

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

## **CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO OPERATIVO  
AFILADOR DE TERRAJAS PARA SU RECUPERACIÓN Y  
RECICLAJE COMO BASE PARA SU INDUSTRIALIZACIÓN”**

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

**STALIN MANUEL MATUTE CALVA**

**DIRECTOR: ING. FERNANDO OLMEDO**

**CODIRECTOR: ING. MILTON ACOSTA**

**Sangolquí, 2013-02**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO OPERATIVO AFILADOR DE TERRAJAS PARA SU RECUPERACIÓN Y RECICLAJE COMO BASE PARA SU INDUSTRIALIZACIÓN” fue realizado en su totalidad por Stalin Manuel Matute Calva, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Fernando Olmedo**  
**DIRECTOR**

---

**Ing. Milton Acosta**  
**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 12-12-18**

# **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO OPERATIVO AFILADOR  
DE TERRAJAS PARA SU RECUPERACIÓN Y RECICLAJE COMO BASE  
PARA SU INDUSTRIALIZACIÓN”**

**ELABORADO POR:**

---

**Stalin Manuel Matute Calva**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**Ing. Angelo Villavicencio**

**DIRECTOR DE CARRERA**

**Sangolquí, 13-02**

## AUTORIZACIÓN

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO OPERATIVO AFILADOR DE TERRAJAS PARA SU RECUPERACIÓN Y RECICLAJE COMO BASE PARA SU INDUSTRIALIZACIÓN”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

---

STALIN MANUEL MATUTE CALVA.

## **DEDICATORIA**

A Dios, por darme la luz para llegar a este sendero “Per áspera ad astra”, a María por darme valor en los momentos más difíciles de mi vida y a Jesús por brindarme la oportunidad de vivir.

A mis padres: José y Greta, por su cariño, amor incondicional, enseñanza de principios éticos y morales para el desarrollo del presente proyecto.

A mi hermano Bernardo: por la ayuda incondicional, consejos, para la realización del proyecto.

A mis tíos por parte de mi madre y primos en general, por su apoyo moral y espiritual, que han estado expectantes para la ejecución del presente proyecto.

**Stalin Manuel Matute Calva**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco principalmente a Dios por brindarme la salud, la vida, y la luminosidad para terminar mis estudios. A mi familia por el sacrificio que ha hecho en forma incondicional. A mi colegio “Patrón Mejía” por enseñarme las bases para un desarrollo personal e intelectual. A mi querida universidad “Escuela Politécnica del Ejercito”, y sus catedráticos por haberme dado las herramientas y conocimientos. Al Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica por facilitarnos los laboratorios para el funcionamiento del presente proyecto. Al Ing. Fernando Olmedo, Ing. Milton Acosta, por la ayuda prestada al presente proyecto.

**Stalin Manuel Matute Calva**

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
AUTORIZACION	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
INDICE DE CONTENIDOS	vii
RESUMEN	xvii

## CAPÍTULO 1

### 1. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

1.1. Antecedentes.	1
1.1.1. Historia.	1
1.1.2. Roscado con terrajas o manual.	2
1.2. Definición del Problema.	3
1.3. Objetivos	3
1.3.1 General.	3
1.3.2 Específicos.	3
1.4. Justificación.	4
1.5. Importancia.	4
1.6. Alcance.	4

## CAPÍTULO 2

### 2. MARCO REFERENCIAL

2.1. Marco teórico.	5
2.1.1. Introducción.	5
2.1.2. Características técnicas de la herramienta.	5
2.1.3. Partes que conforman la herramienta afiladora de terrajas.	5
2.1.4. Funcionamiento y operación de la afiladora de terraja.	5

2.1.5. Mantenimiento y disponibilidad de la herramienta.	6
2.2. Marco conceptual.	7
2.2.1. Concepto de diseño.	7
2.2.2. Desarrollo tecnológico.	7
2.2.3. Definición de terraja.	8
2.2.4. Porta terrajas o manerales.	10
2.2.5. Definiciones de roscas.	11
2.3. Mecanismo de funcionamiento.	12
2.4. Proceso de esmerilado.	15
2.5. Selección de alternativas.	17

### CAPÍTULO 3

#### 3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL

3.1. Diseño del acoplamiento de sujeción de la terraja.	21
3.1.1. Diseño de los engranajes cónicos rectos.	21
3.1.1.1. Características geométricas de los dientes.	23
3.1.1.2. Diseño del piñón cónico recto.	26
3.1.1.2.1. Flexión del piñón cónico recto.	28
3.1.1.2.2. Desgaste del piñón cónico recto.	35
3.1.1.3. Diseño del engrane cónico recto.	40
3.1.1.3.1. Flexión del engrane cónico recto.	41
3.1.1.3.2. Desgaste del engrane cónico recto.	44
3.1.2. Diseño de los ejes de los sistemas.	46
3.1.2.1. Diseño del eje del primer sistema.	46
3.1.2.2. Diseño del eje del segundo sistema.	56
3.1.3. Elección de los cojinetes de la sujeción de la terraja.	61
3.1.4. Diseño de otros componentes mecánicos.	70
3.2. Diseño del acoplamiento de sujeción del motor.	72
3.3. Elaboración de planos.	80
3.4. Diagramas de construcción del prototipo.	80
3.5. Construcción del prototipo experimental.	80
3.5.1. Materiales del prototipo experimental.	86

## CAPÍTULO 4

### 4. VALIDACIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL

4.1 Protocolo de pruebas.	87
4.1.1 Parámetros y características de exactitud.	87
4.1.2 Verificación física de dimensiones.	88
4.2 Pruebas de operación y desempeño.	94
4.2.1 Pre operación.	94
4.2.2 Afilado de terrajas.	95
4.2.3 Roscado de perno.	98
4.3 Registros.	100
4.4 Análisis.	100

## CAPÍTULO 5

### 5. ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

5.1. Presupuesto de inversión (Caso A).	102
5.1.1. Costos indirectos.	102
5.1.2. Costos directos.	102
5.2. Análisis económico.	105
5.2.1. Análisis de ingresos.	105
5.2.2. Análisis de egresos.	105
5.3. Análisis financiero.	106
5.3.1. Valor actual neto (VAN).	106
5.3.2. Relación beneficio/costo.	107
5.3.3. Tasa interna de retorno (TIR).	108
5.4. Presupuesto de inversión (Caso B).	109
5.4.1. Costos indirectos.	109
5.4.2. Costos directos.	109
5.5. Análisis económico.	110
5.5.1. Análisis de ingresos.	110
5.5.2. Análisis de egresos.	110
5.6. Análisis financiero.	111
5.6.1. Valor actual neto (VAN).	111

5.6.2. Relación beneficio/costo.	112
5.6.3. Tasa interna de retorno (TIR).	113
5.7. Análisis económico financiero.	113

## CAPITULO 6

### 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones.	114
6.2. Recomendaciones.	115
6.3. Bibliografía.	115
6.3.1. Referencias bibliográficas.	115
6.3.2. Direcciones de internet.	116

## ANEXOS

Anexo A

Planos

Anexo B

Construcción

Anexo C

Características Geométricas de los engranes

Anexo D

Manual de usuario

## ÍNDICE DE FIGURAS

ORDEN	CONTENIDO	PÁG.
2-1	Funcionamiento de la afiladora de terrajas.	6
2-2	Terraja de roscar.	8
2-3	Ángulos de corte de la terraja.	8
2-4	Terraja de peines.	10
2-5	Porta terrajas.	10
2-6	Perfil básico de roscas métricas.	12
2-7	Mecanismo de funcionamiento del torno.	12
2-8	Disposición de los engranes.	13
2-9	Configuración de las palancas.	14
2-10	Dureza y granulado de la muela de esmerilar.	15
2-11	Alternativa 1.	17
2-12	Alternativa 2.	18
2-13	Alternativa 3.	18
3-1	Partes de la herramienta afiladora de terrajas.	20
3-2	Mecanismo planetario (Engranes cónicos).	21
3-3	Interferencia en los puntos a y b.	21
3-4	Geometría de los engranes cónicos.	24
3-5	Fuerzas que actúan en los dientes de un piñón cónico.	27
3-6	Estudio foto elástico de dientes de engrane bajo carga.	28
3-7	Factor dinámico $K_v$ .	30
3-8	Factor de flexión $Y_J$ para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de $20^\circ$ y un ángulo de eje de $90^\circ$ .	32
3-9	Número permisible de esfuerzo por flexión de engranes de acero con endurecimiento completo $\sigma_{FP \text{ lim}}$ .	34

