas herramientas están entre las principales utilizadas ahora se nombraran las principales máquina utilizadas.

Torno



FIGURA 6.36 TORNO (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

En esta máquina se elaboraron o mecanizaron las diferentes piezas de forma geométrica de revolución de nuestro proyecto.

Fresa



FIGURA 6.37 FRESA (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

En esta máquina se fabrico todas las piezas de nuestra máquina sembradora que necesitaban arranque de viruta se logra esto mediante el movimiento de una herramienta rotativa de varios filos de corte denominada fresa. En la fresadora utilizada, la pieza se desplaza acercando las zonas a mecanizar a la herramienta, lo que permitió obtener formas diversas, desde superficies planas a otras más complejas.

Taladro de pedestal



FIGURA 6.38 TALADRO DE PEDESTAL (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Este taladro fue de gran utilidad para realizar nuestras perforaciones, esta máquina consiste en un husillo que imparte movimiento rotatorio a la herramienta de taladrar (broca), un mecanismo para alimentar la herramienta al material y un pedestal.

Soldadora Eléctrica

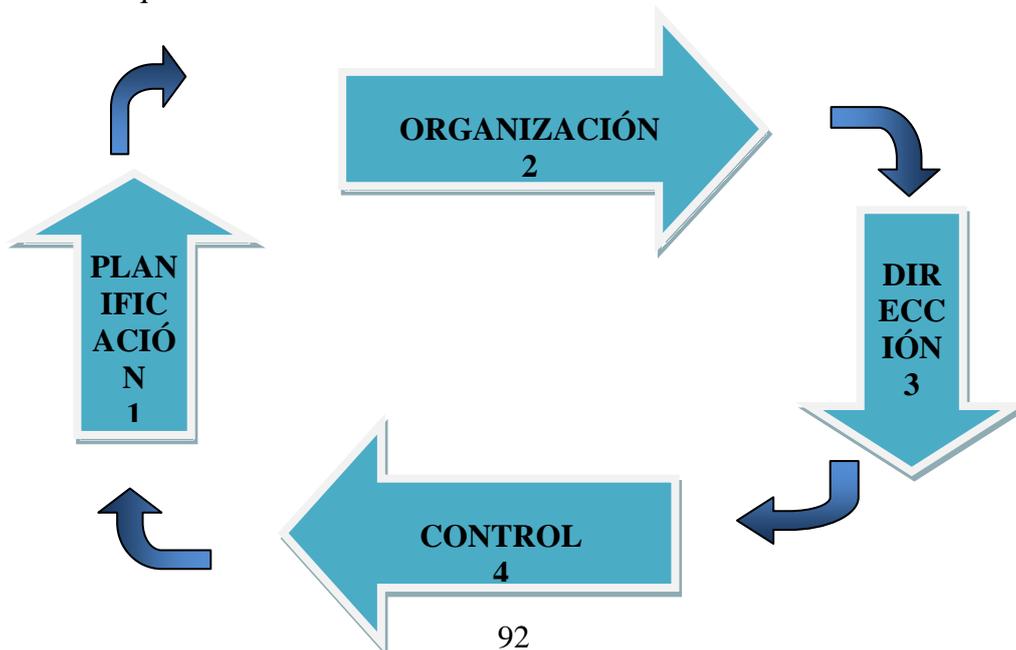


FIGURA 6.39 SUELDA ELECTRICA (FUENTE: ELABORADO POR AUTOR)

Utilizada para la unión de los de elementos, como por ejemplo la estructura, partes del mecanismo, etc.

6.8 Administración

Figura 6.40 Esquema de las funciones de la administración



6.8.1 Planificación

Con la finalidad de conservar en óptimas condiciones el funcionamiento de la sembradora de tomate para bandejas, a continuación se presenta un plan de mantenimiento.

Precauciones al utilizar la máquina

Colocar la semilla uniformemente a lo largo de la bandeja vibratoria antes de encender la máquina.

Observar que sistema neumático este correctamente instalado y no haya fugas de aire.

Observar que la bandeja donde se va a depositar la semilla se encuentre en la posición inicial.

Verificar que el tubo aspirador este colocado correctamente en el mecanismo de deposito y avance.

6.8.2 Organización

Para obtener resultados óptimos en la siembra a realizar, el pilonero deberá organizarse para colocar la máquina en un ambiente amigable con el operario para que otros factores externos no intervengan en el desarrollo de la siembra.

6.8.3 Dirección

Cada siembra que se realice con la máquina, deberá ser dirigida y supervisada por una persona que conozca el funcionamiento de la misma, que para este caso puede ser el Pilonero o el encargado de la siembra.

6.8.4 Control

Durante el desarrollo de la siembra se necesita controlar el funcionamiento de todo el sistema; y en el caso de presentarse algún inconveniente como puede ser la aspiración

de la semilla o daño físico, informar a la persona responsable para cheque sus partes inmediatamente y encontrar una solución.

6.8.9 Conclusiones de la propuesta

Utilizar materiales existentes en el mercado y que brinden la resistencia efectiva para el buen funcionamiento de la máquina.

Para el fresado de la barra de aluminio construir con la fresa de mayor dimensión para ahorrar tiempo y dinero en el proceso.

Colocar los diferentes eslabones del mecanismo de avance con sus respectivas distancias es de suma importancia para el buen deslizamiento de la bandeja.

El peso tanto de la estructura como el del material con que se construyó la máquina es apropiado para que cuando se realice la siembra la máquina no realice ningún desplazamiento al momento de estar en operación.

Los materiales y dimensiones utilizados fueron los correctos.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ✓ Benjamin W. Niebel Ingeniería industrial. Métodos, tiempos y movimientos. 9ª ed (México: Editorial Alfaomega. 1996. 880 pp.) pág. 7, 12, 191,199, 459.
- ✓ Marvin E. Mundel. Estudio de tiempos y movimientos. 1ª ed (México: Editorial Continental. 1984. 790 pp.) pág. 385
- ✓ Schoedder. Administración de Operaciones. 3 ed. (México: Editorial Mac Graw Hill. 1992. 855 pp.) pág. 612
- ✓ Naranjo L, Galo. **Tutoría de la investigación científica**. 1ª ed. Empredare Gráficas Cía. Ltda Quito, 2008. 230 páginas
- ✓ SHIGLEY. **Diseño de Ing Mecánica**. Octava edición McGRAWHILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A. DE C.V.
- ✓ Mott, Robert L, **Diseño de elementos de máquinas** 4ed
- ✓ McCormac, **Diseño de estructuras metálicas**, 4ta edición
- ✓ SINGER, **Resistencia de los materiales**
- ✓ BOHLER, **Manual de aceros especiales**
- ✓ SKF, **Manual de Rodamientos SKF**

BIBLIOGRAFIA DE INTERNET

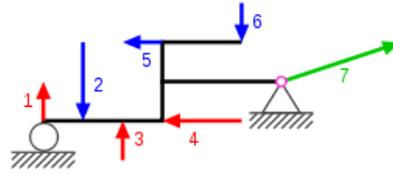
- ✓ <http://www.definicionabc.com/salud/hortalizas.php>
- ✓ <http://es.wikipedia.org/wiki/Hortaliza>
- ✓ <http://crianzanaturalyapego.activoforo.com/alimentacion-f4/tipos-de-hortalizas-y-sus-propiedades-t675.htm#4146>
- ✓ http://docs.google.com/wiewer?a=viq=cache:ruvqtamwz7yj:www.fao.org/ag/ag_n/pfl-report_en/_annexec/annex4/ecuador/importantcereport.doc
- ✓ <http://www.jardineriadigital.com/huerto/siembra-de-hortalizas.php>
- ✓ <http://blogs.diariovasco.com/index.php/huerta/2006/11/>
- ✓ www.fao.org/ag/agn/pfl_report_en/_.../importantreport.doc

ANEXO A

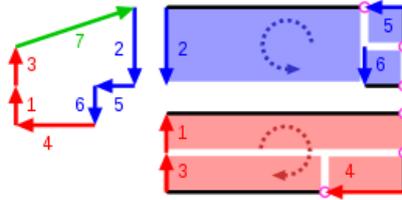
PARÁMETROS DE DISEÑO MÁQUINA SEMBRADORA

ANEXO 1

Análisis del equilibrio



$$\sum_{(i)} \vec{F}_{(i)} = \vec{0} \quad \sum_{(i)} \vec{M}_{(i)} = \vec{0}$$



Esquema de fuerzas y momentos en una viga en equilibrio.

La estática proporciona, mediante el empleo de la mecánica del sólido rígido, solución a los problemas denominados **isostáticos**. En estos problemas, es suficiente plantear las condiciones básicas de equilibrio, que son:

El resultado de la suma de fuerzas es nulo.

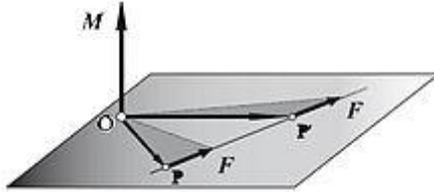
El resultado de la suma de momentos respecto a un punto es nulo.

Estas dos condiciones, mediante el álgebra vectorial, se convierten en un sistema de ecuaciones; la resolución de este sistema de ecuaciones es la solución de la condición de equilibrio.¹

¹ <http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf>

ANEXO 2

Momento Definición



Definición de momento de una fuerza con respecto a un punto.

El momento de una fuerza \mathbf{F} aplicada en un punto P con respecto de un punto O viene dado por el producto vectorial del vector \overrightarrow{OP} por el vector fuerza; esto es,

$$\mathbf{M}_O = \overrightarrow{OP} \times \mathbf{F} = \mathbf{r} \times \mathbf{F}$$

Donde

\mathbf{r} es el vector que va desde O a P.

Por la propia definición del producto vectorial, el momento \mathbf{M} es un vector perpendicular al plano determinado por los vectores \mathbf{F} y \mathbf{r} .

Dado que las fuerzas tienen carácter de vectores deslizantes, el momento de una fuerza es independiente de su punto de aplicación sobre su **recta de acción** o **directriz**.

La definición de momento se aplica a otras magnitudes vectoriales. Así, por ejemplo, el momento de la cantidad de movimiento o momento lineal, \mathbf{p} , es el momento cinético o momento angular, \mathbf{L} , definido como

$$\mathbf{L}_O = \overrightarrow{OP} \times \mathbf{p} = \mathbf{r} \times \mathbf{p}$$

El momento de fuerza conduce al concepto de par, par de fuerzas, par motor, etc.²

² web.educastur.princast.es/proyectos/jimena/.../momento

ANEXO 3

3-15 TENSION DEBIDA A LA FLEXION

Una *viga* es una pieza que soporta cargas transversales a su eje. Tales cargas provocan momentos de flexión en la viga, lo que da por resultado el desarrollo de tensiones por flexión. Las tensiones por flexión son *tensiones normales*, esto es, ya sea de tracción o de compresión. La tensión máxima por flexión en la sección transversal de una viga se generará en la sección más lejana al eje neutral de la sección. En ese punto, de la fórmula de flexión se obtiene la tensión:

$$\sigma = Mc/I$$

donde M es la magnitud del momento de flexión en la sección; I es el momento de inercia de la sección transversal respecto a su eje neutral; y c es la distancia del eje neutral a la fibra más exterior de la sección transversal de la viga. La magnitud de la tensión por flexión varía en forma lineal dentro de la sección transversal a partir de un valor de cero en el eje neutral, hasta la tensión máxima por tracción en un lado del eje neutral, y hasta la tensión máxima por compresión en el otro lado. La figura 3.12 muestra una distribución típica de la tensión en la sección transversal de una viga.

Nótese que la *flexión positiva* se genera cuando la forma deflexionada de la viga es cóncava hacia arriba, lo que da por resultado una compresión en la parte superior de la sección transversal y tensión en la parte inferior. Se puede decir que una viga como esta "contiene agua". Por el contrario, una flexión negativa provoca que la viga sea cóncava hacia abajo.

La fórmula de flexión se desarrolló sujeta a las condiciones que se explican a continuación:

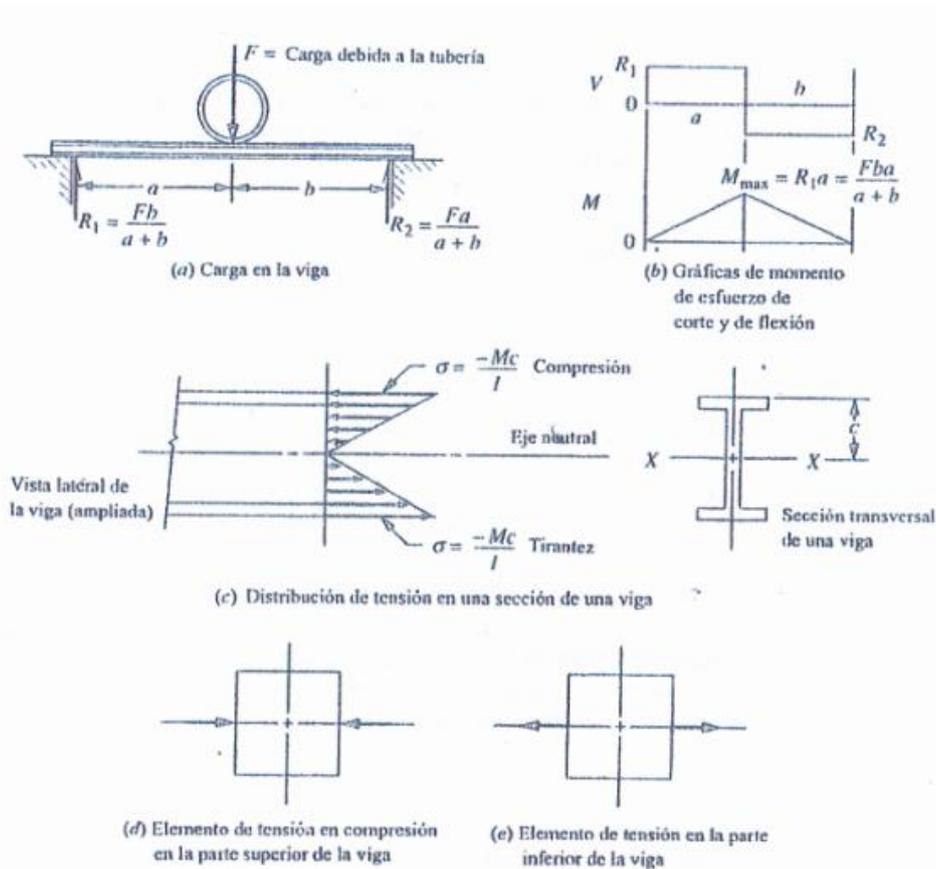


Figura 3-12 Distribución típica de tensión por flexión en la sección transversal de una viga

ANEXO 3

Si la condición 1 no se satisface de manera estricta, es posible continuar con el análisis utilizando el método de tensiones combinadas del que se hace una exposición en el capítulo 4. En la mayor parte de las vigas de uso práctico que son largas en relación a su altura, las tensiones por esfuerzo de corte son lo suficiente pequeñas como para omitirse. Es más, la tensión máxima por flexión se genera en las fibras más externas de la sección de la viga, donde la tensión por esfuerzo de corte es, de hecho, igual a cero. Una viga con sección transversal variable, que quizá no satisfaga la condición 5, se puede analizar utilizando factores de concentración de tensiones que se analizan más adelante en este capítulo.

Para el diseño, conviene definir el término *coeficiente de sección*, Z , donde $Z = I/c$. Así, la fórmula de flexión se convierte en,

$$\sigma = M/Z$$

Como I y c son propiedades geométricas de la sección de la viga, Z también lo es. Por tanto, en diseño, es común definir una tensión de diseño, σ_d ; donde se conoce el momento de flexión,

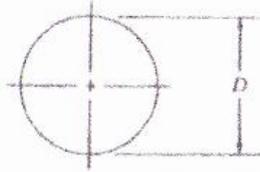
$$Z = M/\sigma_d$$

Lo anterior da por resultado el valor que se requiere para el coeficiente de sección; a partir de él, se pueden determinar las dimensiones que se necesitan para la sección transversal de la viga.

ANEXO 4

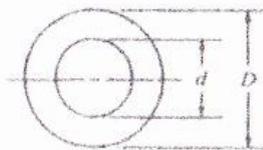
APENDICE 1 PROPIEDADES DE AREA

Circular



$$\begin{aligned}
 A &= \pi D^2/4 & r &= D/4 \\
 I &= \pi D^4/64 & J &= \pi D^4/32 \\
 Z &= \pi D^3/32 & Z_p &= \pi D^3/16
 \end{aligned}$$

Circular hueca (tubo)



$$\begin{aligned}
 A &= \pi(D^2 - d^2)/4 & r &= \sqrt{D^2 + d^2}/4 \\
 I &= \pi(D^4 - d^4)/64 & J &= \pi(D^4 - d^4)/32 \\
 Z &= \pi(D^4 - d^4)/32D & Z_p &= \pi(D^4 - d^4)/16D
 \end{aligned}$$

Cuadrada



$$\begin{aligned}
 A &= S^2 & r &= S/\sqrt{12} \\
 I &= S^4/12 \\
 Z &= S^3/6
 \end{aligned}$$

Rectangular



$$\begin{aligned}
 A &= BH \\
 I_x &= BH^3/12 & r_x &= H/\sqrt{12} \\
 I_y &= B^3H/12 & r_y &= B/\sqrt{12} \\
 Z_x &= BH^2/6
 \end{aligned}$$

Triangular



$$\begin{aligned}
 A &= BH/2 & r &= H/\sqrt{18} \\
 I &= BH^3/36 \\
 Z &= BH^2/24
 \end{aligned}$$

ANEXO 5

5-8 FACTORES DE DISEÑO

El término *factor de diseño* es una medida de la seguridad relativa de un componente que soporta carga. Para denotar el factor de diseño, utilizaremos el símbolo N . En la mayor parte de los casos la resistencia del material con el que se va a fabricar el componente se divide entre el factor de diseño para determinar una *tensión de diseño*, σ_d que a veces recibe el nombre *tensión tolerable* o *tensión permisible*. Por consiguiente, la tensión real a la que se somete el componente debe ser menor que la tensión de diseño. Para algunos tipos de carga conviene más establecer una relación a partir de la cual el factor de diseño, N , se puede calcular a partir de las tensiones reales que se aplican y de la resistencia del material. Aún en otros casos, en particular en el del pandeo de columnas, como se analiza en el capítulo 6, el factor de diseño se aplica a la *carga* en la columna y no a la resistencia del material.

La sección 5-9 presenta métodos para calcular la tensión de diseño o el factor de diseño para varios tipos diferentes de carga y materiales.