3-10 Factor de contacto $Z_f$ para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de $20^\circ$ y un ángulo de eje de $90^\circ$	37
3-11 Número permisible de esfuerzo por contacto de engranes de acero con endurecimiento completo $\sigma_{H \text{ lim}}$	39
3-12 Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane cónico.	40
3-13 Fuerzas que actúan en el eje del sistema 1.	47
3-14 Diagrama de fuerzas .	47
3-15 Diagrama de Momentos.	48
3-16 Diagrama de fuerzas.	48
3-17 Diagrama de Momentos.	48
3-18 Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a torsión inversa.	53
3-19 Eje redondo con filete en el hombro en flexión.	53
3-20 Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a torsión inversa	54
3-21 Eje redondo con filete en el hombro en torsión.	54
3-22 Fuerzas que actúan en el eje del sistema 2.	56
3-23 Diagrama de fuerzas.	56
3-24 Diagrama de Momentos.	57
3-25 Diagrama de fuerzas.	57
3-26 Diagrama de Momentos.	57
3-27 Elección de rodamientos del primer sistema.	61
3-28 Relación del grupo adimensional.	63
3-29 Elección de rodamientos del segundo sistema.	67
3-30 Disco espiral.	71
3-31 Diente especial.	71
3-32 Dimensiones de la pestaña inferior.	72
3-33 Acoplamiento de sujeción del motor.	72

3-34 Procedimiento sugerido para realizar la rigidez del sujetador.	73
3-35 Fuerzas que actúan en el esmeril.	77
4-1 Ajuste del sujetador de terrajas.	95
4-2 Terraja para la prueba.	96
4-3 Afilado de la rosca de la terraja.	97
4-4 Afilado del ángulo de ataque de la terraja.	97
4-5 Proceso de roscado con el portamachos.	98
4-6 Rosca con la terraja afilada.	99
4-7 Instrumento de verificación de la rosca.	99

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>ORDEN</b>	<b>CONTENIDO</b>	<b>PÁG.</b>
1-1	Terrajas de mayor demanda empresa RS.	1
2-1	Ángulos para diferentes tipos de materiales.	9
2-2	Configuración de los engranes a y b para un paso de 18.	13
2-3	Disposición de las palancas para un paso de 18 hilos.	14
2-4	Velocidades admisibles de corte o periféricas.	17
2-5	Selección de alternativas.	19
3-1	Número de dientes en el piñón para asegurar que no exista interferencia.	22
3-2	Características geométricas de dientes de engranes cónicos rectos.	25
3-3	Factores de sobrecarga.	29
3-4	Número de calidad AGMA que se sugieren.	30
3-5	Factores de confiabilidad.	33
3-6	Propiedades esfuerzo deformación.	34
3-7	Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia.	50
3-8	Estimación de la primera iteración de los factores de concentración de esfuerzo.	50
3-9	Diámetros para el primer eje.	55
3-10	Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia.	59
3-11	Diámetros para el segundo eje.	61
3-12	Recomendaciones de vida de cojinetes para varias clases de máquinas.	64
3-13	Rodamientos rígidos de bolas NTN.	65
3-14	Rodamientos rígidos de rodillos NTN.	66
3-15	Rodamientos rígidos de rodillos NTN.	68

3-16 Rodamientos rígidos de bolas NTN.	70
3-17 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.	74
3-18 Parámetros de rigidez de varios materiales.	76
3-19 Clases métricas de propiedad mecánica de pernos de acero.	79
3-20 Descripción de los materiales.	86
4-1 Características de los instrumentos.	88
4-2 Dimensiones eje del primer sistema.	89
4-3 Dimensiones eje del segundo sistema.	90
4-4 Dimensiones dientes.	90
4-5 Dimensiones Espiral.	91
4-6 Dimensiones tapa.	91
4-7 Dimensiones caja contenedora.	92
4-8 Dimensiones piñón.	93
4-9 Dimensiones engranaje.	94
4-10 Ajuste del sujetador de terrajas.	95
5-1 Descripción de gastos misceláneos.	102
5-2 Descripción de gastos de materiales.	103
5-3 Descripción de gastos de mano de obra directa.	103
5-4 Descripción de gastos de diseño e ingeniería.	104
5-5 Descripción de los equipos.	104
5-6 Descripción del presupuesto total.	104
5-7 Análisis de ingresos.	105
5-8 Descripción de costos directos.	105
5-9 Descripción de costos indirectos.	105
5-10 Descripción de gastos generales.	106
5-11 Beneficio.	106

5-12 Análisis financiero.	106
5-13 Análisis del valor actual neto.	106
5-14 Relación beneficio/costo.	107
5-15 Tasa interna de retorno (TIR).	108
5-16 Descripción de gastos misceláneos.	109
5-17 Descripción de manufactura.	109
5-18 Descripción de gastos de diseño e ingeniería.	109
5-19 Descripción del presupuesto total.	110
5-20 Análisis de ingresos.	110
5-21 Descripción de costos directos.	110
5-22 Descripción de costos indirectos.	111
5-23 Descripción de gastos generales.	111
5-24 Beneficio.	111
5-25 Análisis financiero.	111
5-26 Análisis del valor actual neto.	112
5-27 Relación beneficio/costo.	112
5-28 Tasa interna de retorno (TIR).	113

## RESUMEN

El presente proyecto tiene un enfoque a la utilización de los recursos no renovables, es decir dar uso a lo que se puede reutilizar, esto es posible gracias a la Ingeniería mecánica.

El campo industrial abarca grandes y pequeñas industrias, las mismas que realizan trabajos de ingeniería mecánica, en dicho campo nos enfocaremos a la utilización de terrajas que es una herramienta que permite el roscado de diferentes diámetros, pasos de pernos y tuberías.

La herramienta denominada “terraja” tiene una vida útil determinada, esta vida depende de la periodicidad del uso que se le dé, pero aproximadamente es de un año en pequeños negocios, y de dos semanas en grandes industrias.

El desarrollo del presente proyecto es poder alargar la vida útil de dicha herramienta, para lo cual realizaremos un desarrollo tecnológico de la misma. El desarrollo consiste en el diseño y construcción de un prototipo experimental afilador de terrajas.

Con ayuda de la ingeniería mecánica procederemos a realizar dicho desarrollo, una vez concluido procederemos a la validación, si el proyecto está dentro del propósito establecido quedara validado como operativo, caso contrario se realizara el desarrollo del diseño y construcción del prototipo operativo.

Finalmente de lo expuesto anteriormente, el fin del proyecto es la reutilización de recursos reciclable, y la no contaminación del medio ambiente, esto nos generara una optimización de recursos económicos.

# CAPÍTULO 1

## DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

### 1.1. ANTECEDENTES

La Escuela Politécnica del Ejercito (ESPE) conjuntamente con el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica (DECEN), buscan desarrollar proyectos para beneficio de los pequeños negocios.

La Carrera de Ingeniería Mecánica (CIME) al tener amplio campo de aplicación se ha caracterizado por brindar apoyo en varias situaciones y así lograr competitividad e innovación en todo tipo de proyectos.

En la actualidad no se ha desarrollado una herramienta capaz de afilar terrajas, las mismas pueden durar hasta 6 meses según el uso que se las da, después de este lapso de tiempo se vuelven reciclables, en el Ecuador las plomerías y negocios en general compran y venden 3 a 20 terrajas anualmente cada uno, esto quiere decir con la implementación de esta herramienta se podría reducir a la mitad dicha compra y venta, por ende dicha afiladora se podría realizar como una inversión a largo plazo.

Se realizó un análisis de las terrajas que se venden mensualmente en la compañía RS dando como resultado que la terraja HSS M6/ paso 1.0 es la de mayor demanda.

DATOS COMPANIA RS			
TIPO DE TERRAJA	DISPONIBILIDAD	PORCENTAJE	
Terraja HSS M6/paso 1.0	214	88.06584	Mayor demanda
Terraja HSS M5/paso 0.8	15	6.17284	
Terraja HSS M10/1.75 mm	14	5.761317	
DEMANDA POR MES	243	100	

*Tabla 1.1. Terrajas de mayor demanda empresa RS.*

#### 1.1.1. HISTORIA

A través del tiempo se han desarrollado muchos tipos de roscas. Durante el Renacimiento las roscas comienzan a emplearse como elementos de fijación en relojes, máquinas de guerra y otras construcciones mecánicas.

Leonardo da Vinci desarrolla entonces métodos para el tallado de roscas. Sin embargo, estas seguirán fabricándose a mano y sin ninguna clase de normalización hasta bien entrada la Revolución Industrial. En el siglo XIX los fabricantes de maquinaria fabricaban sus propias roscas, lo cual representaba un serio problema de compatibilidad.

En 1841 el ingeniero inglés Joseph Whitworth ideó un sistema de roscas que superaba las dificultades de compatibilidad. La forma de esa rosca Withworth se basa en una rosca de sección triangular con un ángulo isósceles de  $55^\circ$  y con cresta y raíces redondeadas.