El responsable del diseño debe determinar qué valor razonable para el factor de diseño debe establecerse en cualquier situación específica. Con frecuencia el valor del factor de diseño o la tensión de diseño están regidos por organizaciones que establecen estándares como la *American Society for Mechanical Engineers* (Sociedad Estadounidense para Ingenieros Mecánicos), la *American Gears Manufacturers Association* (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes), el Departamento de Defensa de Estados Unidos, la *Aluminum Association* (Asociación del Aluminio) o el *American Institute of Steel Construction* (Instituto Estadounidense de Construcción de Acero). Para estructuras, los códigos de construcción locales o estatales prescriben, a menudo, factores de diseño o tensiones de diseño. Algunas empresas han adoptado sus propias políticas que especifican factores de diseño con base en experiencias previas bajo condiciones similares.

En ausencia de otras especificaciones, en este libro se utilizarán las siguientes:

1. *Casos normales para estructuras o elementos de máquinas.* Material dúctil bajo condiciones de incertidumbre moderada en relación a propiedades del material, naturaleza de la carga, o grado en que es adecuado el análisis de tensión. Utilice $N = 3$.
2. *Estructuras estáticas.* Materiales dúctiles con alto grado de confianza en el conocimiento de las propiedades del material, magnitud de las cargas y grado en que resulta adecuado el análisis de tensión. Utilice $N = 2$.
3. *Estructuras estáticas.* Materiales quebradizos con alto grado de confianza en el conocimiento de las condiciones de operación. Utilice $N = 3$.
4. *Elementos de máquinas.* Materiales quebradizos con incertidumbre moderada acerca de las propiedades, cargas o análisis de tensión del material. Utilice $N = 4$ o mayor.

ANEXO 5

5-9 METODOS PARA CALCULAR FACTOR DE DISEÑO O TENSION DE DISEÑO

Aquí se consideran nueve casos distintos con diferentes combinaciones de tipos de material (dúctil o quebradizo) y la forma en que se aplica carga. Es necesario poner atención a los tipos de resistencia para los distintos casos. Se utilizan los símbolos que se presentan a continuación.

s_u o s_{ut} = Resistencia máxima al esfuerzo por tracción

s_{uc} = Resistencia máxima a la compresión

s_y = Resistencia máxima a la cedencia o punto cedente

s_{ys} = Resistencia máxima al esfuerzo

s'_n = Resistencia máxima del material bajo condiciones reales

s_{m} = Resistencia por durabilidad ante esfuerzo de corte bajo condiciones reales

Caso A: materiales quebradizos bajo cargas estáticas

Cuando la tensión real que se aplica, σ , es tensión simple o compresión en un sólo eje, utilice la teoría de falla por tensión normal máxima. Como los materiales quebradizos se deforman, siempre deben aplicarse factores de concentración de tensión cuando se aplica carga aplicada.

Caso A1: tensión por esfuerzo de tracción

$$\sigma_d = s_{ut}/N \quad \text{o} \quad N = s_{ut}/\sigma$$

Caso A2: tensión por compresión

$$\sigma_d = s_{uc}/N \quad \text{o} \quad N = s_{uc}/\sigma$$

ANEXO 6

MOVIMIENTO RECTILÍNEO UNIFORMEMENTE VARIADO (MRUV). Es el de un móvil cuya aceleración (\vec{a}) permanece constante en módulo y dirección:

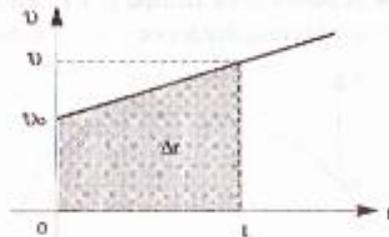
$$\vec{a} = \frac{\Delta\vec{v}}{\Delta t} = \text{cte.} \implies \Delta\vec{v} = \vec{a}\Delta t$$

$$\vec{v} = \vec{v}_0 + \vec{a}\Delta t$$

Si se hace coincidir el eje x con la dirección del movimiento, se tendrá:

$$\begin{aligned} v_x &= v_{0x} + a_x\Delta t \text{ o simplemente:} \\ v &= v_0 + at \end{aligned} \tag{2.2.3}$$

Si representamos gráficamente la expresión anterior, tendremos el diagrama rapidez vs. tiempo, el cual nos permite calcular, como en el MRU, el valor de la componente del desplazamiento, determinando el área comprendida entre la curva y el eje de los tiempos:



Δr = área del trapecio
 Δr = semisuma de sus bases por la altura

$$\Delta r = \left[\frac{v_0 + v}{2} \right] t; \text{ pero } v = v_0 + at$$

$$\Delta r = \left[\frac{v_0 + v_0 + at}{2} \right] t = \frac{2v_0t + at^2}{2}$$

$$\Delta r = v_0t + \frac{1}{2}at^2 \tag{2.2.4}$$

$$r = r_0 + v_0t + \frac{1}{2}at^2 \tag{2.2.5}$$

Si se despeja el tiempo (t) en la ecuación (2.2.3) y se reemplaza en la ecuación (2.2.4), se obtiene:

$$\Delta r = v_0t + \frac{1}{2}at^2$$

ANEXO 7

2-15 CONCENTRACIÓN DEL ESFUERZO

En el desarrollo de las ecuaciones de esfuerzo básicas para tensión, compresión, flexión y torsión, se supuso que no hubo irregularidades en el elemento analizado. Pero es muy difícil diseñar una máquina sin que ocurran algunos cambios en las secciones transversales de los elementos. Los ejes rotatorios deben tener hombros o resaltos diseñados en ellos de manera que se puedan instalar adecuadamente los cojinetes, y que soporten cargas de empuje axial; los ejes deben tener además ranuras integradas para sujetar poleas y engranes. Un perno tiene una cabeza en un extremo, y cuerda o rosca de tornillo en el otro, y ambos están diseñados para soportar cambios bruscos en la sección transversal. Otras partes requieren orificios, surcos para aceite y muescas o mellas de diversos tipos. Cualquier discontinuidad en una parte de la máquina altera la distribución de esfuerzo en los alrededores de la discontinuidad, y de este modo las ecuaciones básicas de esfuerzo ya no describen el estado de esfuerzo en dicha parte. A estas discontinuidades se les llama *intensificadores de esfuerzo* y a las regiones en que ocurre, *áreas de concentración del esfuerzo*.

Para ayudar al lector a comprender este efecto, debe examinarse la figura 2-22. Nótese que las trayectorias del esfuerzo son uniformes en todas partes menos en la vecindad del orificio. Pero en este último las líneas de fuerza deben experimentar flexión para rodearlo. La concentración del esfuerzo es un efecto altamente localizado. El esfuerzo en la placa de tensión es máximo en el borde del orificio en el plano A-A; tal esfuerzo disminuye rápidamente cuando se examinan puntos alejados del borde del agujero y pronto vuelve a ser uniforme.

Un *factor de concentración del esfuerzo teórico o geométrico*, K_t o K_{ts} , se emplea para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad, con el esfuerzo nominal. Los factores están definidos por las ecuaciones

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} \quad K_{ts} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_0} \quad (2-48)$$

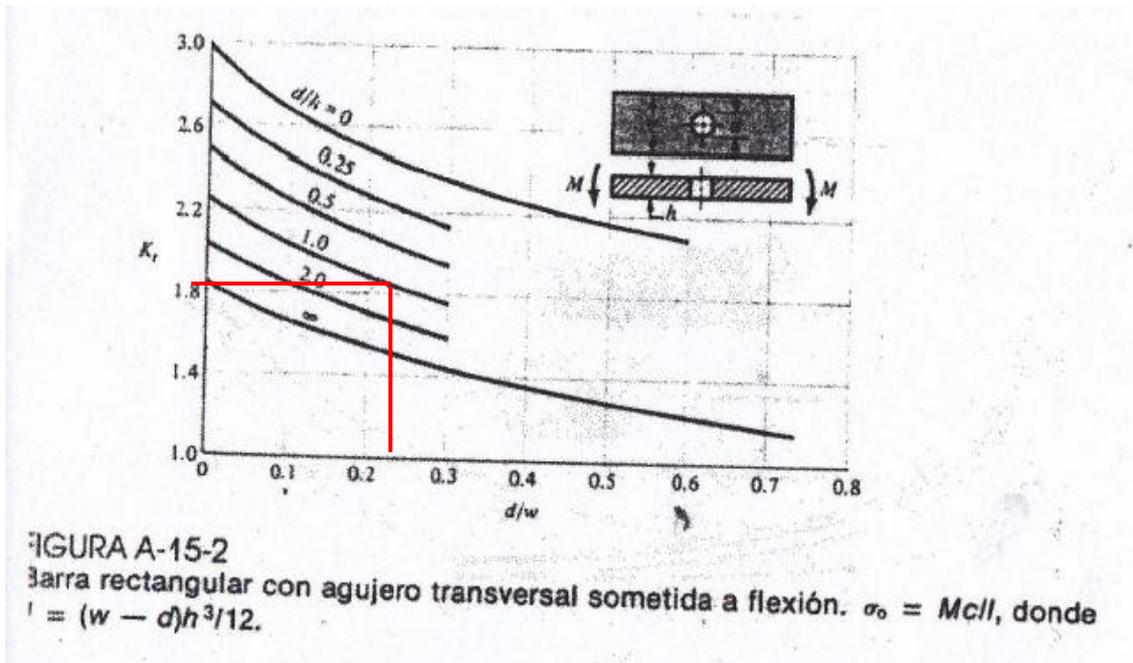
donde K_t se utiliza para esfuerzos normales y K_{ts} , para esfuerzos cortantes. El esfuerzo nominal σ_0 o τ_0 es más difícil de definir. En general, es el esfuerzo que se calcula mediante el uso de las ecuaciones de esfuerzo elementales y el área neta, o la sección transversal neta. Pero a veces se utiliza en cambio la sección transversal total; así que conviene siempre verificar esta condición antes de determinar el esfuerzo máximo.

El subíndice t en K_t significa que el valor de este factor de concentración del esfuerzo depende sólo de la *geometría* de la parte. Esto es, el material específico usado no tiene ningún efecto en el valor de K_t . Ésta es la razón por la que recibe el nombre de factor *teórico* de concentración del esfuerzo.

El análisis de figuras geométricas para determinar factores de concentración de esfuerzo es un problema difícil, y no se pueden obtener muchas soluciones. Una solución de este tipo es la de una placa infinita que contiene un orificio elíptico cargada en tensión uniforme. El resultado es

$$K_t = 1 + \frac{2b}{a} \quad (2-49)$$

ANEXO 8



ANEXO 9

Esfuerzo

Idea y necesidad del concepto de esfuerzo

Las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área; justamente se denomina *esfuerzo* a la fuerza por unidad de área, la cual se denota con la letra griega sigma (σ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde: P = Fuerza axial;
 A = Área de la sección transversal.

Cabe destacar que la fuerza empleada en la ec. 1 debe ser perpendicular al área analizada y aplicada en el centroide del área para así tener un valor de σ constante que se distribuye uniformemente en el área aplicada. La ec. 1 no es válida para los otros tipos de fuerzas internas⁸; existe otro tipo de ecuación que determine el esfuerzo para las otras fuerzas, ya que los esfuerzos se distribuyen de otra forma.

Unidades

El esfuerzo utiliza unidades de fuerza sobre unidades de área, en el sistema internacional (SI) la fuerza es en Newton (N) y el área en metros cuadrados (m^2), el esfuerzo se expresa por N/m^2 o pascal (Pa). Esta unidad es pequeña por lo que se emplean múltiplos como el es el kilopascal (kPa), megapascal (MPa) o gigapascal (GPa). En el sistema americano, la fuerza es en libras y el área en pulgadas cuadradas, así el esfuerzo queda en libras sobre pulgadas cuadradas (psi). Particularmente en Venezuela la unidad más empleada es el kgf/cm^2 para denotar los valores relacionados con el esfuerzo (Beer y Johnston, 1993; Popov, 1996; Singer y Pytel, 1982; Timoshenko y Young, 2000).

⁸ <http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf>

ANEXO 10

Diseño de elementos mecánicos

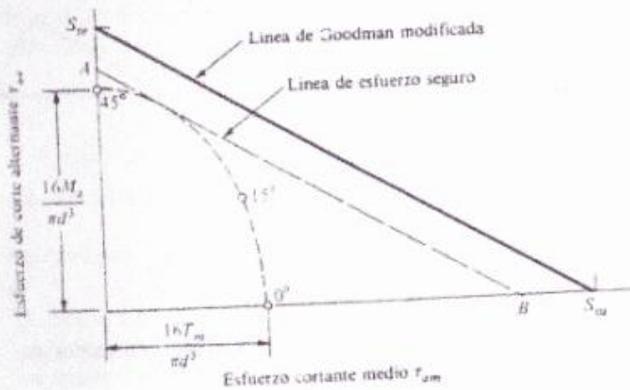


FIGURA 18-12

Diagrama de fatiga que muestra cómo la línea de esfuerzo seguro AB se traza paralela a la línea Goodman modificada, y tangente a la elipse.

$$\frac{d\tau_{sm}}{d\alpha} = -\frac{32T_m}{\pi d^3} \sin 2\alpha$$

$$\frac{d\tau_{sa}}{d\alpha} = \frac{32M_a}{\pi d^3} \cos 2\alpha$$

Considérese que la línea de carga es específica para propiedades de materiales y efectos geométricos en S_e , y corresponde al peor de los casos, es decir, a las condiciones en el ángulo α .

Se ha optado por utilizar la línea de Goodman modificada, y de la ecuación (18-17) de la tabla 18-1, esto es

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando el teorema de Pitágoras con las ecuaciones (18-22) y (18-24) y con la relación de Goodman modificada, puede demostrarse que

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (18-26)$$

Alternativamente, el factor de seguridad se obtiene de la ecuación

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18-27)$$

Como se observó antes, estas dos ecuaciones no toman en cuenta la fluencia en el primer medio ciclo.

En el caso usual de un eje sometido a flexión con inversiones y torsión constante, el esfuerzo crítico por flexión se localizará en un punto de concentración de esfuerzo. El efecto de tal concentración debe incluirse en la ecuación (18-27). Esto puede hacerse absteniéndose de corregir el valor de S_e de la ecuación de Marin [ecuación (7-13)] por concentración de esfuerzos. Luego las ecuaciones (18-26) y (18-27) se expresan en las formas:

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (18-28)$$

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18-29)$$

ANEXO 11

15-9 SELECCION DE COJINETES: SOLO CARGAS RADIALES

La selección de un cojinete toma en cuenta la capacidad de carga, como se analizó, al igual que la geometría del cojinete que asegurará que puede instalarse en forma conveniente en la máquina. En primer lugar, se consideran cojinetes no montados que sólo soportan cargas radiales. Después, se considerarán cojinetes no montados que soportan una combinación de carga radial y carga de empuje. El término *no montado* se refiere al caso en el que el responsable del diseño debe prever la aplicación correcta del cojinete en el eje o flecha y dentro de la carcasa.

Por lo general, el cojinete se selecciona una vez que el diseño de la flecha ha avanzado hasta el punto en el que se ha calculado el diámetro mínimo que se necesita para la flecha, utilizando las técnicas que se explicaron en el capítulo 9. Se conocen las cargas radiales junto con la orientación de los cojinetes respecto a otros elementos en la máquina.

Proceso de selección de los cojinetes

1. Especifique la carga de diseño o *equivalente* en el cojinete. El método para calcular la carga equivalente cuando sólo se aplica una carga radial, R , toma en cuenta cuál de las dos pistas de bolas, externa o interna, es la que gira.

$$P = VR \quad (15-5)$$

Al factor V se le llama *factor de rotación* y toma en cuenta el valor de 1.0 si la pista de rodamientos interna es la que gira, el caso más común. Si la pista de rodamientos externa gira, utilice $V = 1.2$.

2. Calcule el diámetro mínimo aceptable de la flecha que limitará el tamaño del diámetro interno del cojinete.
3. Seleccione el tipo de cojinete, utilizando la tabla 15-1 como parámetro.
4. Especifique la vida de diseño del cojinete, utilizando la tabla 15-3.
5. Determine el factor de velocidad y el factor de vida útil, si dispone de tales tablas para el tipo de cojinete que se seleccionó. Se usará la figura 15-12.
6. Calcule la especificación básica de carga dinámica que se requiere, C , a partir de la ecuación (15-1), (15-3) o (15-4).

ANEXO 12

Tabla 15-3 Vida útil de diseño recomendada para cojinetes

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño L_d, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engrases de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

15-8 VIDA ÚTIL DEL DISEÑO

A partir del problema anterior, se demostró que, si la vida útil especificada es un millón de revoluciones, la ecuación (15-1) puede escribirse como

$$\text{Vida útil de diseño} = L_d = (C/P_d)^4(10^6) \quad (15-2)$$

La C que se necesita para una carga y una vida útil de diseño específicas será

$$\text{Especificación básica de carga dinámica} = C = P_d (L_d/10^6)^{1/4} \quad (15-3)$$

La mayoría de la gente no piensa en términos de la cantidad de revoluciones que desarrolla una flecha. Por el contrario, consideran la velocidad a la que gira la flecha, por lo regular en rpm, y la vida útil del diseño de la máquina, casi siempre en horas de operación. La vida útil del diseño es especificada por el responsable del diseño, tomando en cuenta el uso que se le asigna. Como parámetro, puede utilizarse la tabla 15-3. Ahora bien, para una vida útil del diseño especificada en horas, y una velocidad de giro en rpm que se conoce, el número de revoluciones del diseño para el cojinete será

$$L_d = (h)(\text{rpm})(60 \text{ min/h})$$

15-6 RELACION ENTRE CARGA Y VIDA ÚTIL

No obstante que para fabricarlos se utilicen aceros muy resistentes, todos los cojinetes tienen una vida útil limitada y en algún momento presentarán fallas por fatiga debido a la considerable tensión por contacto a la que se les somete. Si embargo, como es obvio, cuanto más ligera es la carga más prolongada será su vida útil y viceversa. La relación entre carga, P , y vida útil L , para cojinetes de contacto giratorio se puede establecer en los términos siguientes

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k \quad (15-4)$$

donde $k = 3.00$ para cojinetes de bola y $k = 3.33$ para cojinetes de rodamientos o giratorios

ANEXO 13

1 Información del producto

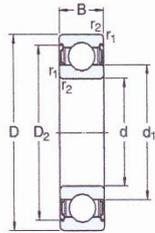
Página 3

2 Recomendaciones

Página 8

3 Datos del producto

Rodamiento rígidos de bolas
para temperaturas extremas
d 10 – 35 mm



2Z/VA228



2Z/VA208



VA201



2Z/VA201

Dimensiones principales			Capacidad de carga estática C ₀	Juego interno radial		Masa kg	Designación
d	D	B		min	máx		
mm			N	μm		kg	–
10	35	11	3 400	80	150	0,053	6300-2Z/VA201
12	32	10	3 100	100	180	0,037	6201/VA201
	32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA201
	32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA208
	32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA228
15	35	11	3 750	100	180	0,045	6202/VA201
	35	11	3 750	100	180	0,043	6202-2Z/VA208
	35	11	3 750	100	180	0,043	6202-2Z/VA228
17	35	10	3 250	100	180	0,039	6003/VA201
	40	12	4 750	100	180	0,065	6203/VA201
	40	12	4 750	100	180	0,060	6203-2Z/VA208
	40	12	4 750	100	180	0,060	6203-2Z/VA228
20	47	14	6 550	110	190	0,11	6204/VA201
	47	14	6 550	110	190	0,11	6204-2Z/VA201
	47	14	6 550	110	190	0,10	6204-2Z/VA208
	47	14	6 550	110	190	0,10	6204-2Z/VA228
25	52	15	7 800	110	190	0,13	6304/VA201
	52	15	7 800	110	190	0,13	6304-2Z/VA208
25	47	12	6 550	120	210	0,080	6005/VA201
	47	12	6 550	120	210	0,080	6005-2Z/VA208
	52	15	7 800	120	210	0,13	6205/VA201
	52	15	7 800	120	210	0,13	6205-2Z/VA201
	52	15	7 800	120	210	0,12	6205-2Z/VA208
	52	15	7 800	120	210	0,12	6205-2Z/VA228
30	62	17	11 600	120	210	0,23	6305/VA201
	62	16	11 200	120	210	0,20	6206/VA201
	62	16	11 200	120	210	0,20	6206-2Z/VA201
	62	16	11 200	120	210	0,19	6206-2Z/VA208
	62	16	11 200	120	210	0,19	6206-2Z/VA228
35	72	19	16 000	120	210	0,35	6306/VA201
	72	19	16 000	120	210	0,34	6306-2Z/VA208
35	72	17	15 300	160	255	0,29	6207/VA201
	72	17	15 300	160	255	0,28	6207-2Z/VA208
	72	17	15 300	160	255	0,28	6207-2Z/VA228
35	80	21	19 000	160	255	0,46	6307/VA201
	80	21	19 000	160	255	0,44	6307-2Z/VA208

16

SKF

ANEXO 14

TABLA A-20

Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

[Las resistencias indicadas son valores mínimos ASTM estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (¾ a 1¼ in). Tales resistencias son adecuadas para el uso con el factor de diseño definido en la sección 1-9, siempre que los materiales cumplan los requisitos ASTM A6 o A568, o sean requeridos en las especificaciones de compra. Conviene recordar que una designación numérica no es una especificación. Véanse en la tabla.1-1 las propiedades de algunos aceros ASTM.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESAMIENTO	RESISTENCIA ULTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in, %	REDUCCIÓN EN ÁREA, %	DUREZA BRIN
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	89
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	9
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	9
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	10
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	10
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	11
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	11
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	12
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	11
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	13
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	13
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	14
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	14
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	16
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	14
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	17
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	16
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	17
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	17
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	17
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	20
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	2
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	2

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

ANEXO 15

Diseño: se supone una columna corta

La fórmula de J. B. Johnson se utiliza para analizar una columna corta. Es difícil derivar una forma conveniente para utilizarla en diseño. En consecuencia, para el caso general se recurre a la prueba de ensayo y error.

Para algunos casos especiales, incluso el de la sección circular, es posible despejar la fórmula de Johnson para la dimensión característica: el diámetro:

$$P_{cr} = A s_y \left[1 - \frac{s_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (6-7)$$

No obstante

$$A = \pi D^2/4$$

$$r = D/4 \quad (\text{Del apéndice A-1})$$

$$P_{cr} = NP_a$$

En consecuencia

$$NP_a = \frac{\pi D^2}{4} s_y \left[1 - \frac{s_y (KL)^2}{4\pi^2 E (D/4)^2} \right]$$

$$\frac{4NP_a}{\pi s_y} = D^2 \left[1 - \frac{s_y (KL)^2 (16)}{4\pi^2 E D^2} \right]$$

Al despejar para D se obtiene

$$D = \left[\frac{4NP_a}{\pi s_y} + \frac{4s_y (KL)^2}{\pi^2 E} \right]^{1/2} \quad (6-10)$$

TABLA 3-3

Constantes de condición de extremos para columnas de Euler [a utilizar con la ecuación (3-55)]

CONDICIONES DE EXTREMOS DE COLUMNAS	CONSTANTE C DE CONDICIÓN DE EXTREMOS		
	VALOR TEÓRICO	VALOR CONSERVADOR	VALOR RECOMENDADO*
Empotrado-libre	1/4	1/4	1/4
Redondeado-redondeado	1	1	1
Empotrado-redondeado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

*Se utilizará exclusivamente con valores liberales de factor de seguridad cuando se conozca con exactitud la carga de la columna.

ANEXO 16

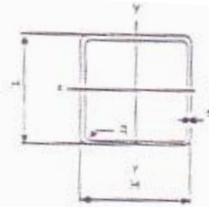


1. TUBOS MECANICOS

ESPECIFICACIONES GENERALES:

- LARGO NORMAL : 6 mts. Otros largos previa consulta
- TERMINACION : Extremos de máquina
- CALIDADES NORMALES : SAE 1010, otras calidades a pedido
- NORMA DE FABRICACION : Norma Interna y JIS G3445
- OTRAS DIMENSIONES Y ESPESORES : A pedido, previa consulta

1. TUBOS MECANICOS



1.2 TUBOS CUADRADOS

DESIGNACION	DIMENSIONES		PESO P	PROPIEDADES			
	a	t		AREA	EJES X-Y-Z		
				A	I	W	T
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ⁴	
1/2	12	0.75	0.31	0.32	0.07	0.12	0.47
		0.95	0.38	0.40	0.08	0.13	0.45
3/8	15	0.75	0.36	0.41	0.14	0.19	0.53
		0.95	0.45	0.51	0.15	0.21	0.56
1/2	20	0.75	0.48	0.56	0.34	0.34	0.73
		0.95	0.60	0.70	0.41	0.41	0.77
		1.10	0.70	0.80	0.47	0.47	0.77
		1.50	0.94	1.05	0.58	0.58	0.74
3/4	25	0.75	0.60	0.71	0.59	0.55	0.99
		0.95	0.75	0.89	0.84	0.67	0.97
		1.10	0.87	1.02	0.95	0.75	0.97
		1.5	1.15	1.35	1.21	0.97	0.95
1 1/4	30	0.95	0.90	1.08	1.50	1.00	1.13
		1.10	1.04	1.24	1.70	1.13	1.17
		1.5	1.41	1.55	2.19	1.47	1.15
1 1/2	40	0.95	1.20	1.46	3.68	1.34	1.39
		1.1	1.39	1.66	4.20	2.10	1.55
		1.5	1.88	2.25	5.48	2.74	1.56
2	50	1.5	2.54	2.85	11.06	4.42	1.97

Cargas estáticas

Cuando un rodamiento bajo carga está parado, afecta lentos movimientos de oscilación, o funciona a velocidades muy bajas, su capacidad para soportar carga no viene determinada por la fatiga de material, sino por la deformación permanente en los puntos de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. Esto también es válido para rodamientos giratorios sometidos a elevadas cargas de choque durante una fracción de revolución. En general pueden absorberse cargas equivalentes a la capacidad de carga estática C_0 (ver pág. 27), sin perjuicio alguno sobre las características de funcionamiento del rodamiento.

Carga estática equivalente

Las cargas que tienen componentes radial y axial deben ser convertidas en una carga estática equivalente. Esta se define como la carga (radial para rodamientos radiales y axial para rodamientos axiales) que si se aplicase produciría la misma deformación en el rodamiento que las cargas reales. Se obtiene por medio de la ecuación general.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

donde

P_0 = carga estática equivalente, en N

F_r = carga radial real, en N

F_a = carga axial real, en N

X_0 = factor radial

Y_0 = factor axial

Toda la información y datos necesarios para calcular la carga estática equivalente se pueden encontrar en el texto que precede a cada sección de las tablas de rodamientos, y en las mismas tablas.

Capacidad de carga estática necesaria
La capacidad de carga estática necesaria C_0 de un rodamiento puede determinarse por medio de la ecuación:

$$C_0 = s_0 P_0$$

donde

C_0 = capacidad de carga estática, en N

P_0 = carga estática equivalente, en N

s_0 = factor de seguridad estático

A temperaturas elevadas disminuye la dureza del material del rodamiento. Para información relativa a la influencia de la disminución de dureza sobre la capacidad de carga estática, consultar a SKF.

Carga estática equivalente

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

Cuando $P_0 < F_r$, tomar $P_0 = F_r$

Capacidad de carga axial

Si se someten los rodamientos rígidos de bolas a carga axial, ésta no debe exceder el valor $0,5 C_0$; en los rodamientos pequeños y en los de series ligeras, este valor no debe exceder de $0,25 C_0$. Si las cargas axiales superan estos valores, consultar primero a SKF.

ANEXO 18

Rodamientos en rotación

Cuando existan fluctuaciones grandes en la carga aplicada y particularmente cuando aparecen elevadas cargas de choque durante parte de una revolución, es esencial establecer qué capacidad de carga estática es la adecuada. Fuertes cargas de choque pueden originar fuertes marcas distribuidas irregularmente sobre los caminos de rodadura que afectarán seriamente al funcionamiento del rodamiento. Además, las cargas de choque generalmente no se pueden calcular con exactitud. También puede producirse deformación del alojamiento, dando lugar a una distribución desfavorable de la carga en el rodamiento.

Si la carga más elevada a la que el rodamiento está sometido actúa durante varias revoluciones, los caminos de rodadura se deformarán por igual, y se evitarán las perjudiciales marcas.

De ello sigue que, según sean las condiciones de funcionamiento, la carga más elevada que actúe sobre un rodamiento nunca deberá exceder de un cierto valor determinado por el factor de seguridad s_0 . En general, pueden usarse para s_0 los siguientes valores mínimos:

Aplicaciones donde se dé con seguridad un funcionamiento suave, sin vibraciones	$s_0 = 0,5$
Condiciones de trabajo medias, y situaciones normales de vibración	$s_0 = 1$
Cargas de choque acusadas	$s_0 = 1,5$ a 2
Rigurosas exigencias de funcionamiento silencioso	$s_0 = 2$

SKF

16

ANEXO 19

Guía para los valores de la duración L_{10h} para diferentes clases de máquinas

Clase de máquina	L _{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso intermitente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabestrillos de tambores, embaladoras, etc.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrifugas y separadoras	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresoras, torques de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria propulsora para transatlánticos	60 000 a 100 000
Maquinaria para la fabricación de papel y pasta de papel, maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

Valor del factor a_1 de duración	
Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0,52
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

17

ANEXO 20

Selección del tamaño del rodamiento

Factor a_1

El factor a_1 , de las condiciones de funcionamiento, viene determinado esencialmente por la lubricación del rodamiento, siempre que las temperaturas de funcionamiento no sean excesivas. Los cambios en las propiedades del material debidos a temperaturas elevadas, son iónicamente cuantificados en la capacidad de carga dinámica C , ver pág. 34. El grado de separación entre las superficies de contacto de rodamientos bien lubricados, el factor a_1 se basa en la relación de viscosidad λ . Esta se define como la relación entre la viscosidad real del lubricante ν y la viscosidad ν_1 necesaria para una lubricación adecuada, ambos valores a la temperatura de funcionamiento. Para la determinación de ν , ver la pág. 95. Cuando se emplea grasa, se puede obtener un valor aproximado usando la viscosidad del aceite básico como ν .

Combinación de los factores a_2 y a_3

Como los factores a_2 y a_3 son independientes, SKF ha decidido sustituirlos por un factor combinado a_{23} para el material y la lubricación. Siempre que la lubricación sea normal, los valores a_{23} pueden obtenerse del diagrama de la pág. siguiente. La línea continuada es válida para lubricantes normales. La línea superior de puntos indica las máximas mejoras que se pueden obtener empleando lubricantes con aditivos EP, etc.

Ejemplo de cálculo

Un rodamiento de rodillos a rótula 22319 COM33, fabricado con acero SKF Normal, gira a una velocidad $n = 500$ r/min bajo una carga radial constante $F_r = 50.000$ N. La lubricación es por aceite. La viscosidad ν del aceite a la temperatura de funcionamiento es de 35 mm²/s. Cual es la duración normal ajustada para una fiabilidad del 98 %?

Como la carga actúa radialmente, $P = F_r$
 $= 50.000$ N (ver pág. 30).

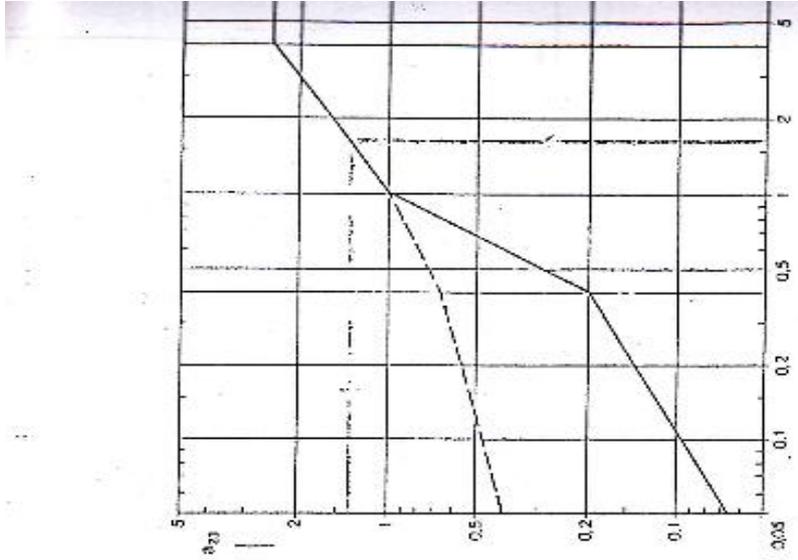
El valor del factor a_1 para una fiabilidad del 98 % es 0,33 (tabla 19 la pág. 35).

De las tablas de rodamientos obtenemos $d_m = 0,5(n + D) = 0,5(500 + 190) = 140$ mm. Se obtendrá una lubricación adecuada si la viscosidad ν_1 del aceite a la temperatura de funcionamiento es de 21 mm²/s (diagrama 2, pág. 96). En este caso la relación de viscosidad $\lambda = \nu/\nu_1 = 35/21 = 1,67$. Del diagrama adjunto obtenemos un valor del factor $a_{23} = 1,4$.

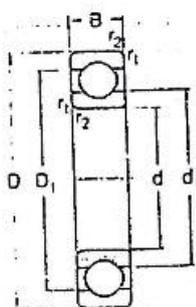
La duración normal ajustada L_{10} será pues:

$$L_{10} = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = 0,33 \cdot 1,4 \left(\frac{477.000}{50.000} \right)^3 = 950 \text{ millones de revoluciones}$$

Como la velocidad es $n = 500$ r/min, el correspondiente valor de L_{10h} será de 28.300 horas de servicio.



ANEXO 21



Reborde sin ranuras



Reborde con ranuras

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Massa	Designació
d	D	B	Carga dinám. C	Carga estát. Co	Lubricación con grasa	Lubricación con aceite	kg	-
mm			N		r/min			
3	10	4	488	170	40 000	48 000	0,0015	623
4	9	2,5	540	183	45 000	53 000	0,00070	618/4
	13	5	884	315	38 000	45 000	0,0031	624
	16	5	1 110	440	34 000	40 000	0,0054	634
5	11	3	637	232	40 000	48 000	0,0012	618/5
	16	5	1 110	440	34 000	40 000	0,0050	625
	19	6	1 720	720	32 000	38 000	0,0090	635
6	13	3,5	884	325	38 000	45 000	0,0020	618/6
	19	6	1 720	720	32 000	38 000	0,0064	626
7	14	3,5	956	360	38 000	45 000	0,0022	618/7
	19	6	1 720	720	34 000	40 000	0,0075	607
	22	7	3 250	1 340	30 000	38 000	0,013	627
8	18	4	1 330	530	38 000	43 000	0,0030	618/8
	22	7	3 250	1 340	32 000	38 000	0,012	608
9	17	4	1 430	585	34 000	40 000	0,0034	618/9
	24	7	3 710	1 530	30 000	36 000	0,014	609
	26	8	4 620	1 960	26 000	32 000	0,020	629
10	19	5	1 480	530	32 000	38 000	0,0055	61800
	28	8	4 620	1 960	28 000	34 000	0,019	6000
	28	8	4 620	1 960	28 000	34 000	0,022	61100
	30	9	5 070	2 240	24 000	30 000	0,032	6200
	35	11	8 060	3 750	20 000	26 000	0,053	6300
12	21	5	1 430	695	30 000	36 000	0,0063	61801
	28	8	5 070	2 240	26 000	32 000	0,022	6001
	30	8	5 070	2 240	24 000	30 000	0,023	61101
	32	10	6 890	3 100	22 000	28 000	0,037	6201
	37	12	9 750	4 850	19 000	24 000	0,060	6301
15	24	5	1 560	815	26 000	32 000	0,0074	61802
	32	8	5 590	2 500	22 000	28 000	0,025	6002
	32	9	5 590	2 500	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	7 800	3 550	19 000	24 000	0,045	6202
					17 000	20 000	0,082	6302

ANEXO 22



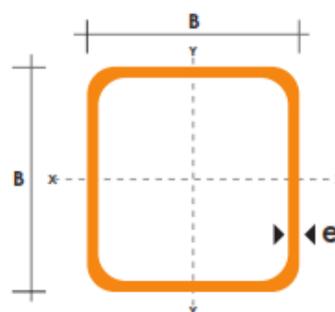
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A36
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



ANEXO 23

$$\bullet \frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1.0$$

En esta expresión f_a es el esfuerzo axial (P/A), F_a es el esfuerzo permisible si sólo estuviesen esfuerzos axiales, f_b es el esfuerzo de flexión (Mc/I) y F_b es el esfuerzo permisible si sólo estuviesen presentes esfuerzos de flexión. Durante muchos años el AISC también usó esta expresión para miembros sometidos a una combinación de los dos tipos de esfuerzos. Actualmente las especificaciones ASD permiten su uso sólo para ciertas condiciones (que se describirán en la sección 10-6). Esta expresión puede considerarse como una fórmula de porcentajes. Por ejemplo, si se usa 60% del esfuerzo axial permisible para el término f_a/F_a , quedará sólo 40% del esfuerzo de flexión permisible para el esfuerzo Mc/I . Esta expresión tiene el efecto de dar un esfuerzo combinado permisible que cae entre los valores permisibles individuales en la proporción en que cada tipo de esfuerzo está relacionado con su valor permisible. Cuando el esfuerzo de flexión es grande con respecto al esfuerzo axial, el esfuerzo combinado permisible se aproximará mucho al esfuerzo permisible de flexión. Similarmente, cuando el esfuerzo axial es grande respecto al de flexión, el esfuerzo combinado será muy cercano al esfuerzo axial permisible. El ejemplo 10-2 presenta una combinación de los dos tipos de esfuerzos de acuerdo con esta expresión usada comúnmente.