En 1846 el instituto Franklin intentó instaurar un sistema de roscas compatibles en Norteamérica. Este sistema fue ideado por William Sellers y fue utilizado al principio por los fabricantes de relojes. La rosca Sellers tiene una sección triangular de  $60^\circ$ . Este sistema fue útil solo hasta que apareció el automóvil, el aeroplano y otros equipos modernos. En 1918 fue autorizada la Comisión Norte Americana de Roscas de Tornillos por ley, que introdujo los estándares que se usan actualmente en los EE.UU. Este nuevo sistema de roscas recibe el nombre de Rosca Norte Americana Unificada en sus vertientes UNC para paso normal, UNF para paso fino y UNEF para paso extrafino. ANSI y varios comités estadounidenses han unificado las roscas. Las normas de la rosca se convirtieron después en el American National Standard y fue empleado por la Sociedad de Ingenieros de Automoción, conocido como rosca SAE.

Ya en 1946, la ISO definió el sistema de rosca métrica, adoptado actualmente en prácticamente todos los países. La rosca métrica tiene una sección triangular formando un ángulo de  $60^\circ$  y cabeza un poco truncada para facilitar el engrase.

### **1.1.2. ROSCADO CON TERRAJAS O MANUAL**

El roscado manual puede realizarse por medio de un macho o de una terraja. El macho es una herramienta de corte con la que se hacen roscas en la parte interna de agujeros, generalmente en una pieza metálica o de plástico.

Ambas herramientas deben tener un diámetro específico y un paso de rosca establecido por algún sistema de rosca. El proceso del roscado a mano se realiza aplicando tres machos en forma sucesiva. El primer macho posee una entrada larga cónica y carece de dientes. Se utiliza para comenzar y guiar la rosca. El siguiente se utiliza para desbastar la rosca y el último

acaba y calibra la rosca. También se puede emplear como macho de máquina.

El roscado manual se utiliza en mantenimiento industrial y mecánico para repasado de roscas, en instalaciones y montajes eléctricos, etc. El roscado industrial o en serie se realiza en cambio con machos de roscar a máquina. Hay cuatro tipos principales: macho con canal recto, macho con canal helicoidal a derechas y macho con canal helicoidal a izquierdas y corte a derechas. Este último se utiliza para roscar agujeros con un corte interrumpido (por ejemplo: chaveteros longitudinales, agujeros transversales). La viruta va en dirección del avance del macho evitando quedarse atrapada entre las paredes del orificio y los dientes del macho. Finalmente, el macho recto con entrada corregida se utiliza en agujeros pasantes. La viruta es impulsada hacia adelante.

Por su parte, la terraja de roscar es una herramienta manual de corte que se utiliza para el roscado manual de pernos y tornillos.

Existe una terraja para cada tipo de tornillo normalizado de acuerdo a los sistemas de roscas vigentes. Las terrajas pueden accionarse con la mano o montarse en un porta terrajas o brazo bandeador, que facilita aplicar la fuerza y el giro para formar la rosca deseada.

## **1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

En la actualidad no se disponen de herramientas con el propósito de recuperación de terrajas reciclables, esto hace que el sector artesanal compre dichas piezas a precios altos, ya que es la única forma que dicho sector puede solucionarlo.

## **1.3. OBJETIVOS**

### **1.3.1. OBJETIVO GENERAL**

Entregar un prototipo operativo funcional incluido la memoria técnica del desarrollo y protocolo de pruebas y resultados de una herramienta "AFILADOR DE TERRAJAS", que sean la base para el posterior desarrollo del producto final que pueda industrializarse a nivel local, nacional e internacional.

### **1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Definir una línea base para el diseño y construcción del prototipo.
- Diseñar y construir el prototipo experimental.
- Validar el prototipo experimental.
- Diseñar y construir el prototipo operativo.
- Validar el prototipo operativo.

#### **1.4. JUSTIFICACIÓN**

El desarrollo de este proyecto es de fundamental importancia debido a que el mercado nacional dentro del área de máquinas y herramientas, no desarrolla prototipos como afiladoras.

En la actualidad no se han desarrollado proyectos con el fin de optimizar recursos, como la reutilización de terrajas desechables que prácticamente son chatarra y que luego del análisis de las propiedades al final de su vida útil pueden ser todavía aprovechadas, constituyéndolas en materiales reciclables.

#### **1.5. IMPORTANCIA**

Con el presente proyecto se busca dar uso a lo reciclable para prolongar la vida útil de una terraja, también se propone su producción masiva y posteriormente en serie, con un producto funcional, seguro, confiable y versátil.

Mediante la Ingeniería mecánica se persigue un desarrollo tecnológico para realización de trabajos que parecen difíciles o de exactitud, que es capaz de realizar el ser humano con la herramienta apropiada, pero que todavía no se han creado o no se han desarrollado lo suficiente.

#### **1.6. ALCANCE**

- Diseño del prototipo en 3D para visualizarle en el software SolidWork.
- Elección de los correctos materiales para su facilidad de construcción.
- Construcción del prototipo dentro de los planos preestablecidos en su diseño.
- Validación del prototipo operativo.
- Entrega de la información técnica para el desarrollo industrial y comercial (planos).

## **CAPÍTULO 2**

### **MARCO REFERENCIAL**

#### **2.1. MARCO TEÓRICO**

##### **2.1.1. INTRODUCCIÓN**

En el presente capítulo se da un enfoque a las bases para el diseño de la afiladora de terrajas.

Para lo cual nos ayudaremos con los conocimientos adquiridos en procesos de la manufactura, esto abarcará velocidades de corte, mecanismos de arranque de viruta, y determinación del tipo de paso en el mecanismo del torno.

En la selección de alternativas se debe poner énfasis al tipo de mecanismo que se va a utilizar, el mismo que deberá ser adaptable para cualquier tipo de terraja.

##### **2.1.2. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA HERRAMIENTA**

Entre las principales características técnicas tenemos:

- Motor de 3000 a 18000 RPM.
- Terrajas de 160 mm de diámetro como máximo.

##### **2.1.3. PARTES QUE CONFORMAN LA HERRAMIENTA AFILADORA DE TERRAJAS**

Las partes que conforman la herramienta son las siguientes:

- Motor flexible
- Eje de sujeción de terraja
- Soporte para acoplamiento de motor
- Esmeril Montado

Entre partes complementarias tenemos:

- Torno
- Taladro de banco vertical

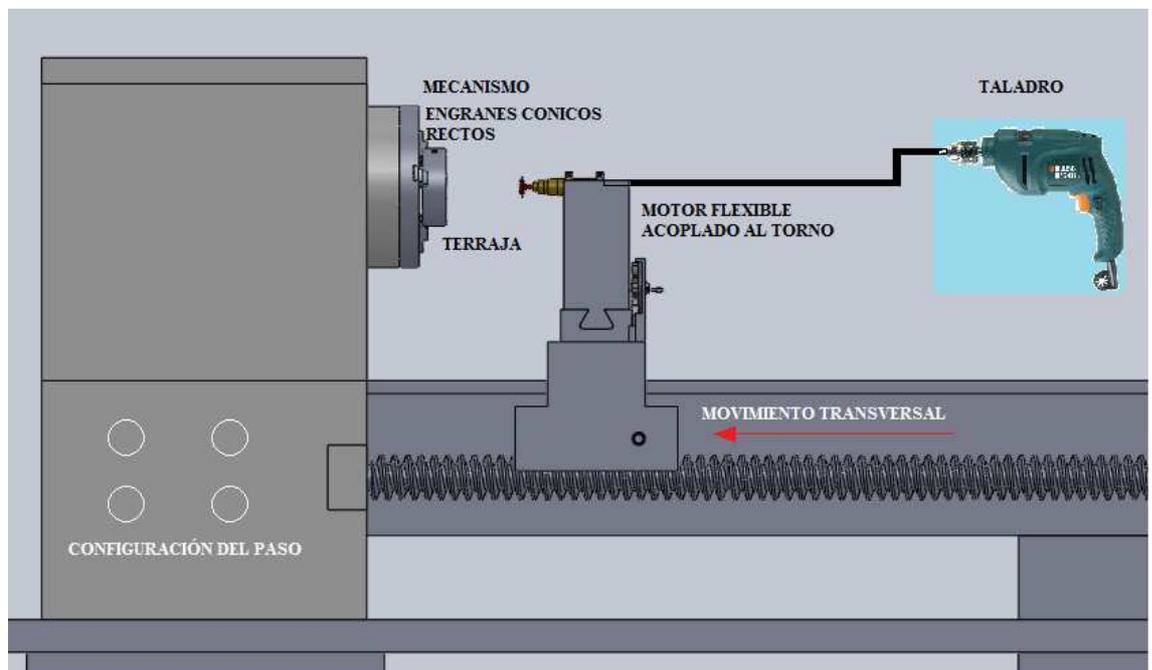
##### **2.1.4. FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN DE LA AFILADORA DE TERRAJAS**

El funcionamiento consiste que al momento de realizar el ensamble se debe poner el motor en sentido transversal al torno acoplado al carro portaherramientas para que pueda desplazarse en sentido perpendicular al torno de derecha a izquierda.

En el torno se acopla la sujeción de la terraja, este puede rotar en sentido horario o anti horario.

Para realizar un óptimo funcionamiento todo el proceso en si debe estar coordinado correctamente y con una lubricación adecuada. Para la operación se debe tomar en cuenta muchos parámetros entre los cuales tenemos:

- Velocidad de corte o desbaste.
- Tipo de paso.



**Figura 2.1.** Funcionamiento de la afiladora de terrajas.

### **2.1.5. MANTENIMIENTO Y DISPONIBILIDAD DE LA HERRAMIENTA**

El mantenimiento de la herramienta va a quedar definido con los parámetros de diseño de la herramienta y con las características técnicas del motor.

La disponibilidad de la herramienta va a establecerse de acuerdo a las características técnicas del motor es decir en el tiempo operacional del mismo.

## **2.2. MARCO CONCEPTUAL**

### **2.2.1. CONCEPTO DE DISEÑO**

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema.

Si el plan resulta en la creación de algo en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse.

### **2.2.2. DESARROLLO TECNOLÓGICO**

El desarrollo tecnológico se enfoca principalmente en las siguientes etapas.

**Diseño del Prototipo Experimental:** En esta etapa se busca el bosquejo ideal de la maquina o herramienta la misma que debe ser funcional, por ende con las características de diseño óptimas para el funcionamiento de la misma.

**Construcción del Prototipo Experimental:** Una vez terminado el diseño del mismo (Planos), se realiza la elaboración de las piezas que conforman la maquina o herramienta.

**Validación del Prototipo Experimental:** Concluido el diseño y la construcción se sigue al siguiente paso que es la validación consiste prácticamente en la realización de pruebas.

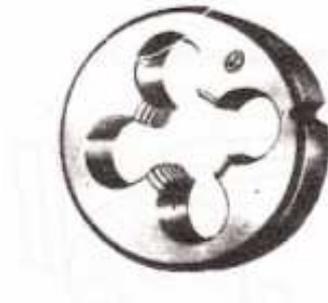
**Diseño del Prototipo Operativo:** Es la segunda etapa del desarrollo tecnológico, una vez terminado la validación de pruebas, con sus respectivas correcciones, empieza el diseño final.

**Construcción del Prototipo Operativo:** Con la finalización del diseño del prototipo operativo, elaboración de planos, se empieza a la corrección del prototipo experimental ya elaborado.

**Validación del Prototipo Operativo:** Una vez culminada la construcción del prototipo operativo se realiza una elaboración de pruebas, para poder probar la funcionalidad de la herramienta.

### 2.2.3. DEFINICIÓN DE TERRAJA:

También llamadas hileras. Son tuercas de acero rápido templado y se utilizan para la obtención tornillos (roscas exteriores). Está formada por tres o cuatro canales longitudinales, que son los que tallan la rosca en la varilla.



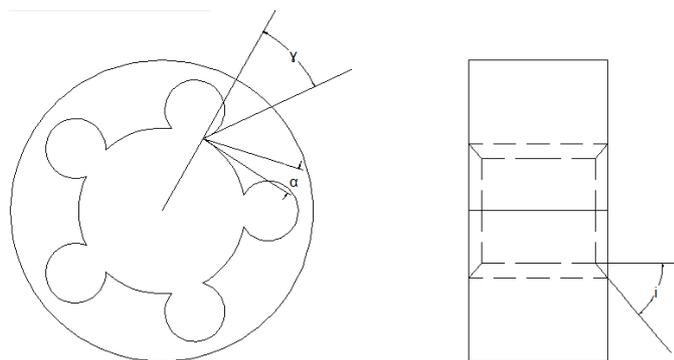
**Figura 2.2.** Terraaja de roscar.

#### a. Partes de la terraaja

Está formada por un cilindro, el cual lleva una acanaladura para fijarla al porta terrajas. Las terrajas tienen unas medidas estandarizadas para poderla acoplar sin ningún problema el porta terrajas.

En unas de las caras lleva pintado el tipo de rosca que genera, el diámetro nominal, el paso, el material con el que está hecha etc.

Toda terraaja sale de fábrica, con los ángulos de desprendimiento, que suelen ser de  $6^{\circ}$ - $7^{\circ}$  para metales tenaces, de  $15^{\circ}$ - $16^{\circ}$  para acero dulce, y  $0^{\circ}$  para los materiales blandos como el aluminio.



**Figura 2.3.** Ángulos de corte de la terraaja.

De donde los ángulos de los diferentes materiales se muestra en la siguiente tabla:

Material que se va a roscar	Angulo de Ataque $\gamma^\circ$	Angulo de incidencia $\alpha^\circ$	Angulo de entrada $i^\circ$
Acero duro y fundición	6	4	20-25
Acero dulce	15	6	20-25
Latón	0	15	20-25

**Tabla 2.1.** Ángulos para diferentes tipos de materiales.

El destalonado suele ser pequeño y lleva una entrada cónica para una buena entrada de la varilla.

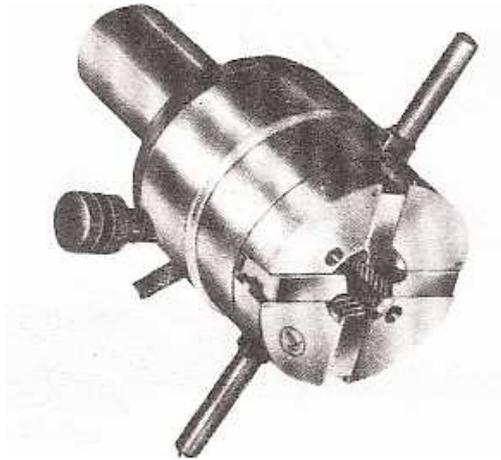
### b. Tipos de terrajas

Los tipos de terrajas más importantes son: enteras o cerradas, abiertas o en dos mitades y de peines.

- **Terrajas enteras.** Por su forma es cilíndrica, son más uniformes, y se accionan por el porta terrajas.

- **Terrajas en dos mitades.** Con estos tipos de terrajas son elásticas y puede construirse el tornillo de varias pasadas, con lo que la rosca generada es de menor calidad, tiene la ventaja de que puede darse una primera pasada con la terraja no cerrada del todo, y posteriormente se aprieta y se da la senda pasada con lo que se termina el proceso.

- Terrajas de peines. Son muy utilizadas para roscas finas, pudiéndose regular para varios diámetros nominales, pudiéndose abrir.



**Figura 2.4.** Terraaja de peines.

## **2.2.4. PORTA TERRAJAS O MANERALES**

Los porta machos, porta terrajas o manerales son herramientas destinadas a accionar los machos, terrajas durante el roscado.

Los porta machos se pueden subdividirse en: fijos y regulables.

### **a. Fijos**

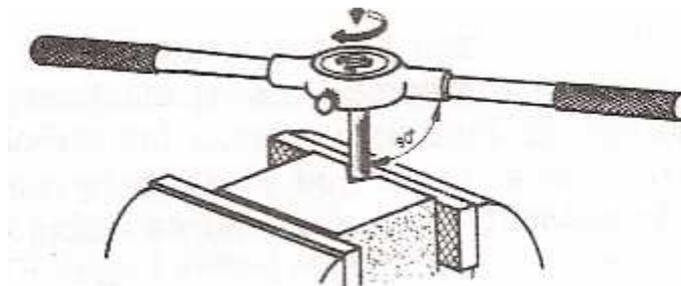
Para una medida determinada, tendremos que tener tantos como las diferentes medidas de machos.

### **b. Regulables**

Adaptables a varias medidas, ya que una boca es móvil, desplazándose al girar una de las dos manecillas.

### **c. Porta terrajas**

Son manerales destinados al accionamiento de las terrajas, y están normalizados según las terrajas, normalmente consta de un juego de tres porta terrajas.