Si se presenta flexión respecto a ambos ejes, se usa la siguiente expresión para considerar la condición de esfuerzo combinado:

$$\bullet \frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

ANEXO 24

10-5 AMPLIFICACION Y MODIFICACION DEL MOMENTO

Cuando una viga-columna está sometida a momento a lo largo de su longitud no soportada, ella se desplazará lateralmente en el plano de flexión. El resultado es un momento incrementado o momento secundario causado por la carga axial multiplicada por el desplazamiento lateral o excentricidad. En la figura 10-2 la carga P ocasiona que el momento en la columna se incremente una cantidad Pd . Este momento ocasionará deflexiones laterales adicionales que generarán un mayor momento en la columna y así sucesivamente hasta que se alcance una posición de equilibrio.

Podríamos obtener los momentos en la columna, calcular la deflexión lateral, incrementar el momento a la mitad de la altura de la columna en P veces la deflexión, recalcular la deflexión lateral y el momento incrementado, etc. Si bien, dos o tres de estos cálculos serían suficientes, este procedimiento resultaría muy tedioso e impráctico.

Para tomar en cuenta el incremento del momento, las especificaciones ASD requieren que el esfuerzo de flexión se incremente multiplicándolo por el *factor de amplificación* ($1/[1 - f_a/F_c']$), que es mayor que 1.0.

Este factor puede ocasionar que el esfuerzo secundario se sobreestime en algunos casos. Por ello, el esfuerzo amplificado se multiplica por un *factor de reducción o de modificación* C_m , que es igual o menor que 1.0. La ecuación ASD básica de interacción es

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_c'}\right) F_b} \leq 1.0$$

ANEXO 25

$$C_m = 0.6 - 0.4 \frac{M_1}{M_2}$$

En esta expresión M_1/M_2 es la razón del momento menor al momento mayor en los extremos de la longitud sin soporte lateral. La razón es negativa si los momentos ocasionan que el miembro se flexione en curvatura simple (\curvearrowright) y positiva cuando la curvatura resultante es doble (\curvearrowleft). Es claro que un miembro con curvatura simple tiene deflexiones laterales mayores que uno con curvatura doble. Con deflexiones laterales mayores, los momentos debidos a las cargas axiales, así como los esfuerzos, serán mayores. Por lo tanto, cuando una columna está flexionada con curvatura simple, la ecuación (H1-6) dará esfuerzos permisibles menores.

La categoría 3 se aplica a miembros sometidos a carga transversal entre sus nudos y restringidos contra traslación de los mismos en el plano de carga. La cuerda a compresión de una armadura con una carga de larguero entre sus nudos es un ejemplo típico de esta categoría. Las especificaciones ASD establecen que el valor de C_m en este caso se puede considerar igual a:

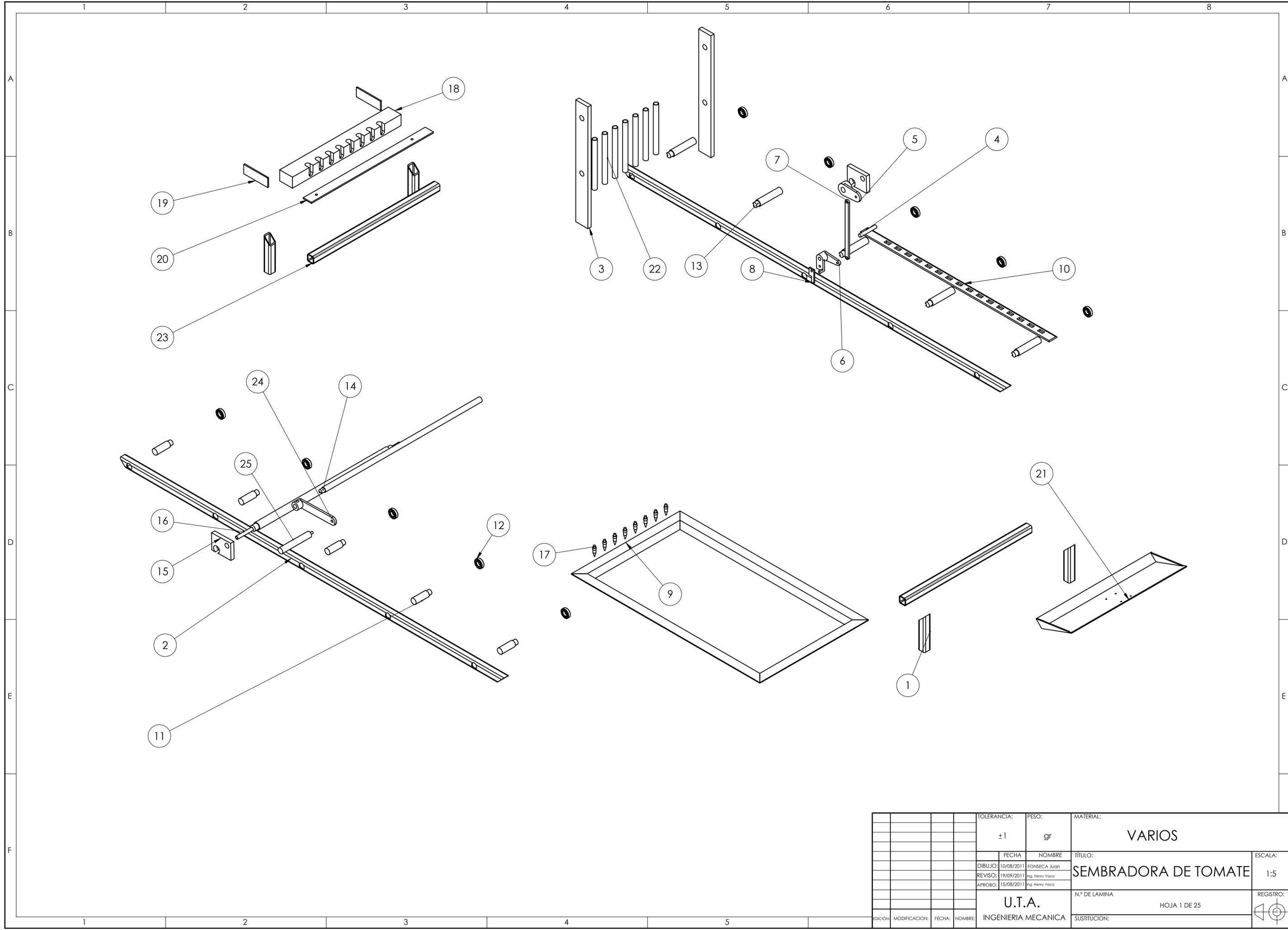
- (a) para miembros con extremos restringidos, $C_m = 0.85$
- (b) para miembros con extremos no restringidos $C_m = 1.0$.

Estos dos valores son suficientemente exactos y seguros en casi todos los casos. Es muy difícil obtener valores más precisos de C_m y si se obtienen, serán de dudoso valor ya que no se pueden estimar las cargas aplicadas con mucha precisión. Sin embargo, los Comentarios ASD proporcionan una expresión supuestamente más refinada para C_m en esta categoría:

$$C_m = 1 + \psi \frac{f_a}{F_c'} \quad (\text{Ec. ASD C-H1-6})$$

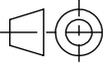
ANEXO B

PLANOS

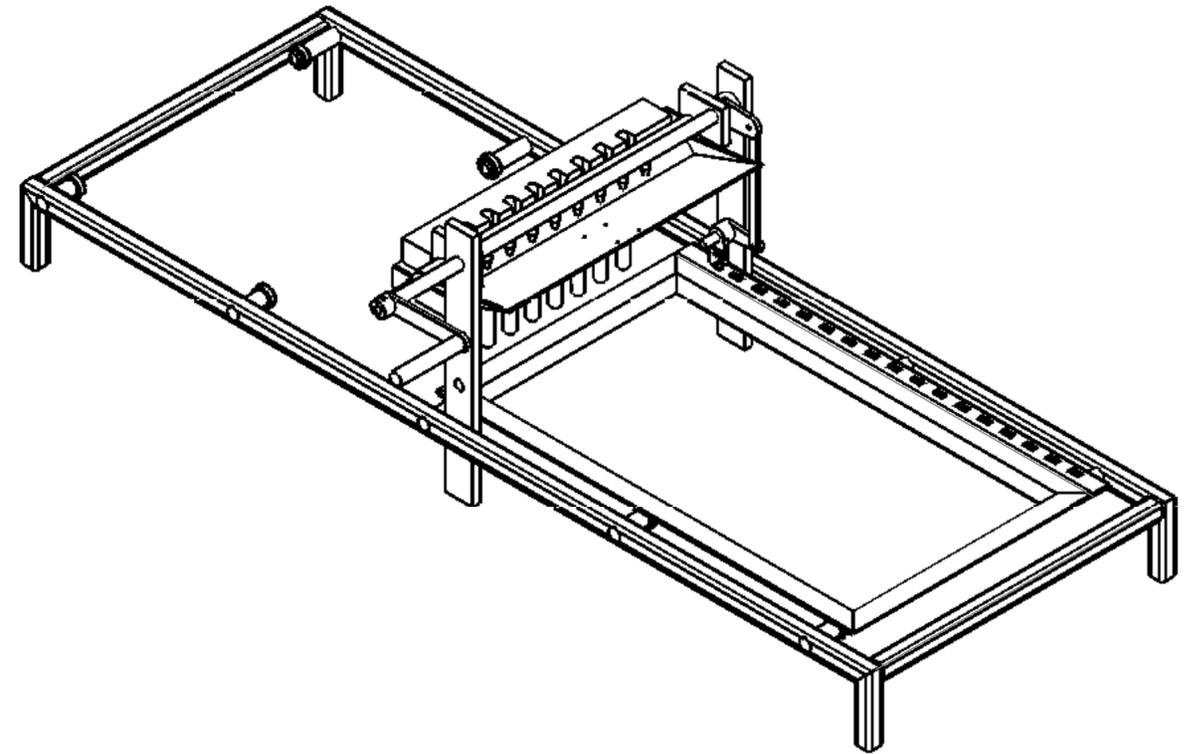
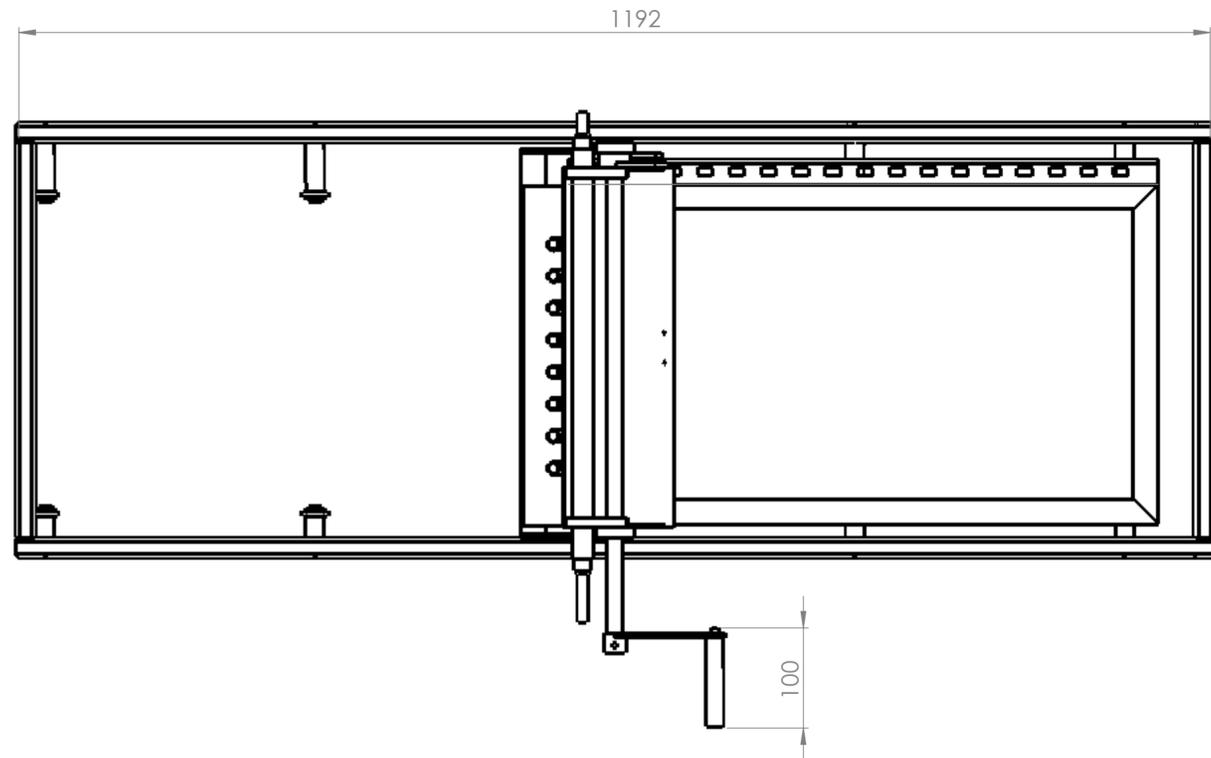
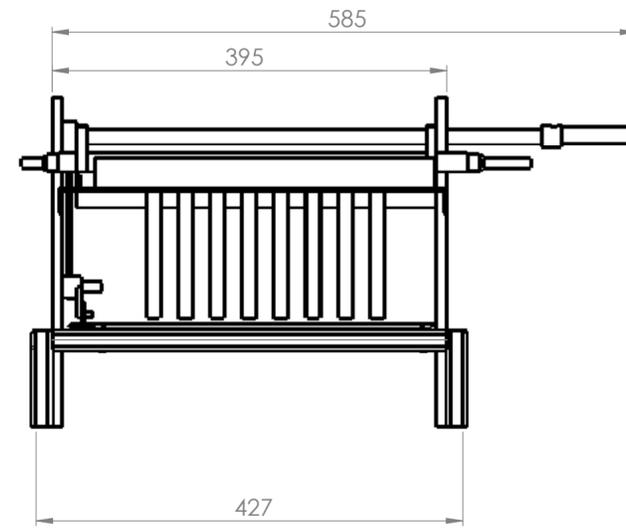
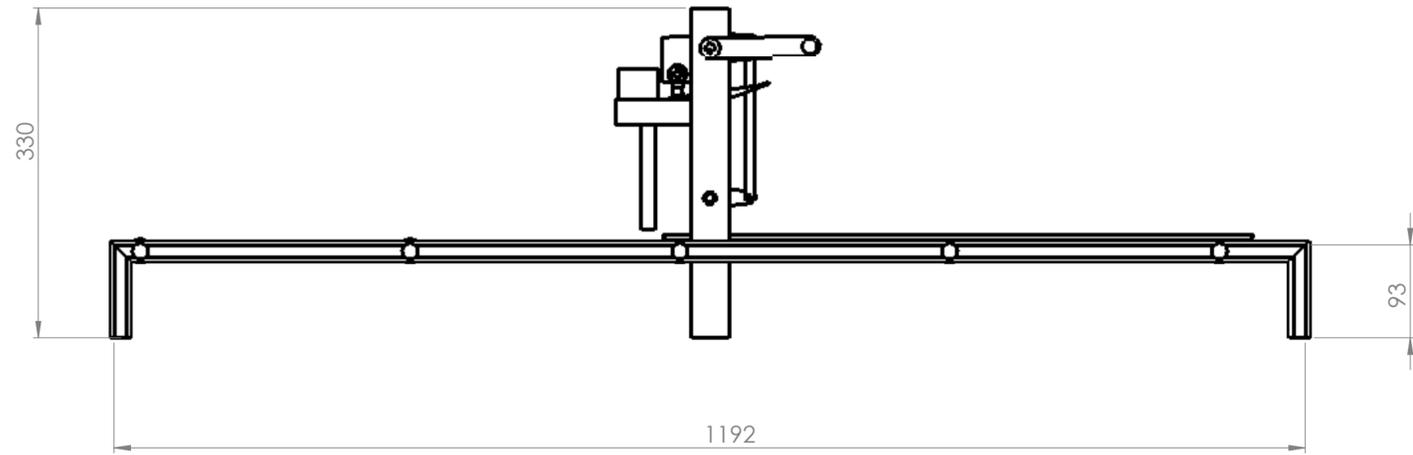


TOLERANCIA:		PESO:		MATERIAL:	
± 1		gr		VARIOS	
FECHA:		NOMBRE:		TÍTULO:	
10/08/2011		FONSECA Juan		SEMBRADORA DE TOMATE	
REVISO:		ING. HENRY VACA		ESCALA:	
19/09/2011		Ing. Henry Vaca		1:5	
APROBO:		ING. HENRY VACA		REGISTRO:	
15/08/2011		Ing. Henry Vaca		N.º DE LAMINA	
U.T.A.		INGENIERIA MECANICA		HOJA 1 DE 25	
EDICIÓN:		MODIFICACION:		FECHA:	
NOMBRE:		SUSTITUCION:		REGISTRO:	