**Figura 2.5.** Porta terrajas.

## **2.2.5. DEFINICIONES DE ROSCAS**

### **a. Altura del perfil.-**

La altura teórica del perfil que genera la rosca es la distancia que existe entre el extremo superior e inferior de dicho perfil, sin tener en cuenta los truncamientos de la cresta y los redondeados del fondo (H)

### **b. Angulo del filete.-**

Es el formado por los flancos de dos dientes consecutivos ( $\alpha_1$ )

### **c. Diámetro exterior.-**

Es el mayor de los diámetros que efectivamente se pueden medir en una rosca (D)

### **d. Diámetro interior.-**

Es el más interior de los diámetros de la rosca. También se conoce como diámetro del fondo ( $D_1$ )

### **e. Diámetro medio.-**

Es el diámetro que existe entre las líneas imaginarias que dividen, en dos partes iguales, la altura teórica del perfil generador ( $D_2$ )

### **f. Profundidad de rosca.-**

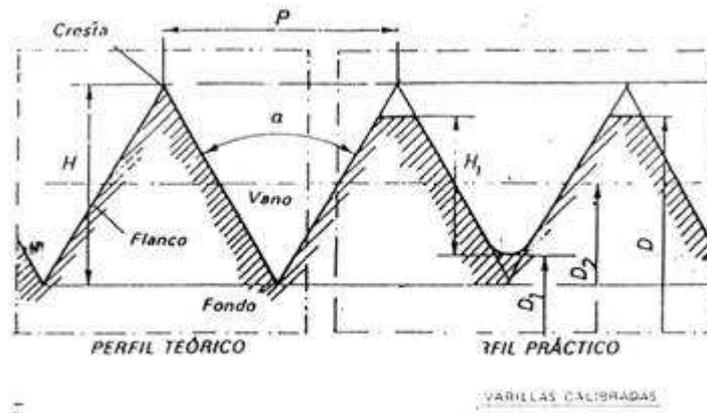
Es la distancia que existe entre la cresta, que se obtiene una vez realizado el truncamiento (cresta práctica), y el fondo redondeado o truncado de dicha rosca ( $H_1$ )

### **g. Semiángulo.-**

Es el ángulo mitad del ángulo del filete

### **h. Avance**

Es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a esta se le da una vuelta.



**Figura 2.6.** Perfil básico de roscas métricas.

### 2.3. MECANISMO DE FUNCIONAMIENTO

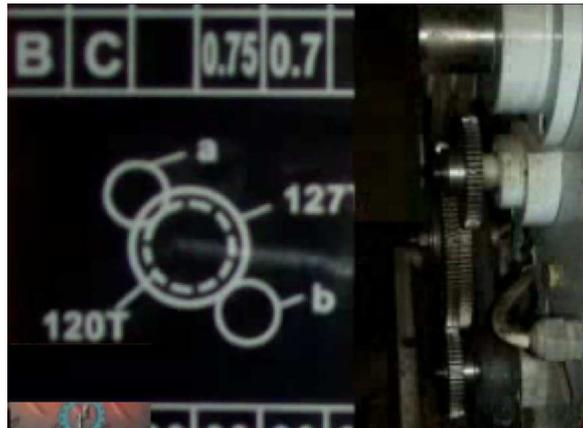
El mecanismo de funcionamiento consiste en la velocidad de roscar del torno y por ende de la calibración del mismo.

Para la determinación del paso en el torno se utilizara el mecanismo que nos da el torno.



**Figura 2.7.** Mecanismo de funcionamiento del torno.

En la siguiente figura se puede observar la disposición de los engranes dentro del torno, donde a es el motriz y b la salida.



**Figura 2.8.** Disposición de los engranes .

Para el paso de 18 hilos por pulgada se utilizara la siguiente configuración.

	3mm									
a	60	60	60	60	60	60	56	60	60	
b	60	54	57	60	66	69	54	78	63	
LEVER	4	1	1	1	1	1	2	1	3	
	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
A D	4	4½		5	5½		6	6½	7	
B D	8	9	9½	10	11	11½	12	13	14	
		18	19	20	22	23	24	26	28	
	32	36	38	40	44	46	48	52	56	

**Tabla 2.2.** Configuración de los engranes a y b para un paso de 18.

En la figura anterior podemos visualizar que para un paso de 18 hilos se utilizara un engrane motriz de 60 dientes y como salida un engrane de 54 dientes.

a		60	60	60	60
b		60	54	57	60
LEVER		4	1	1	1
		V	V	V	V
A	D	4	4½		5
B	D	8	9	9½	10
A	C	16	18	19	20
B	C	32	36	38	40

**Tabla 2.3.** Disposición de las palancas para un paso de 18 hilos.

Para un adecuado acople para este paso se va a leer la configuración como si fuese un plano cartesiano.

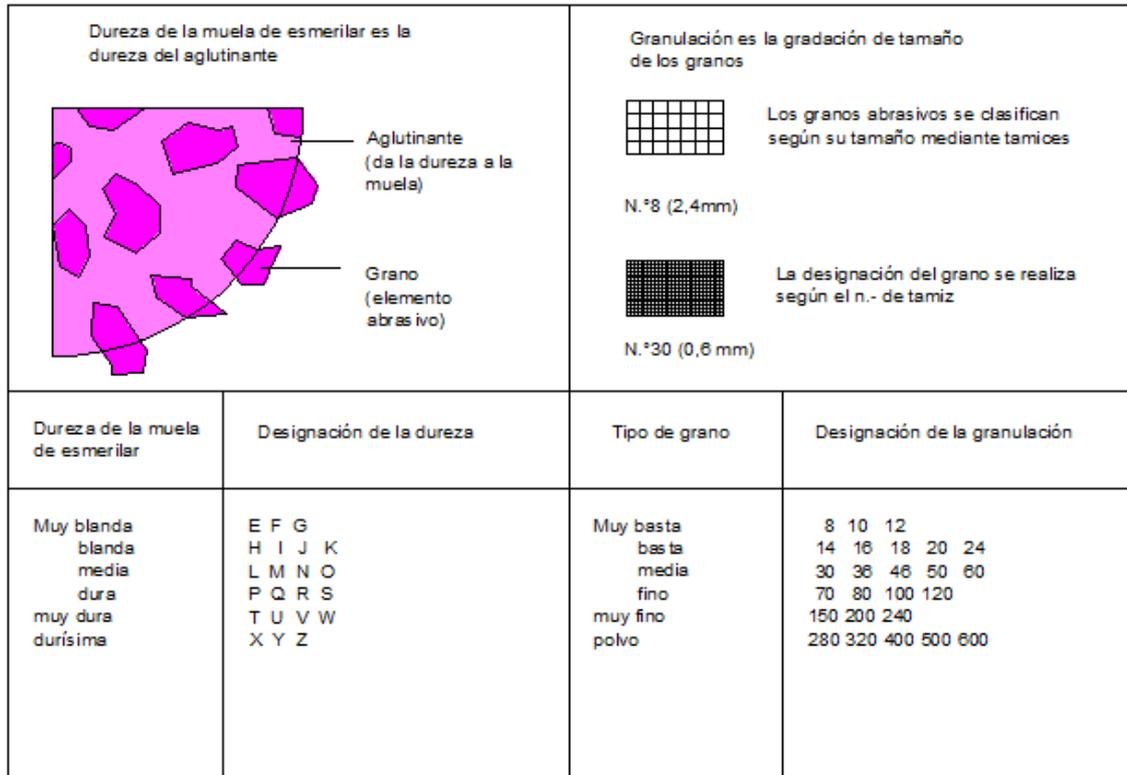


**Figura 2.9.** Configuración de las palancas.

De acuerdo a la tabla 2.2 se puede ver la configuración en la figura anterior.

Entonces queda establecido la configuración del torno para un paso 18, este mismo ejemplo se puede seguir para la configuración de los diferentes pasos.

## 2.4. PROCESO DE ESMERILADO



**Figura 2.10.** Dureza y granulado de la muela de esmerilar.

El arranque de viruta en el esmerilado se basa en el efecto de la cuña producido por granos duros y de aristas afiladas. Los granos de esmerilar, formados por muchos cristales, a diferencia de otros procedimientos de arranque de viruta no poseen forma geométrica determinada.

La separación del material se produce por la acción simultánea de muchos filos sucesivos.

Los granos de rectificar se mezclan con un aglutinante, reciben el nombre de muelas de esmerilar, y resultan utilizables con movimientos circulares de corte.

En el esmerilado la velocidad de corte es superior a 20 m/s y en los esmerilados de alta velocidad llega a 120 m/s.

Un calentamiento excesivo de la muela de esmeril produce un desgaste prematuro por la destrucción del aglutinante y la rotura del esmeril por diferencias de temperaturas.

El desgaste del esmeril durante un trabajo es debido a la presión de corte porque se quiebran los granos romos.

El empleo de refrigerantes (agua con adición de inhibidores anticorrosivos) aumenta el rendimiento del mecanizado y sus condiciones económicas.

### **Discos de Esmerilar**

Los discos de esmerilar se distinguen según su granulometría, dureza, tipo de estructura y velocidad periférica admisible.

Estos son abrasivos naturales.

La **granulometría** se determina por molienda y clasificado. El clasificado se efectúa cribando con tamices de varios tamaños. El tamaño del grano influye sobre el rendimiento del mecanizado y sobre la calidad superficial.

El grano grueso origina:

- Gran rendimiento de mecanizado.
- Gran profundidad de las rugosidades superficiales.

El grano fino origina:

- Pequeño rendimiento de mecanizado.
- Poca profundidad de las rugosidades superficiales.

Defiendo lo anterior:

Grano grueso para materiales blandos y grano fino para materiales duros.

Para definir la **dureza**:

- Muelas duras-aglomerante fuerte.
- Muelas blandas-aglomerante menos fuerte.
- 

De donde se concluye que para materiales blandos se mecanizan con muelas duras, y para materiales duros se mecanizan con muelas blandas.

La **estructura** es una magnitud importante para describir la constitución de la herramienta. Se caracteriza por la distribución espacial de los granos, del aglomerante y de los poros.

Los discos de esmeril están proyectadas por el fabricante para una **velocidad periférica** máxima admisible y están identificadas por colores.

**Tabla 2.4.** Velocidades admisibles de corte o periféricas.

Vmax en (m/s)	Color
100	Verde
80	Rojo
70	Rosado
60	Amarillo
45	Azul

Fuente: Prontuario de Máquinas y herramientas

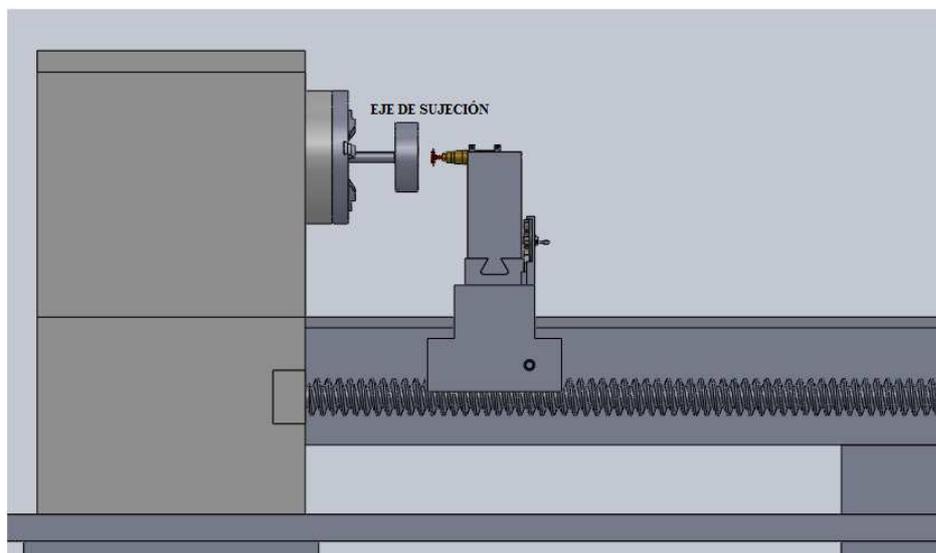
## 2.5. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Por las condiciones del prototipo se va a realizar un estudio de alternativas, para determinar cual sería el más viable, óptimo y eficiente.

### 2.5.1. Alternativa 1. Prototipo simple

Este prototipo se denomina simple por la sujeción de la terraja, que sería solamente un eje que va acoplado al mandril del torno.

Esta alternativa fuera la ideal, pero solamente sería para un tipo de terraja con un determinado diámetro.

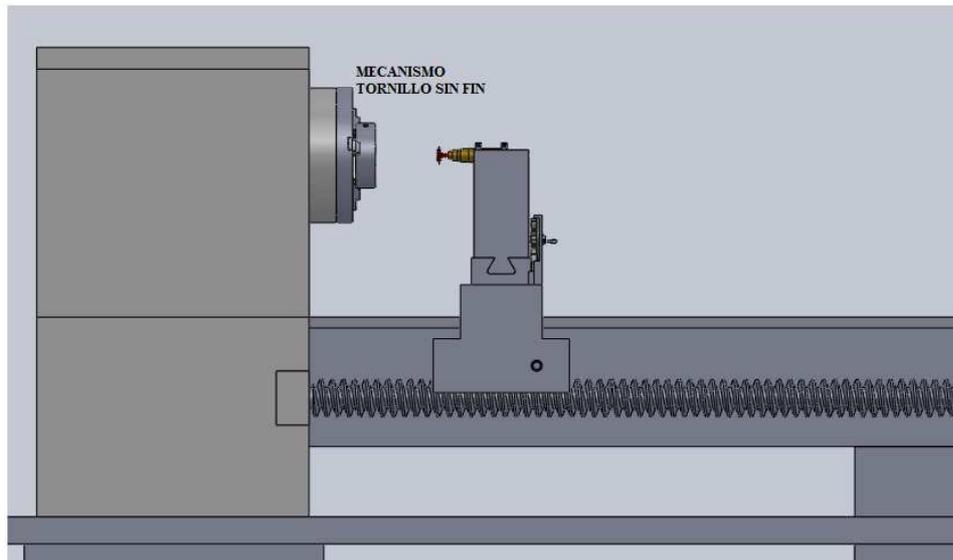


**Figura 2.11.** Alternativa 1.

### 2.5.2. Alternativa 1. Prototipo ajuste independiente

Este mecanismo sería el óptimo, ya que nos permite el ajuste de la terraja con el diseño del nuevo mandril, este mandril sería realizado con el

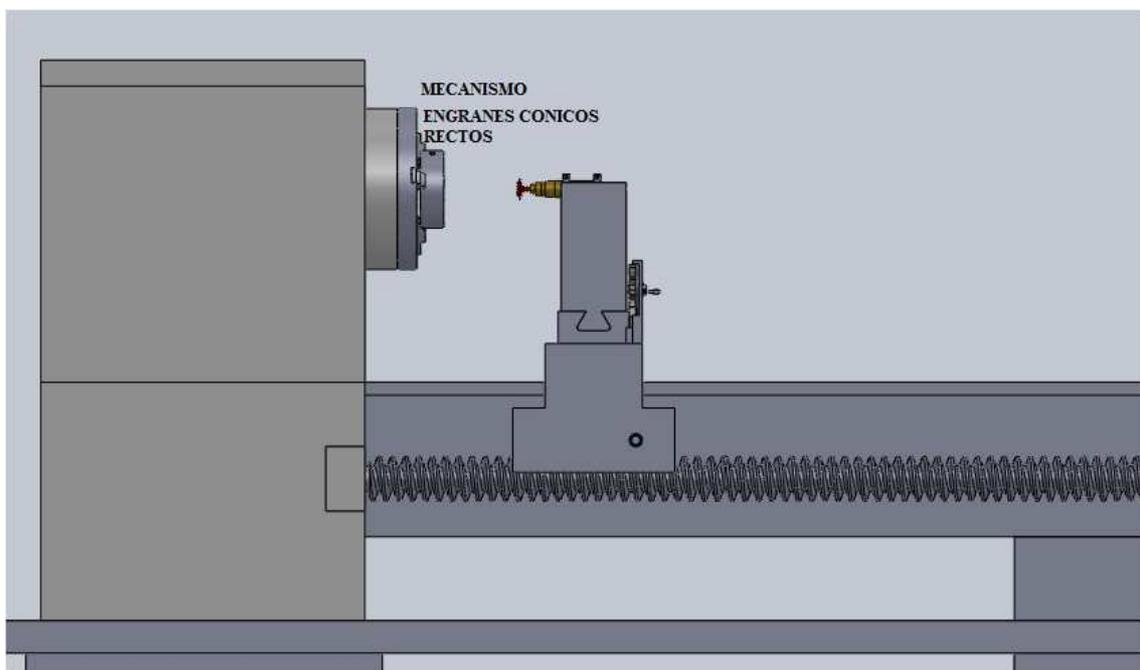
mecanismos de tornillo sin fin, el inconveniente sería que no fuera autocentrante, ya que nos tocaría ajustar una por una las muelas del mandril.



**Figura 2.12.** Alternativa 2.

### 2.5.3. Alternativa 3. Prototipo ajuste autocentrante

Este mecanismo planetario nos permite el ajuste de la terraja de una forma óptima y segura, ya que sería con engranes cónicos rectos y sería autocentrante, solamente con un ingreso de fuerza se ajustaría.



**Figura 2.13.** Alternativa 3

## Análisis de alternativas

Estas tres alternativas expuestas tienen el mismo objetivo, que sería básicamente el ajuste de la terraja contra el mandril del torno.

La alternativa número 1 por facilidad de realización sería la mejor opción, pero solo sería para un tipo de terraja.