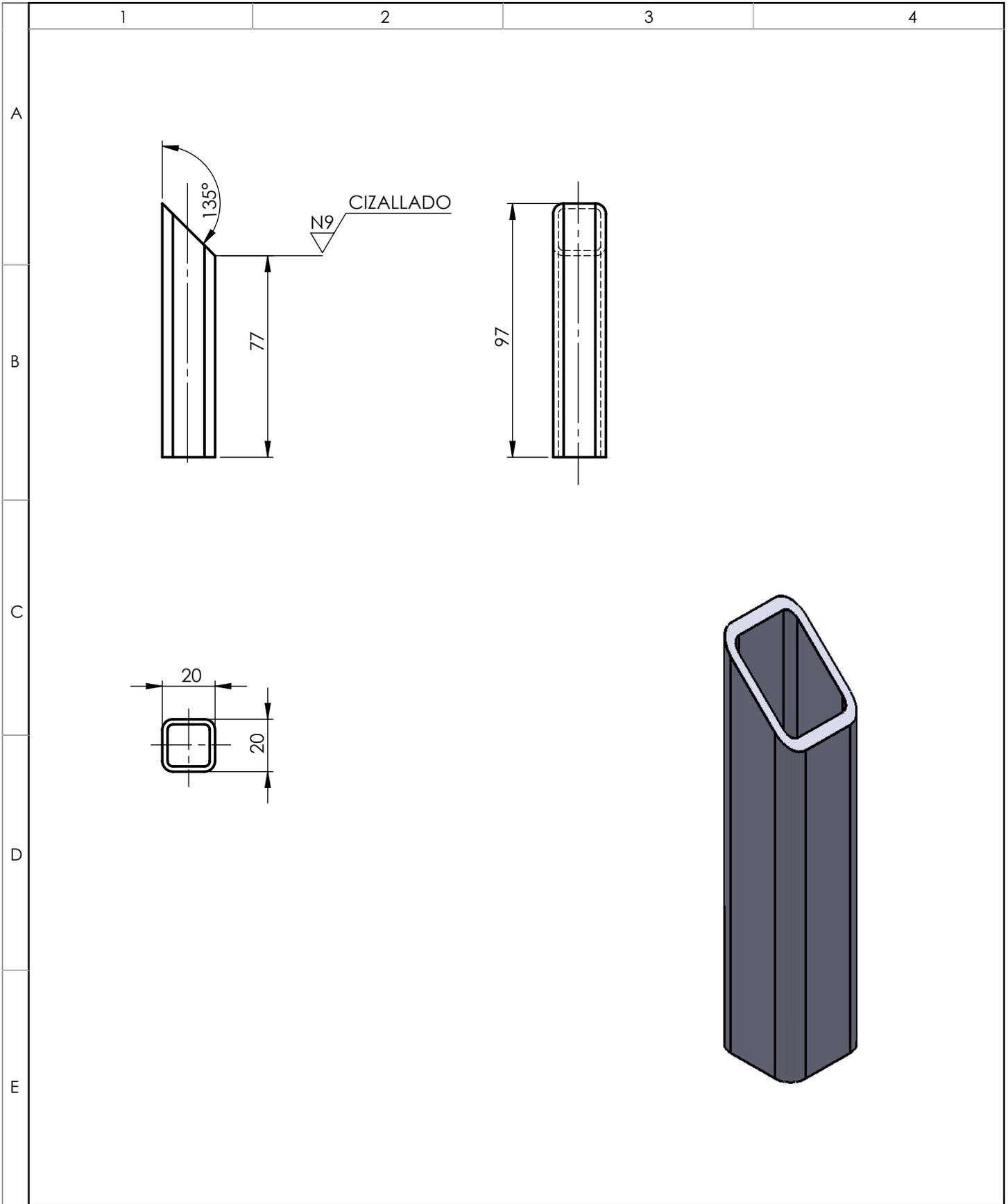
	1	2	3	4
A				
B	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
	1	tubo cuadrado vertical	ASTM A36	4
	2	tubo cuadrado horizontal	ASTM A36	2
	3	Laterales	ASTM A36	2
	4	Eje inferior	AISI 1018	1
	5	Eslabon 1	ASTM A36	1
C	6	Eslabon en L	ASTM A36	1
	7	Eslabon Conductor	ASTM A36	1
	8	Eslabon balanceador	ASTM A36	1
	9	Bandeja	ASTM A36	1
	10	riel	ASTM A36	1
	11	eje izquierdo rodamientos	AISI 1018	5
D	12	Rodamientos	SKF 61801	10
	13	eje derecho rodamientos	AISI 1018	5
	14	eje transversal	AISI 1018	1
	15	Soporte Sup aspirador	ASTM A36	2
	16	Tubo Aspirador		1
	17	Aspirador de Semilla		8
E	18	soporte tubos	ALUMINIO FUNDIDO	1
	19	soporte lateral	ASTM A36	2
	20	Soporte transversal superior	ASTM A36	1
	21	Bandeja para la semilla	ASTM A36 e=1mm	1
	22	tubo conductor	Neopreno	8
	23	tubo cuadrado transversal	ASTM A36	2
	24	Manibela	ASTM A36	1
	25	Mango	AISI 1018	1

				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO: 300Kgr	MATERIAL: VARIOS		
				DIBUJO:	NOMBRE FONSECA Juan	FECHA 10/08/2011	TITULO: LISTA DE ELEMENTOS	ESCALA:
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011		
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011		
				U.T.A.		N. LAMINA: 02DE25	REGISTRO: 	
						INGENIERIA MECANICA		
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA			SUSTITUCION:		

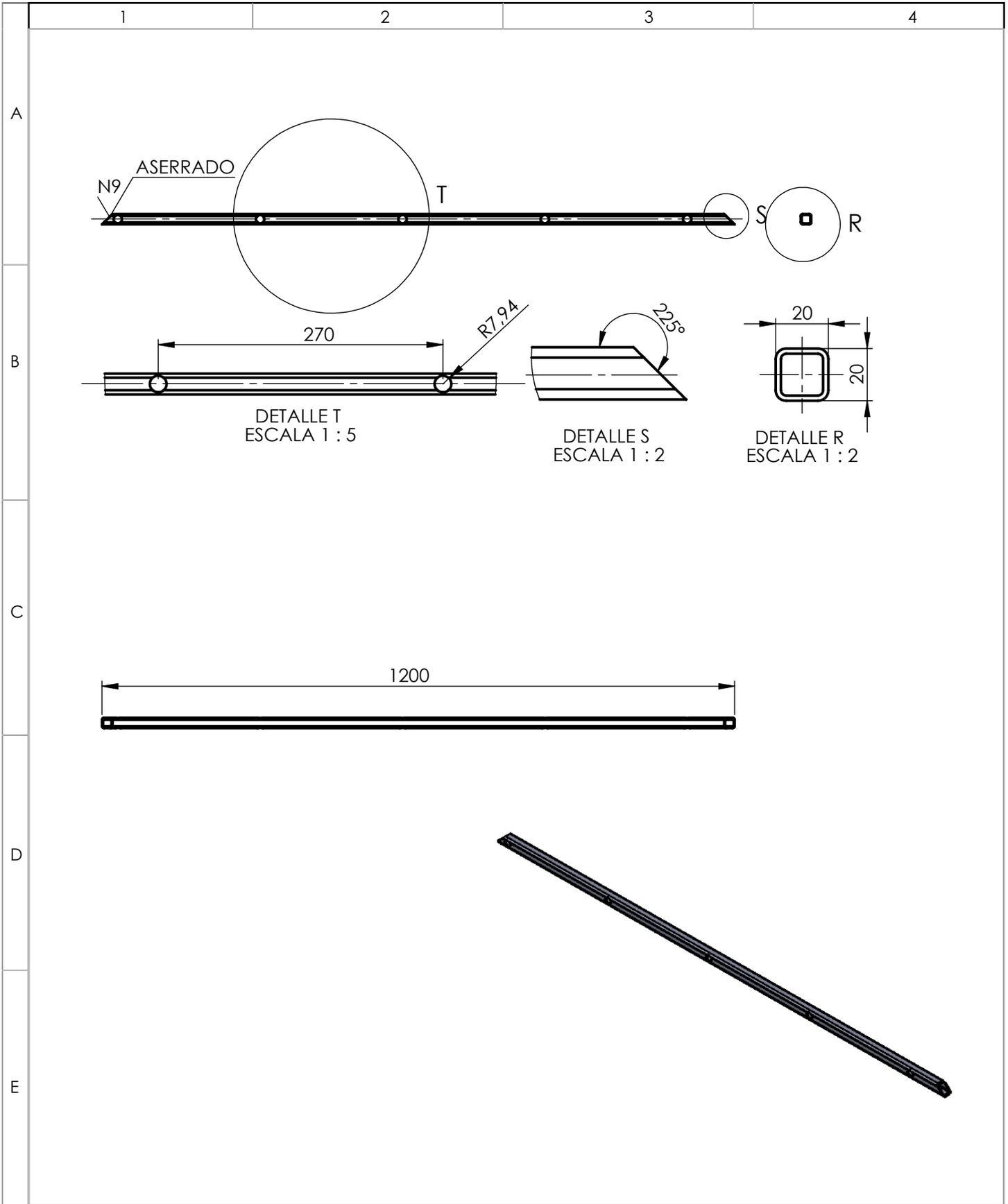
UNIDADES en mm



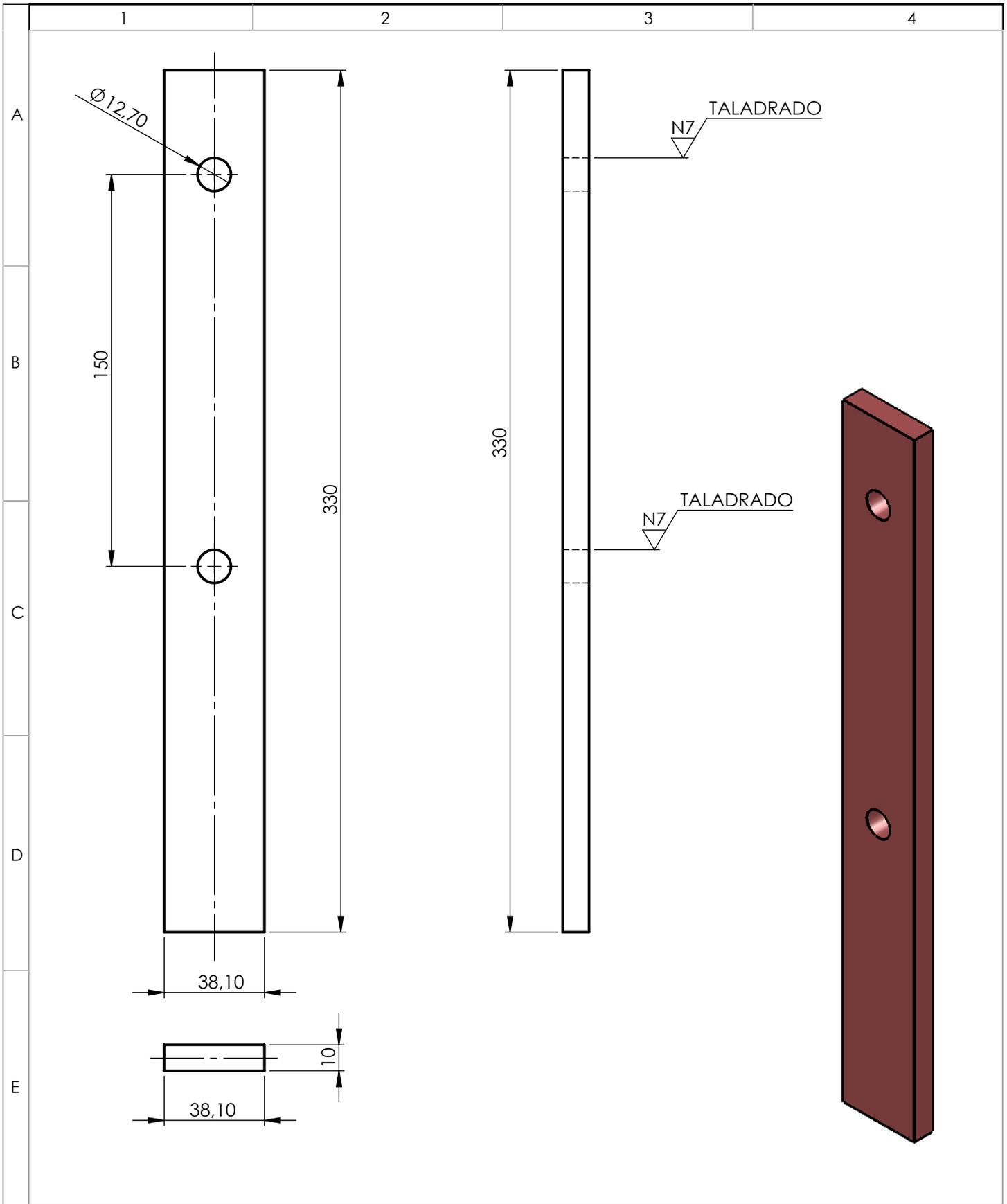
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				± 1		VARIOS	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJO: 10/08/2011	FONSECA, Juan	VISTAS	1:5
				REVISO: 28/09/2011	Ing. Henry Vaca		
				APROBO: 15/08/2011	Ing. Henry Vaca		
				U.T.A.		N.º DE LAMINA	REGISTRO:
				INGENIERIA MECANICA		HOJA 3 DE 25	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCION:			



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10		PESO:		MATERIAL: ACERO ASTM A36	
				NOMBRE		FECHA		TITULO:	
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011		TUBO CUADRADO VERTICAL	
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011		ESCALA: 1:2	
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011		REGISTRO:	
				U.T.A.		N. LAMINA:			
						04de25			
				INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:			
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA						



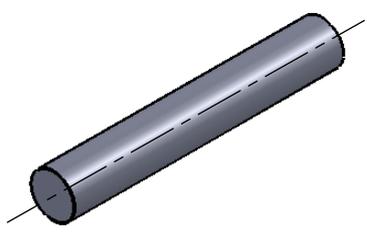
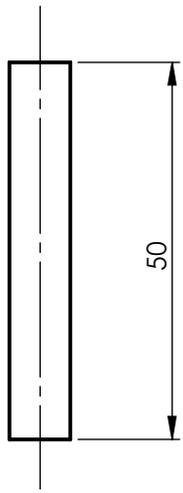
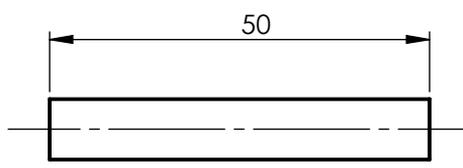
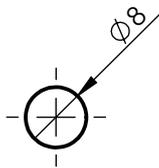
				TOLERANCIA: +0.10 -0.10		PESO:		MATERIAL: ACERO ASTM A36	
				NOMBRE		FECHA		TITULO:	
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011		TUBO CUADRADO HORIZONTAL	
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011		ESCALA: 1:10	
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011		REGISTRO:	
				U.T.A.		N. LAMINA:		05de25	
						INGENIERIA MECANICA			
				SUSTITUCION:					
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA						



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO ASTM A36		
				DIBUJO:	NOMBRE: FONSECA Juan	FECHA: 10/08/2011	TITULO: LATERALES	ESCALA: 1:2
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011		
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011		
				U.T.A.		N. LAMINA: 06de25	REGISTRO:	
						INGENIERIA MECANICA		
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA					

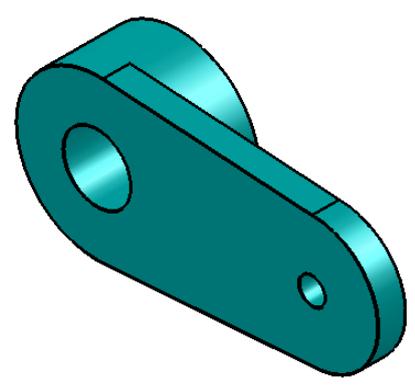
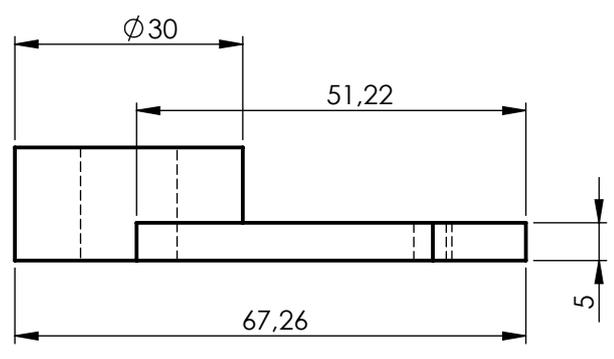
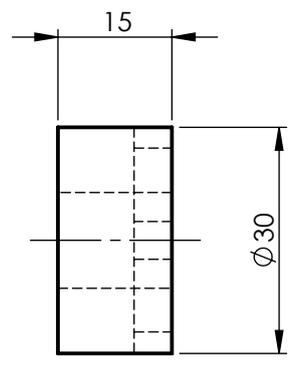
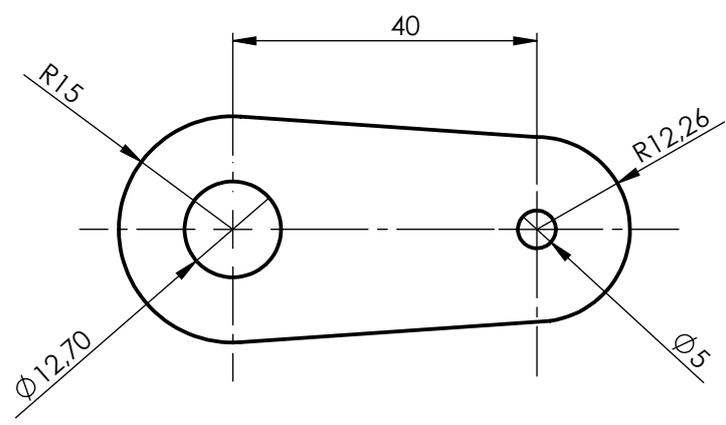
A
B
C
D
E

TORNEADO
N7



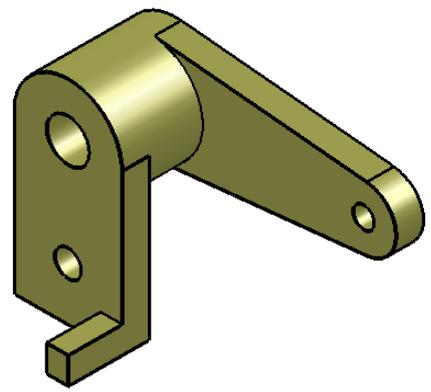
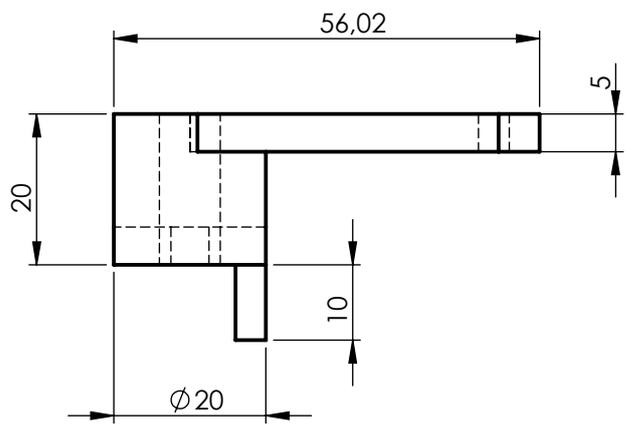
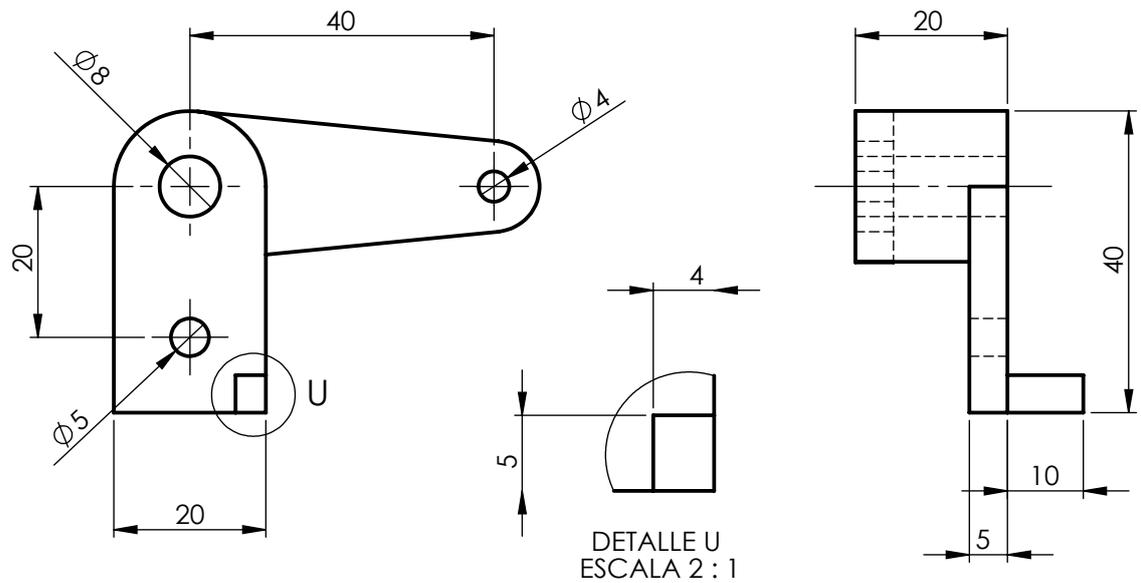
				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO DE TRANSMISION AISI 1018			
				DIBUJO:	NOMBRE FONSECA Juan	FECHA 10/08/2011	TITULO: EJE INFERIOR		ESCALA: 1:1
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011			
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011			
				U.T.A.			N. LAMINA: 07de25		REGISTRO:
							INGENIERIA MECANICA		
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA				SUSTITUCION:		

TALADRADO
N7



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO ASTM A36			
				DIBUJO:	NOMBRE FONSECA Juan	FECHA 10/08/2011	TITULO: ESLABON 1		ESCALA: 1:1
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011			
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011			
				U.T.A.			N. LAMINA: 08de25	REGISTRO:	
							INGENIERIA MECANICA		
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA				SUSTITUCION:		

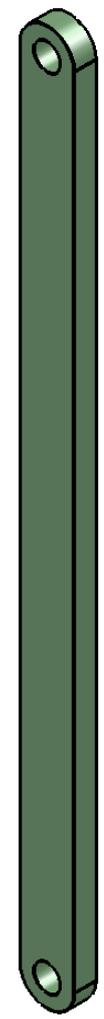
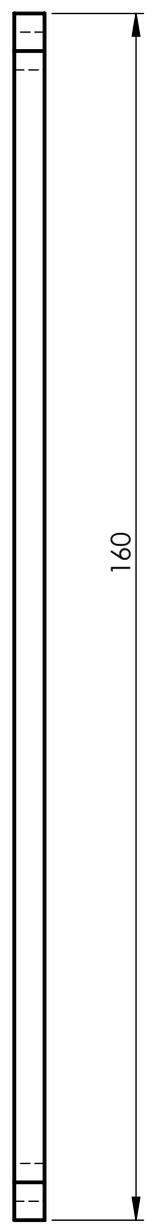
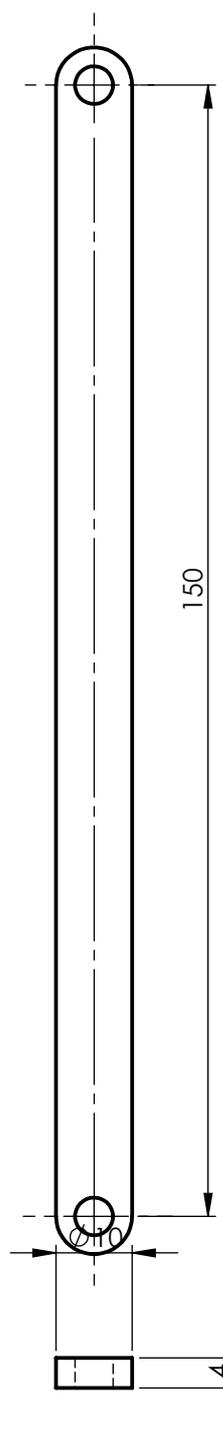
TALADRADO
N7



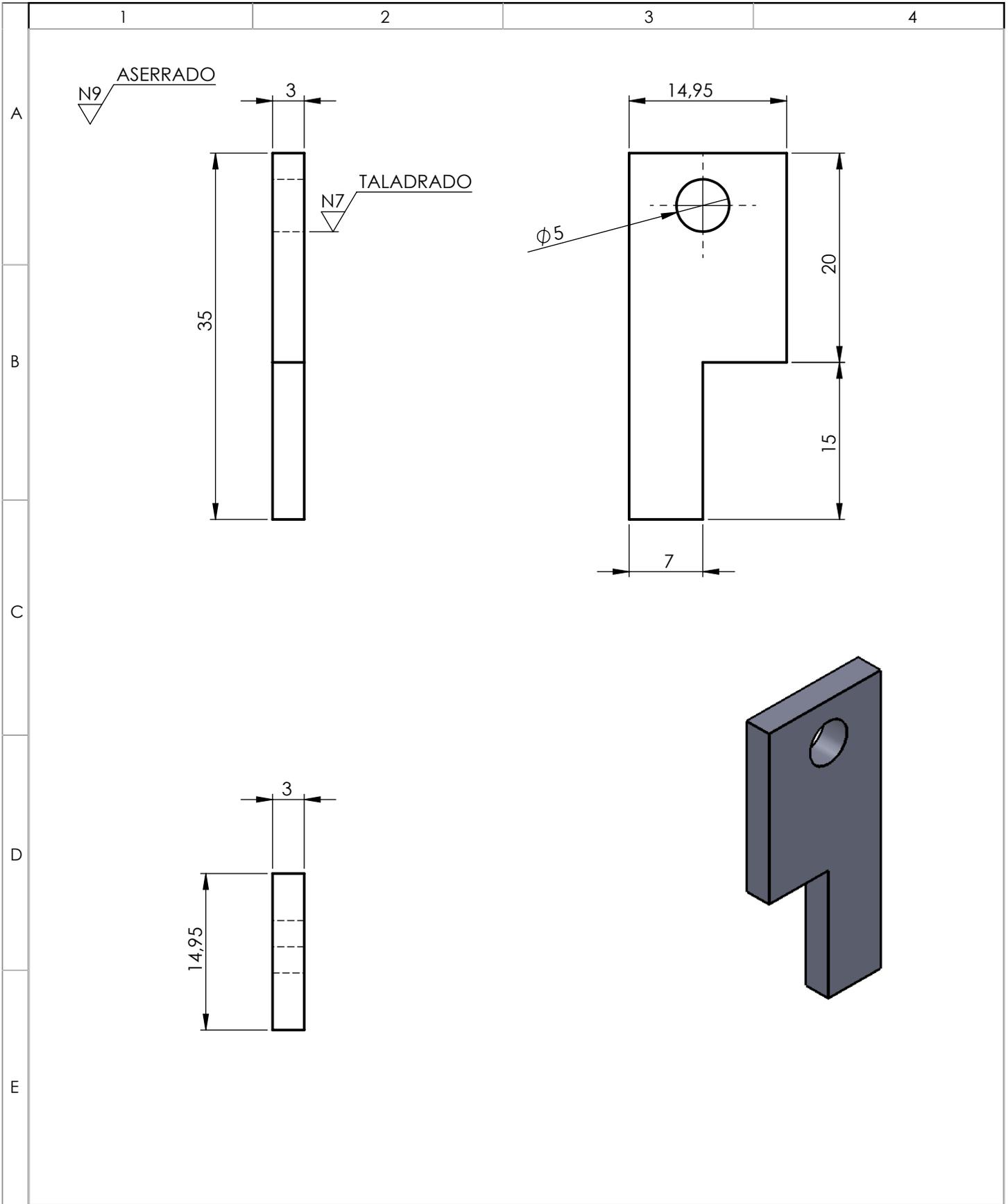
				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO ASTM A36			
				DIBUJO:	NOMBRE FONSECA Juan	FECHA 10/08/2011	TITULO: ESLABON EN L		ESCALA: 1:1
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011	N. LAMINA: 09de25		REGISTRO:
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011	SUSTITUCION:		
				U.T.A.					
				INGENIERIA MECANICA					
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA						

A
B
C
D
E

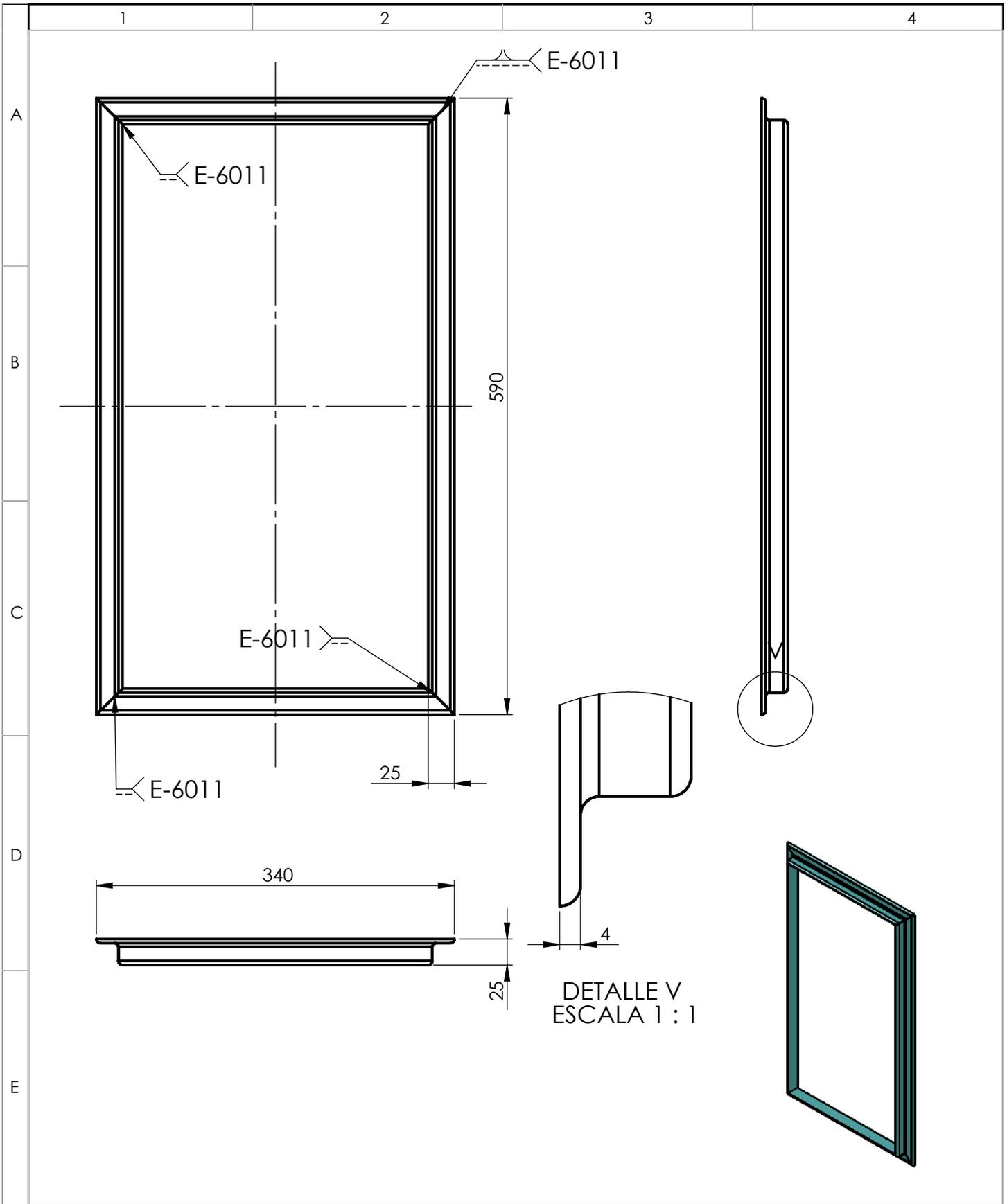
TALADRADO
N7



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO ASTM A36	
				DIBUJO: FONSECA Juan	FECHA: 10/08/2011	TITULO: ESLABON CONDUCTOR	
				REVISO: Ing Henry Vaca	FECHA: 10/08/2011		
				APROBO: Ing Henry Vaca	FECHA: 15/08/2011		
				U.T.A.		N. LAMINA: 10de25	ESCALA: 1:1
						INGENIERIA MECANICA	
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA	SUSTITUCION:			



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				+0.10 -0.10		ACERO ASTM A36	
				NOMBRE		FECHA	TITULO:
				FONSECA Juan		10/08/2011	ESLABON BALANCEADOR
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011	ESCALA:
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011	2:1
				U.T.A.		N. LAMINA:	REGISTRO:
						INGENIERIA MECANICA	
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA	SUSTITUCION:			



DETALLE V
ESCALA 1 : 1

		TOLERANCIA: +0.10 -0.10		PESO:		MATERIAL: ACERO ASTM A36	
		DIBUJO: FONSECA Juan		FECHA: 10/08/2011		TITULO: BANDEJA	
		REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011		ESCALA: 1:5	
		APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011		REGISTRO: 	
		U.T.A. INGENIERIA MECANICA				N. LAMINA: 12de25	
						SUSTITUCION:	
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA				

1

2

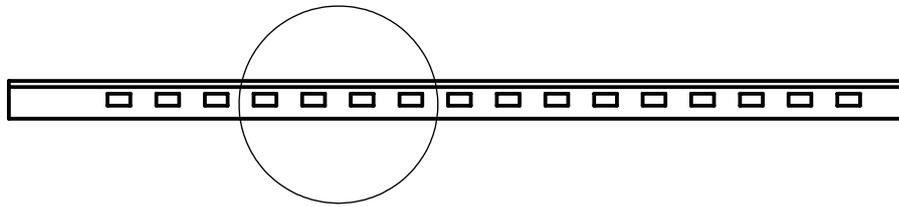
3

4

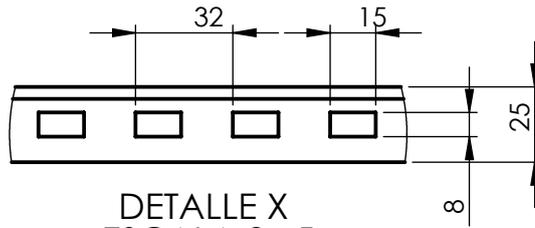
A

FRESADO
N7

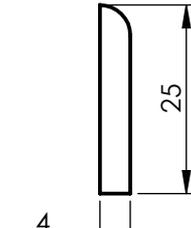
X



B

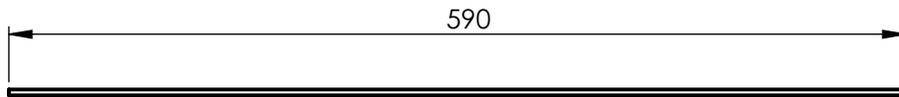


DETALLE X
ESCALA 2 : 5

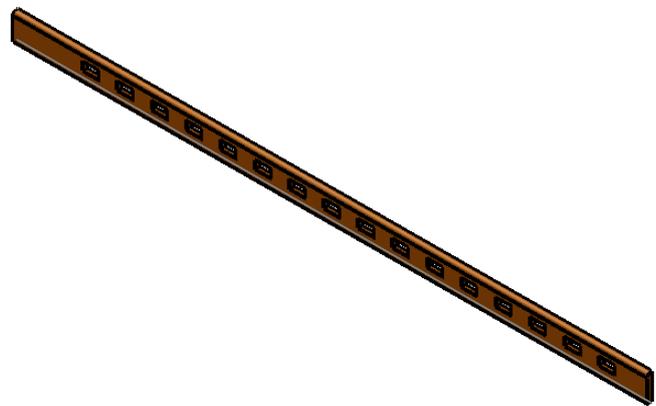


DETALLE W
ESCALA 1 : 1

C



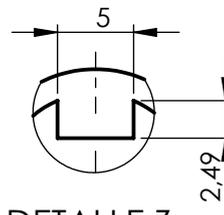
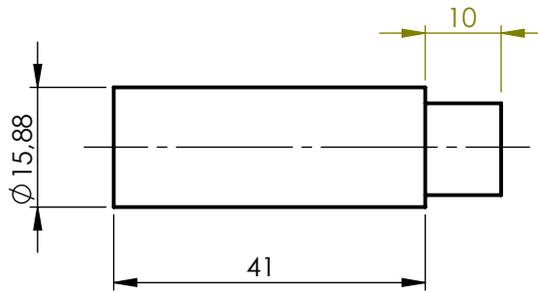
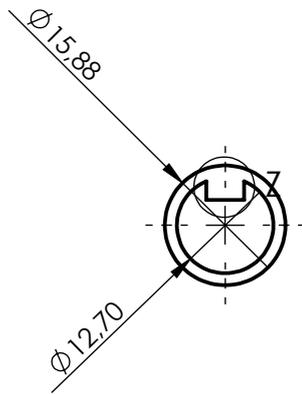
D



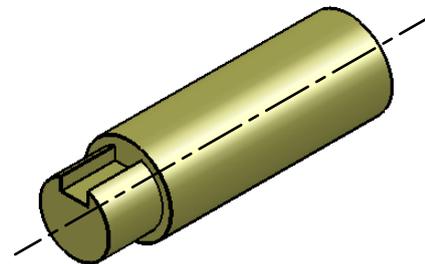
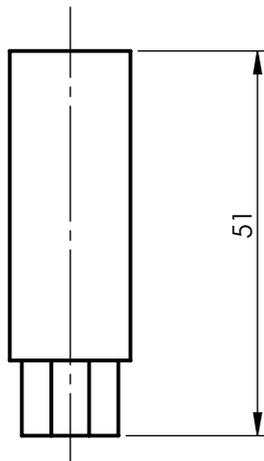
E

				TOLERANCIA: +0.10 -0.10		PESO:		MATERIAL: ACERO ASTM A36	
				NOMBRE		FECHA		TITULO:	
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011		RIEL	
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011		ESCALA: 1:5	
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011		REGISTRO:	
				U.T.A.		N. LAMINA:		13de25	
						INGENIERIA MECANICA			
						SUSTITUCION:			
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA						

TORNEADO
N7



DETALLE Z
ESCALA 2 : 1



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10		PESO:		MATERIAL: ACERO DE TRANSMISION AISI 1018					
				NOMBRE		FECHA		TITULO: EJE IZQUIERDO RODAMIENTOS				ESCALA: 1:1	
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011							
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011							
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011							
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA				N. LAMINA: 14de25				REGISTRO: 	
								SUSTITUCION:					
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA										

1

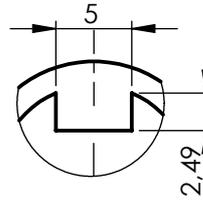
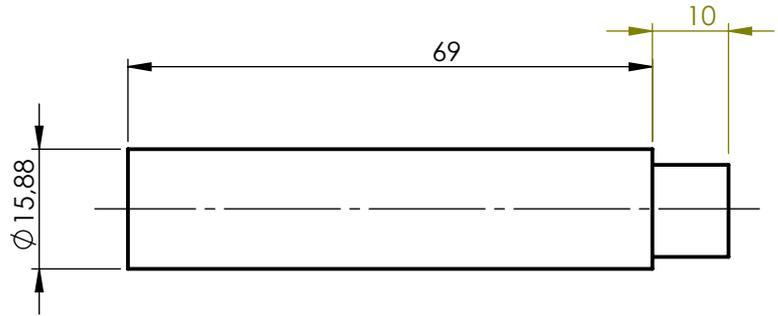
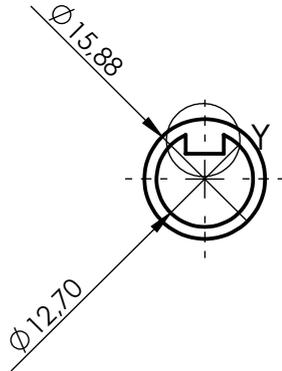
2