La alternativa número 2 sería la más confiable, pero nos traería conflictos al momento del ajuste, porque tendríamos que ajustarle muela por muela, por ende no estaría centrada la terraja.

La alternativa número 3 se adapta a las condiciones expuestas en las anteriores alternativas.

Numero	Criterios de Comparación	Alt. 1	Alt. 2	Alt. 3	Ideal
1	Costo	4	2	2	4
2	Peso	4	2	2	4
3	Facilidad de construcción	4	2	3	4
4	Ensamblaje	4	3	3	4
5	Tipos de terrajas	1	4	4	4
6	Ajuste	1	4	4	4
7	Centrado	1	2	4	4
<b>TOTAL</b>		19	19	22	28
<b>índice porcentual(%)</b>		67.85	67.85	78,57	100
<b>Orden de alternativas</b>		2	2	1	

**Tabla 2.5.** Selección de alternativas.

## CAPÍTULO 3

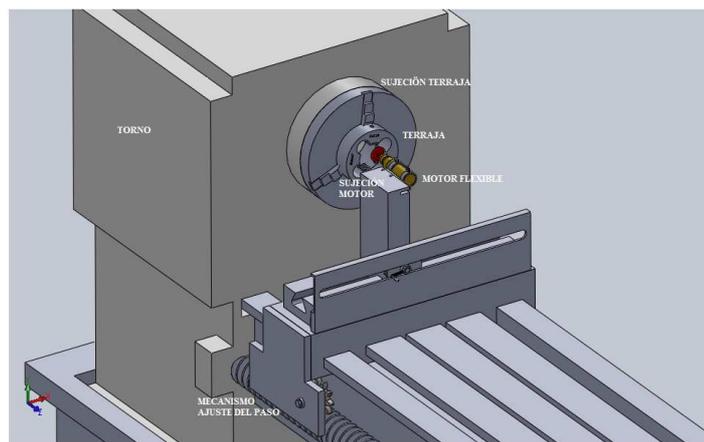
### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL

En el presente capítulo se realizará el diseño del prototipo experimental para lo cual se pondrá en práctica los conocimientos adquiridos en “Diseño de elementos”, esto nos ayudará a desarrollar un prototipo óptimo y confiable. Con la ayuda de herramientas y programas como: Mathcad, Inventor y SolidWorks.

El sistema del mecanismo de funcionamiento es acorde a la configuración de cada torno este nos dará el paso de rosca de cada tipo de terraja, para lo cual necesitaremos un acople de sujeción de la terraja (mandril), este sujetará la terraja que puede ser hasta de un diámetro exterior de 160 mm, lo especial del mandril son las muelas que tiene una pestaña, la cual no permitirá el roce entre el esmeril y el mandril al momento de afilar.

También se necesitará el diseño de acople del sujetador del motor flexible, este será guiado a través del portaherramientas y acoplado a un taladro que dará el movimiento rotacional del motor flexible.

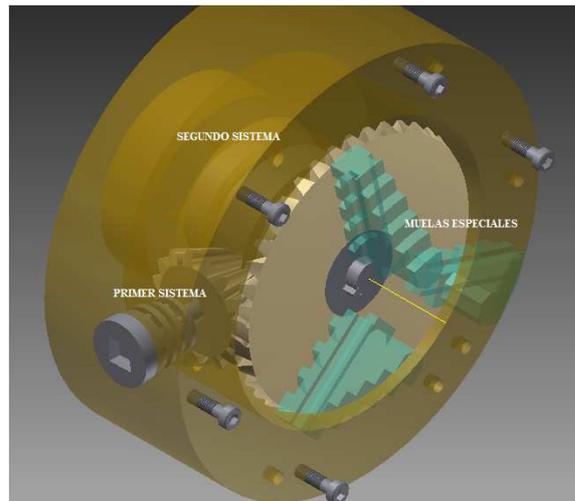
Después de realizar todo el diseño se procederá a realización de planos, y finalmente la construcción.



**Figura 3.1.** Partes de la herramienta afiladora de terrajas.

### 3.1. DISEÑO DEL ACOPLAMIENTO DE SUJECIÓN DE LA TERRAJA.

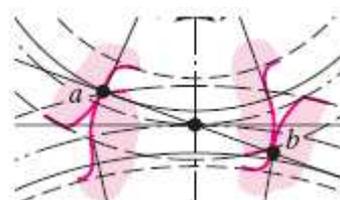
El diseño del acoplamiento de la sujeción de la terraja tiene el mismo principio de funcionamiento de un mandril la diferencia radica en las muelas del mandril, y tiene un solo ajuste (auto-centrante). Este subsistema es un sistema planetario con engranajes cónicos rectos, que nos permitirá el ajuste de una forma perpendicular de las muelas con la terraja.



**Figura 3.2.** Mecanismo planetario (Engranajes cónicos).

#### 3.1.1. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES CÓNICOS RECTOS

Para el diseño de los engranajes cónicos rectos se necesita conocer el número de dientes del engranaje cónico, y el piñón cónico; para la cual necesitamos que **no exista interferencia**, la interferencia se presenta en la punta del diente en el piñón y el chaflán o raíz del diente en el engrane (Ver figura 3.3).



**Figura 3.3.** Interferencia en los puntos a y b.

Para asegurar que no exista interferencia nos basaremos en la siguiente tabla:

**Tabla 3.1.** Número de dientes en el piñón para asegurar que no exista interferencia.

<i>Para un piñón que se enlaza con una cremallera</i>		<i>Para un piñón de profundidad total a 20° que se enlaza con un engrane</i>	
<i>Forma de diente</i>	<i>Número mínimo de dientes</i>	<i>No. de dientes del piñón</i>	<i>No. máx. de dientes en los engranes</i>
Evolvente, profundidad total, 14 1/2°	32	17	1309
Evolvente, profundidad total, 20°	18	16	101
Evolvente, profundidad total, 25°	12	15	45
		14	26
		13	16

Fuente: ROBERT L. MOTT; “Diseño de elementos de máquinas”

De acuerdo a la tabla 3.1. el diseño será para 15 dientes en el piñón y 40 dientes en el engranaje, esto nos garantizara que no exista interferencia.

La relación de trasmisión es el resultado de la división del número de dientes del piñón sobre el número de dientes del engrane, este valor nos permitirá conocer cuánto es la relación de giro a la entrada con respecto a la salida (ecuación 3.1)

$$RT = \frac{N_p}{N_e} \quad (3.1)$$

dónde:

*RT = Relación de Trasmisión*

*N<sub>p</sub> = Numero de dientes del piñón*

*N<sub>e</sub> = Numero de dientes del Engrane*

dónde RT es igual a:

$$RT = \frac{15}{40} = 0.375$$

El modulo m representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes (ecuación 3.2).

$$m = \frac{d}{N_e} \quad (3.2)$$

dónde:

$m = \text{Módulo, mm}$

$d = \text{diámetro de paso, mm}$

$N_e = \text{Numero de dientes del Engrane}$

dónde  $m$  es igual a:

$$m = \frac{127}{40} = 3.175 \text{ mm}$$

### 3.1.1.1. CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DE LOS DIENTES

Los engranajes cónicos rectos sirven para transmitir movimiento entre ejes no paralelos por lo general  $90^\circ$  entre sí.

Los engranes cónicos en su mayor parte se fabrican en el sistema de paso diametral con dientes evolventes a  $20^\circ$ , con el modulo se puede calcular el diámetro de paso del piñón y el engrane (ecuación 3.3).

$$m = \frac{d_e}{N_e} = \frac{d_p}{N_p} \quad (3.3)$$

dónde:

$d_e = \text{diámetro de paso del piñón, mm}$

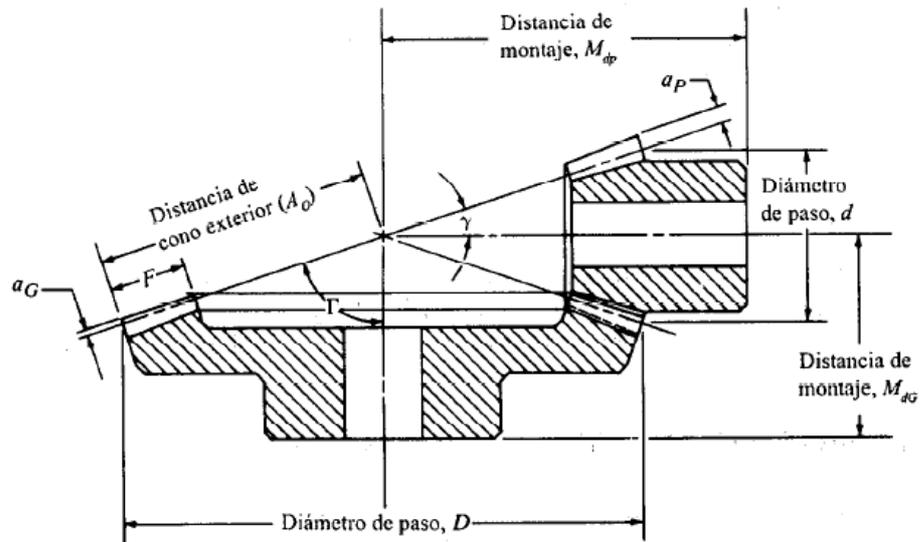
$d_p = \text{diámetro de paso del engrane, mm}$

despejando  $d_p$ :

$$d_p = m * N_p = 3.175 * 15 = 47.625 \text{ mm}$$

donde  **$d_e$**  es igual a 127 mm y  **$d_p$**  es igual a 47.625 mm.