3

4

A

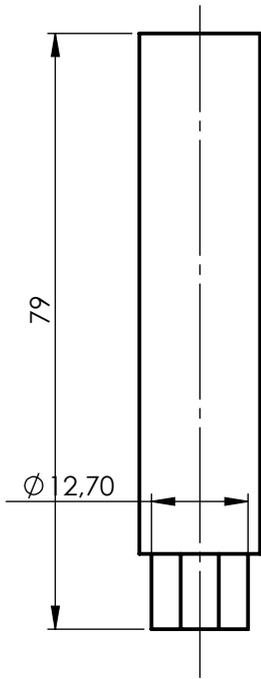
TORNEADO
N7



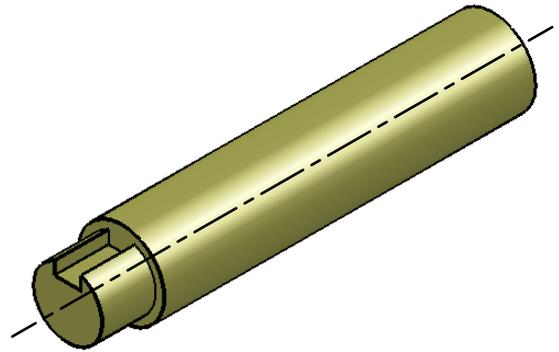
DETALLE Y
ESCALA 2 : 1

B

C



D



E

TOLERANCIA:

+0.10
-0.10

PESO:

MATERIAL:

ACERO DE TRANSMISION AISI 1018

NOMBRE	FECHA
DIBUJO: FONSECA Juan	10/08/2011
REVISO: Ing Henry Vaca	10/08/2011
APROBO: Ing Henry Vaca	15/08/2011

TITULO:
EJE DERECHO RODAMIENTOS

ESCALA:
1:1

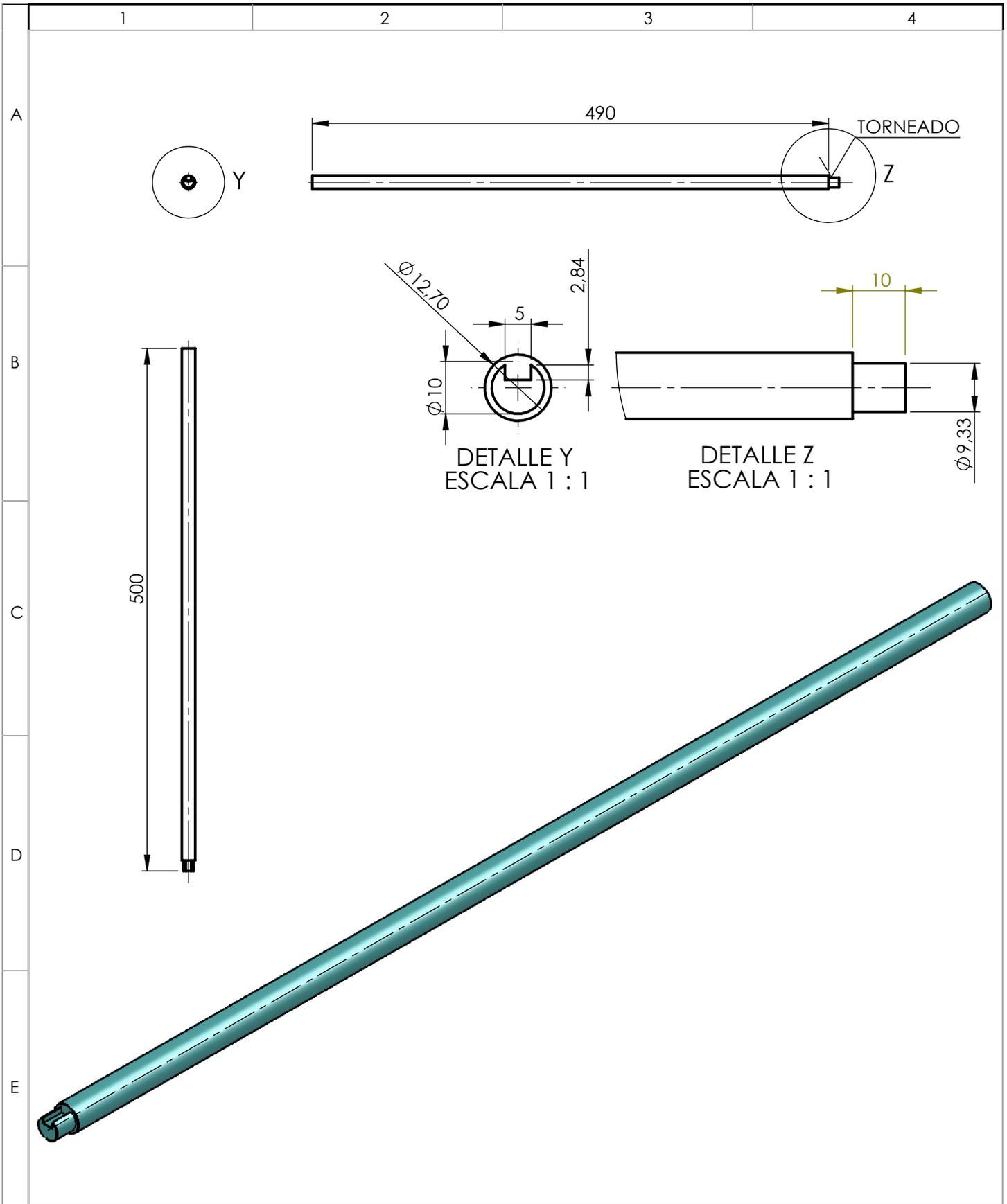
U.T.A.
INGENIERIA MECANICA

N. LAMINA:
15de25

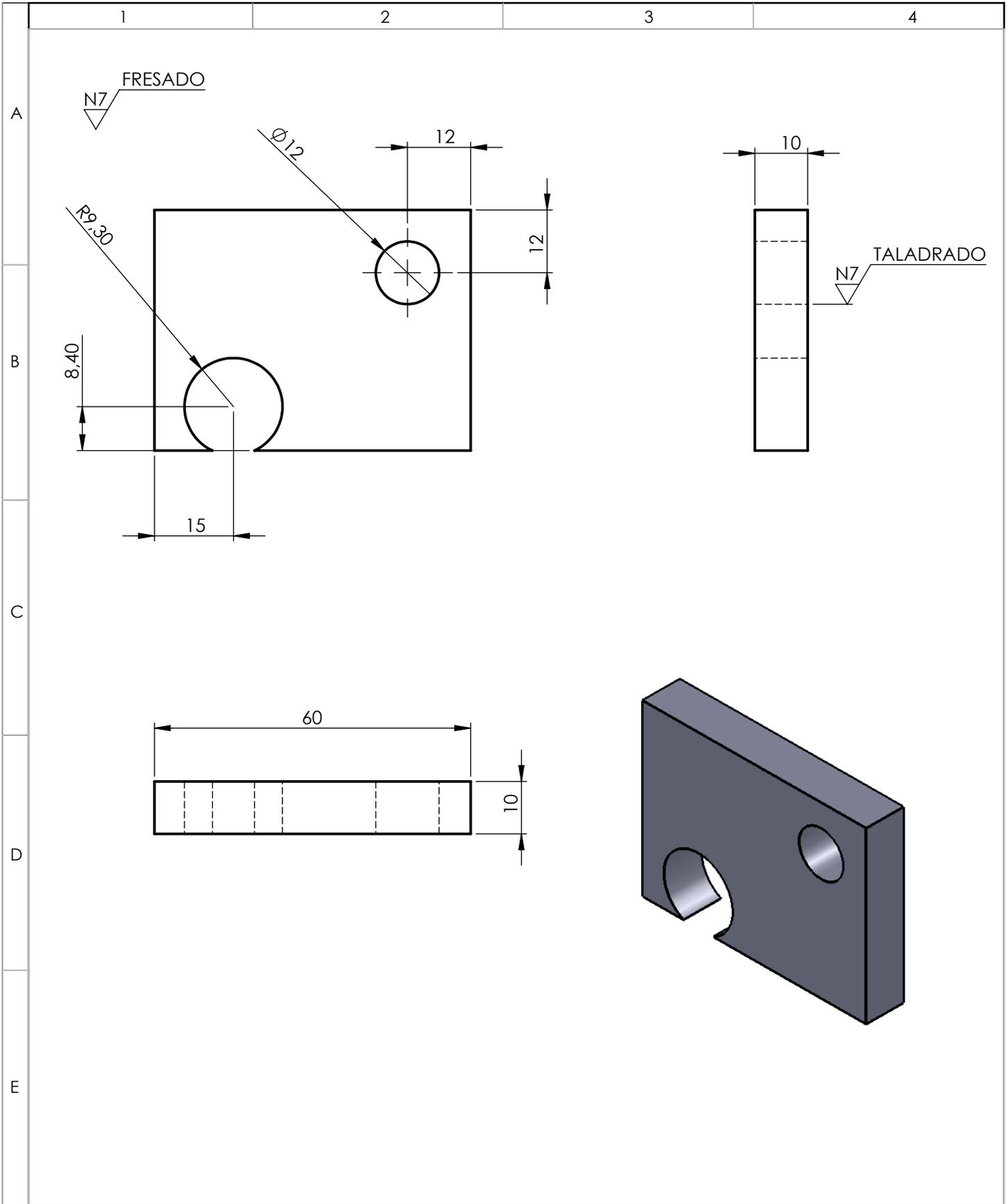
REGISTRO:

SUSTITUCION:

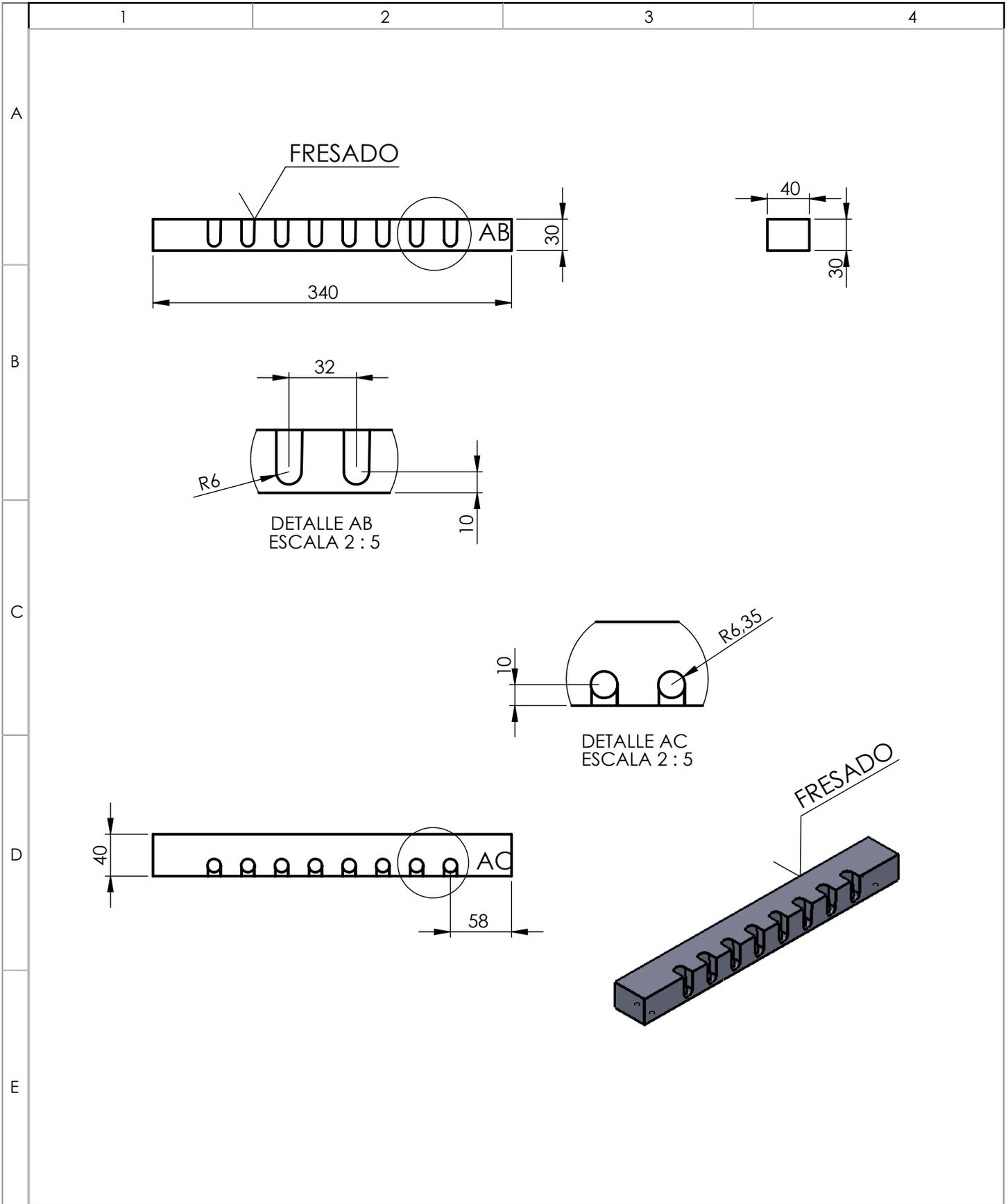
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA



		TOLERANCIA: +0.10 -0.10		PESO:		MATERIAL: ACERO DE TRANSMISION AISI 1018				
		DIBUJO: FONSECA Juan		FECHA: 10/08/2011		TITULO: EJE TRANSVERSAL				ESCALA: 1:5
		REVISO: Ing Henry Vaca		FECHA: 10/08/2011						
		APROBO: Ing Henry Vaca		FECHA: 15/08/2011						
		U.T.A. INGENIERIA MECANICA				N. LAMINA: 16de25		REGISTRO:		
EDICION						MODIFICACION		NOMBRE		FECHA



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO ASTM A36			
				NOMBRE		FECHA	TITULO: SOPORTE SUP ASPIRADOR		ESCALA:
				DIBUJO:	FONSECA Juan	10/08/2011			1:1
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011			
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011			
				U.T.A.			N. LAMINA:	REGISTRO:	
							INGENIERIA MECANICA		
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA				SUSTITUCION:		



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ALUMINIO FUNDIDO			
				NOMBRE		FECHA	TITULO: SOPORTE TUBOS		ESCALA: 1:5
				DIBUJO:	FONSECA Juan	10/08/2011			
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011			
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N. LAMINA: 18de25	REGISTRO: 	
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA				SUSTITUCION:		

1

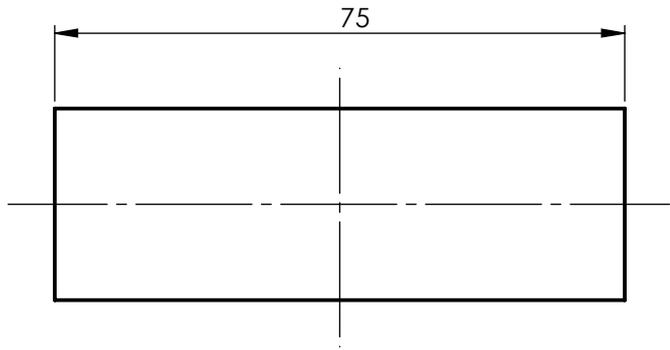
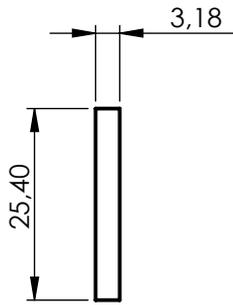
2

3

4

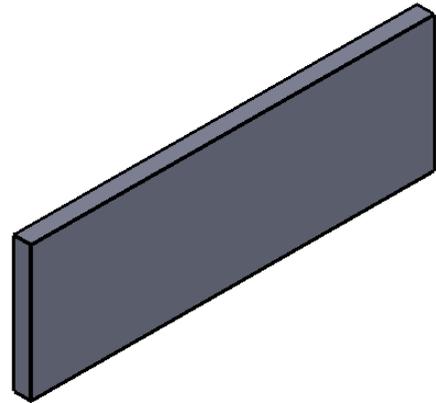
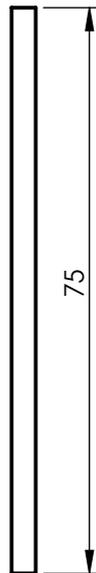
A

N9 ASERRADO



B

C



D

E

				TOLERANCIA:		PESO:		MATERIAL:	
				+0.10 -0.10				ACERO ASTM A36	
				NOMBRE		FECHA		TITULO:	
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011		SOPORTE LATERAL	
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011		ESCALA:	
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011		1:1	
				U.T.A.		N. LAMINA:		REGISTRO:	
						19de25			
				INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:			
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA						

1

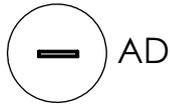
2

3

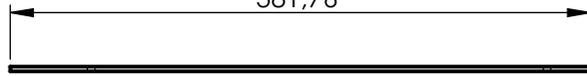
4

A

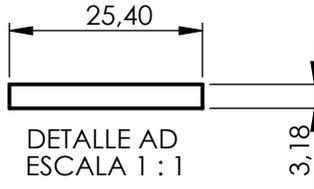
ASERRADO
N9



381,76

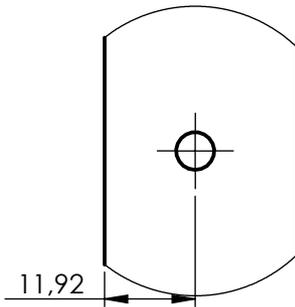
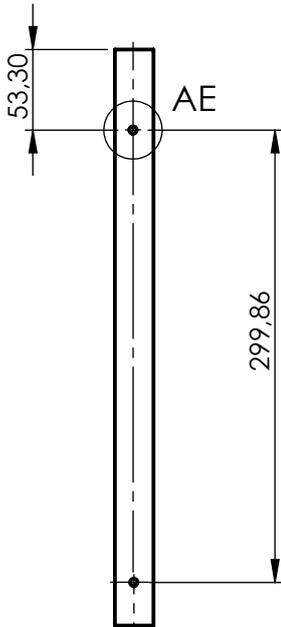


B



DETALLE AD
ESCALA 1 : 1

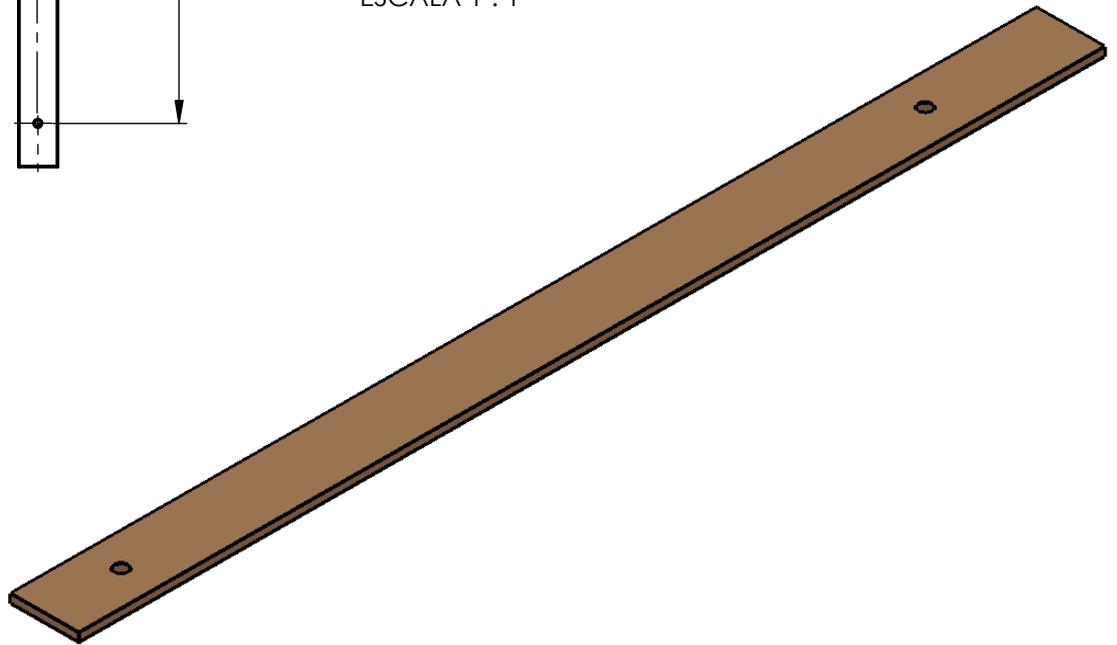
C



DETALLE AE
ESCALA 1 : 1

D

E



TOLERANCIA:

+0.10
-0.10

PESO:

MATERIAL:

ACERO ASTM A36

DIBUJO:

FONSECA Juan

FECHA:

10/08/2011

TITULO:

SOPORTE TRANSVERSAL SUPERIOR

ESCALA:

1:5

REVISO:

Ing Henry Vaca

FECHA:

10/08/2011

N. LAMINA:

20de25

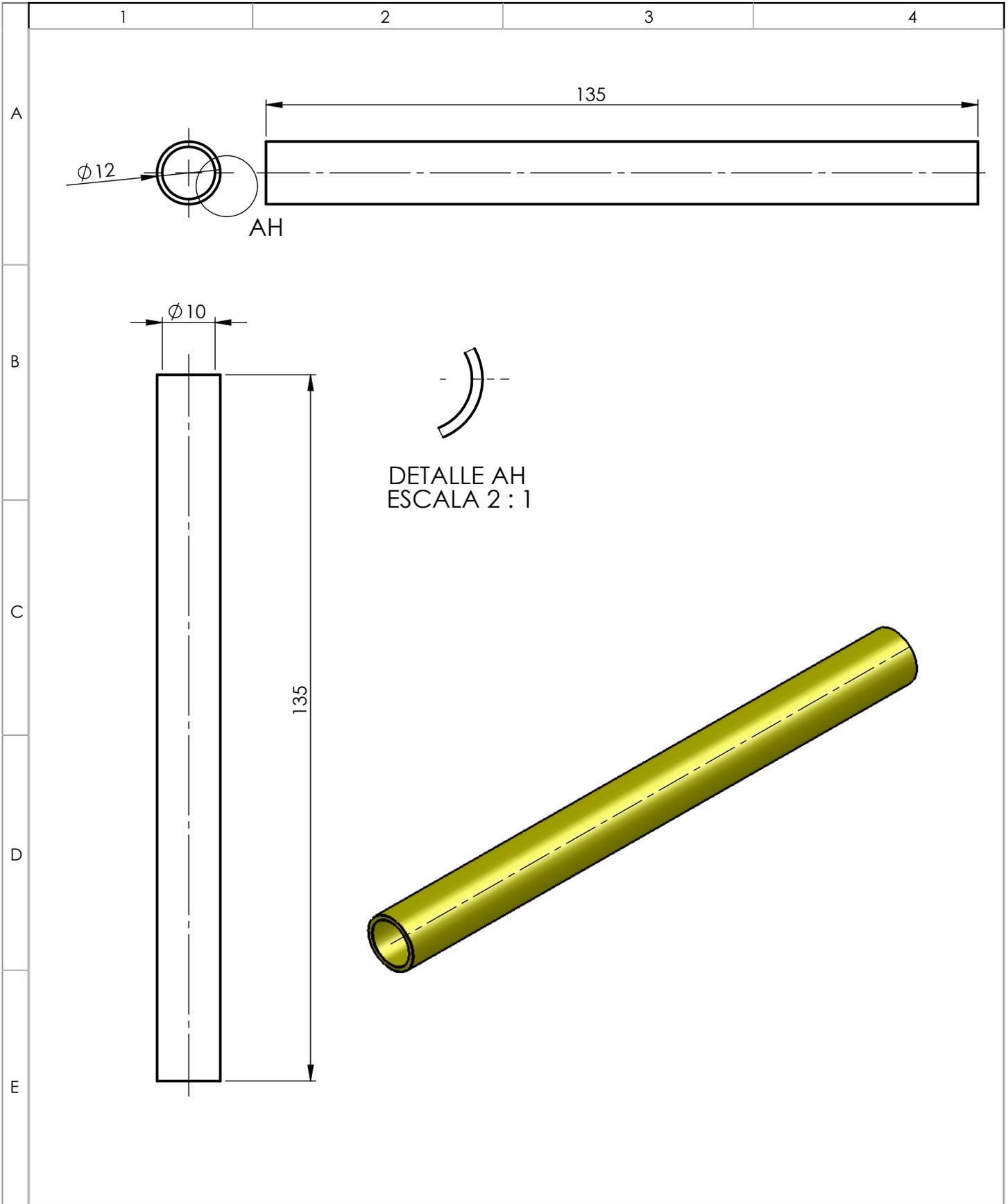
REGISTRO:

U.T.A.
INGENIERIA MECANICA

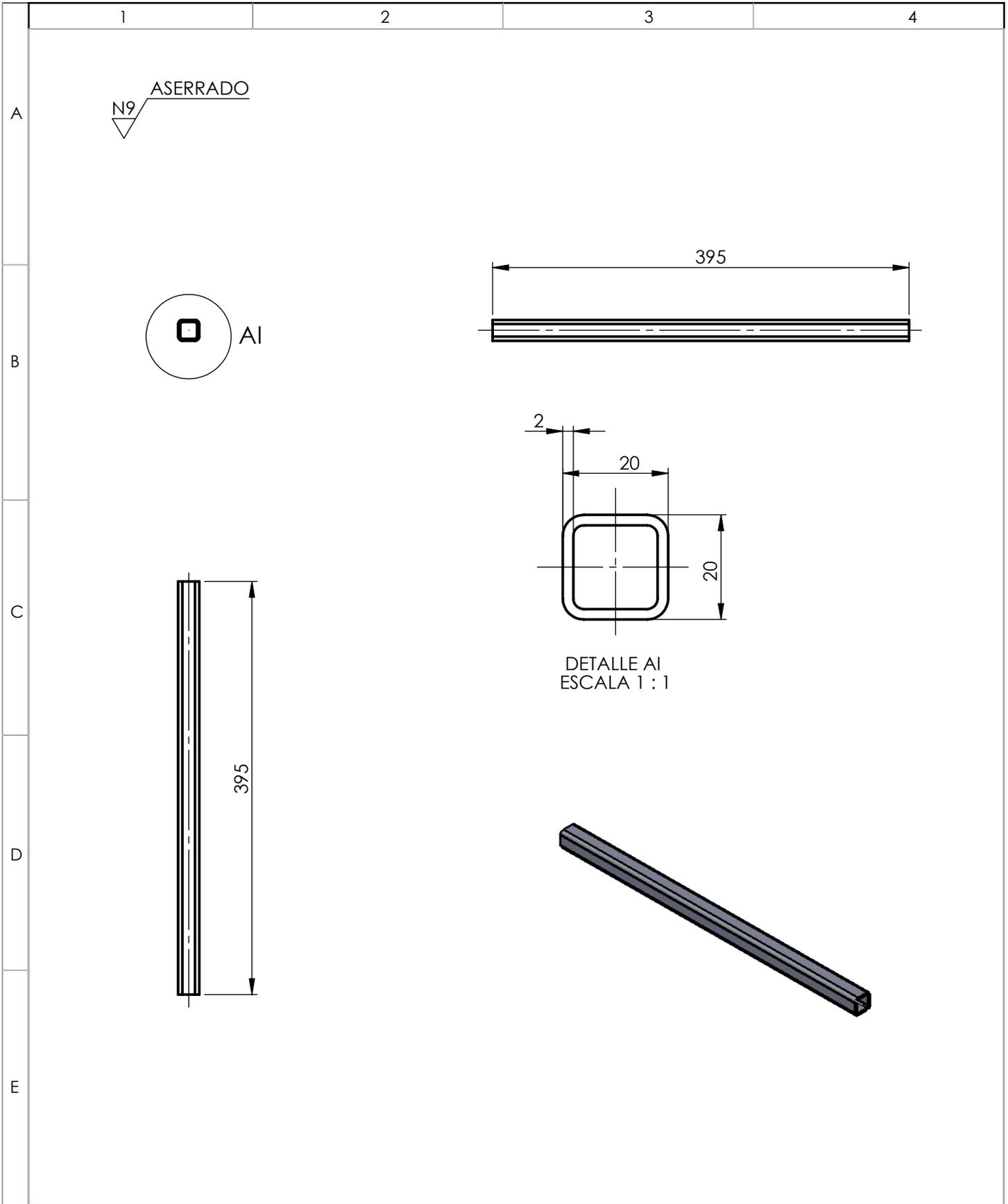
SUSTITUCION:



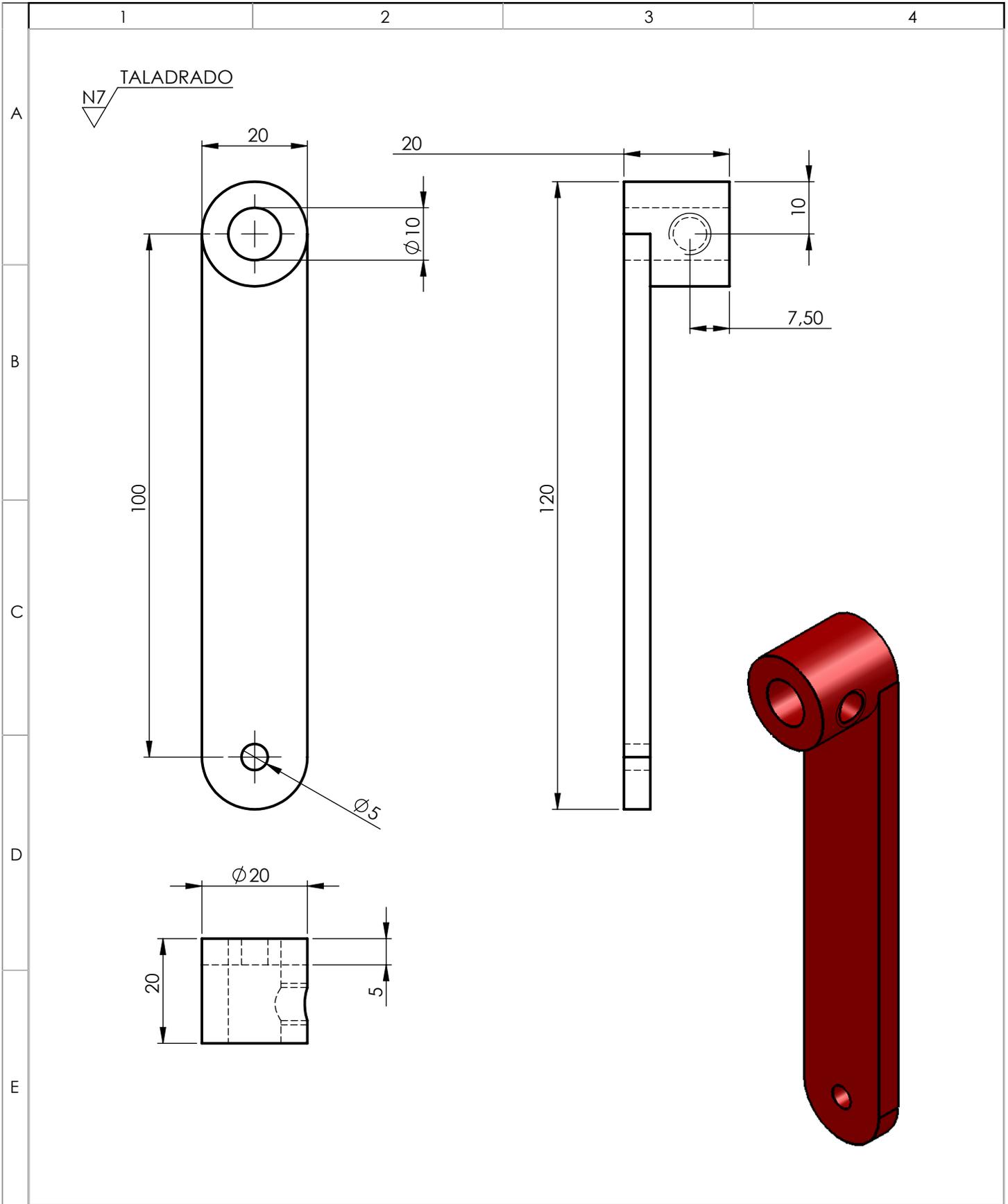
EDICION MODIFICACION NOMBRE FECHA



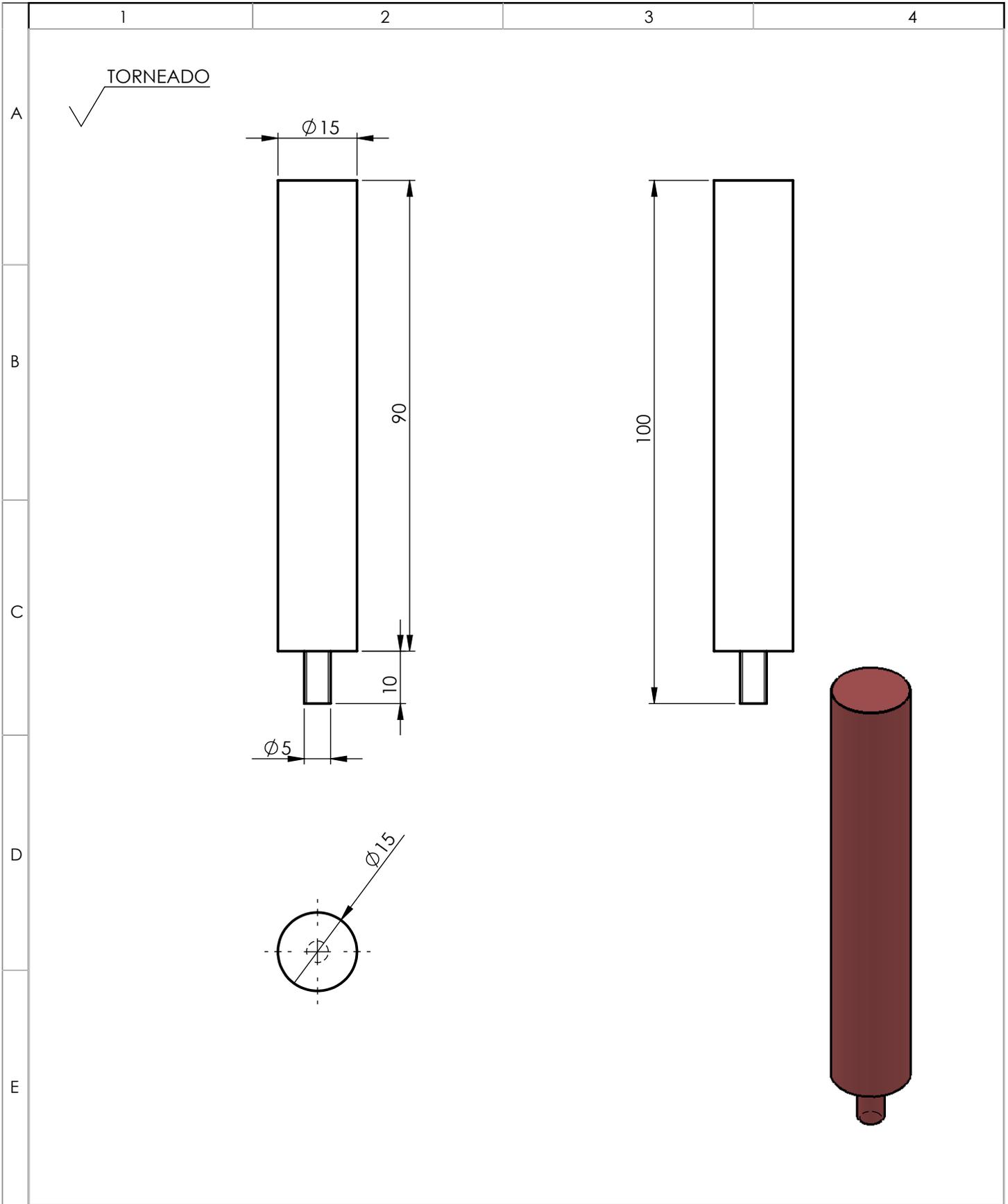
				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: NEOPRENO			
				NOMBRE		FECHA	TITULO:		ESCALA:
				DIBUJO:	FONSECA Juan	10/08/2011	TUBO CONDUCTOR		1:1
				REVISO:	Ing Henry Vaca	10/08/2011			
				APROBO:	Ing Henry Vaca	15/08/2011			
				U.T.A.			N. LAMINA:	REGISTRO:	
							INGENIERIA MECANICA		
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA	SUSTITUCION:					



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO ASTM A36	
				NOMBRE		FECHA	TITULO:
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011	TUBO CUADRADO TRANSVERSAL
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011	ESCALA: 1:5
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011	REGISTRO:
				U.T.A.		N. LAMINA:	
						23de25	
				INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:	
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA				



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10	PESO:	MATERIAL: ACERO ASTM A36			
				NOMBRE		FECHA	TITULO: MANIBELA		ESCALA: 1:1
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011			
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011			
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011			
				U.T.A.			N. LAMINA: 24de25		REGISTRO:
							INGENIERIA MECANICA		
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA						



				TOLERANCIA: +0.10 -0.10		PESO:		MATERIAL: ACERO TRANSMISION AISI 1018		
				NOMBRE		FECHA		TITULO: MANGO		ESCALA: 1:1
				DIBUJO: FONSECA Juan		10/08/2011				
				REVISO: Ing Henry Vaca		10/08/2011				
				APROBO: Ing Henry Vaca		15/08/2011				
				U.T.A.		N. LAMINA:		REGISTRO:		
						25de25				
				INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:				
EDICION	MODIFICACION	NOMBRE	FECHA							