Cuando se enlazan dos engranes cónicos, se intersecan los ejes de sus conos de paso, con los vértices de los dos conos de paso en el mismo punto (Ver figura 3.4).



**Figura 3.4.** Geometría de los engranes cónicos.

El ángulo de superficie de cono de paso depende de la relación de número de dientes en los dos engranes que se enlazan para el piñón el ángulo de cono es:

$$\gamma = \tan^{-1}(N_p / N_e) \quad (3.4)$$

Para el engrane el ángulo de cono es:

$$\Gamma = \tan^{-1}(N_e / N_p) \quad (3.5)$$

dónde:

$$\gamma = 20.556$$

$$\Gamma = 69.444$$

Otras características de los engranes cónicos rectos se fabrican, por lo regular, de acuerdo a las relaciones que se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 3.2.** Características geométricas de dientes de engranes cónicos rectos.

Profundidad total	$h_t = 2.188/P_d + 0.002$
Profundidad de trabajo	$h_k = 2.000/P_d$
Espaciamiento	$c = 0.188/P_d + 0.002$
Cabeza: engrane	$a_G = \frac{0.54}{P_d} + \frac{0.460}{P_d(N_G/N_P)^2}$
Cabeza: piñón	$a_P = h_k - a_G$
Diámetro exterior: engrane	$D_o = D + 2a_G \cos \Gamma$
Diámetro exterior: piñón	$d_o = d + 2a_P \cos \gamma$
Distancia de cono exterior	$A_o = D/(2 \text{ sen } \Gamma) = d/(2 \text{ sen } \gamma)$
Espesor o ancho de la cara que se prefiere	$F = A_o/3$ o menos ( $F$ máxima = $10/P_d$ )

Fuente: ROBERT L. MOTT; "Diseño de elementos de máquinas"

La tabla 4.2 nos indica las medidas en pulgadas, para la transformación de medidas a milímetros, se cambia el paso diametral a modulo, ya que es el inverso.

### Desarrollo

	<b>PIÑÓN</b>	<b>ENGRANAJE</b>
<b>Profundidad Total</b>	$ht = 2.188 * m + 0.002$ $ht = 7 \text{ mm}$	$ht = 7 \text{ mm}$
<b>Profundidad de Trabajo</b>	$hw = 2 * m$ $hw = 6.35 \text{ mm}$	$hw = 6.35 \text{ mm}$
<b>Espaciamiento</b>	$c = 0.188 * m + 0.002$ $c = 0.65 \text{ mm}$	$c = 0.65 \text{ mm}$
<b>Cabeza</b>	$ap = hw - aG$ $ap = 4.45 \text{ mm}$	$aG = 0.54 * m + \frac{0.406 * m}{\left(\frac{N_e}{N_p}\right)^2}$ $aG = 4.45 \text{ mm}$

$$do = d * 2ap * \cos(\gamma) \quad Do = D * 2aG * \cos(\Gamma)$$

**Diámetro exterior**

$$do = 55 \text{ mm} \quad Do = 130 \text{ mm}$$

**Distancia del cono exterior**

$$Ao = \frac{d}{(2 * \sin(\gamma))} \quad Ao = \frac{D}{(2 * \sin(\Gamma))}$$

$$Ao = 67.8 \text{ mm} \quad Ao = 67.8 \text{ mm}$$

**Espesor o ancho de cara que se prefiere**

$$b = \frac{Ao}{3}$$

$$b = 22.6 \text{ mm} \quad b = 22.6 \text{ mm}$$

**Espesor o ancho de Cara máximo**

$$b_{\text{max}} = 10 * m$$

$$b_{\text{max}} = 31.75 \text{ mm} \quad b_{\text{max}} = 31.75 \text{ mm}$$

### 3.1.1.2. DISEÑO DEL PIÑÓN CÓNICO RECTO

En el diseño de los engranes cónicos rectos, primero se debe determinar la carga tangencial o transmitida que ocurrirá si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto medio del diente.

En el presente diseño se va a utilizar una carga transmitida, para la cual aplicamos la siguiente ecuación:

$$Wt = \frac{T}{r_{\text{prom}}} \quad (3.6)$$

dónde:

$Wt = \text{Fuerza Tangencial (KN)}$

$T = \text{Torque (KN*mm)}$

$r_{\text{prom}} = \text{Radio de paso en el punto medio del diente (mm)}$

El valor del torque para el ajuste de la herramienta se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$T = F * d \quad (3.7)$$

dónde:

$T = \text{Torque (KN*mm)}$

$F = \text{Fuerza que puede ejercer una persona (0.45KN)}$

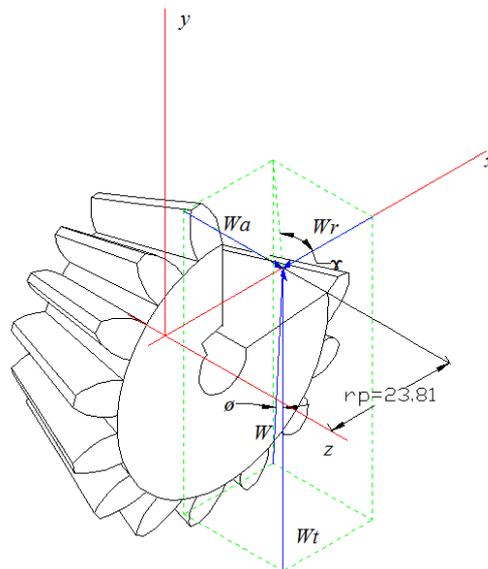
$d = \text{distancia (mm)}$

dándonos como resultado:

$$T = 54 \text{ KN} * \text{mm} \quad y$$

$$W_t = 2.26 \text{ KN}$$

Para el análisis de fuerzas en el diente del piñón, nos ayudaremos de la siguiente figura:



**Figura 3.5.** Fuerzas que actúan en los dientes de un piñón cónico.

La fuerza resultante  $W$  tiene 3 componentes: una fuerza tangencial  $W_t$ , una fuerza radial  $W_r$ , y una fuerza axial  $W_a$ .

$$W_r = W_t * \tan \phi * \cos \gamma$$

$$W_a = W_t * \tan \phi * \text{sen } \gamma \quad (3.8)$$

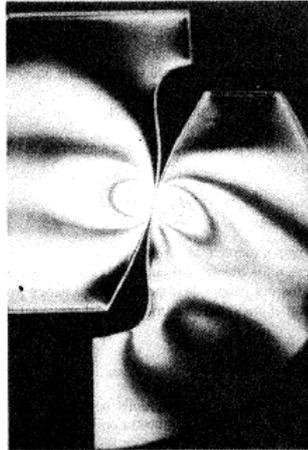
Con el ángulo de presión  $\phi$  de  $20^\circ$ , la fuerza radial y axial son las siguientes:

$$W_r = 0.77 \text{ KN}$$

$$W_a = 0.288 \text{ KN}$$

### 3.1.1.2.1. FLEXIÓN DEL PIÑÓN CÓNICO RECTO

La fuerza tangencial, genera un momento de flexión en los dientes del engrane. La tensión por flexión resultante es máxima en la base de los dientes en el chaflán que une al perfil evolvente con la parte inferior del espacio entre dientes (Ver figura 3.6).



**Figura 3.6.** Estudio foto elástico de dientes de engrane bajo carga.

### ESFUERZO DE FLEXIÓN CALCULADO

El esfuerzo de flexión está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{1000 * Wt}{b} * \frac{K_A * K_v}{m_{et}} * \frac{Y_x * K_{H\beta}}{Y_\beta * Y_J} \quad (3.9)$$

dónde:

$\sigma_F$  = Número de esfuerzo de flexión calculado ( $N / mm^2$ )

$K_A$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m_{et}$  = Modulo transversal exterior (mm)

$Y_x$  = Factor de tamaño de resistencia a la flexión

$K_{H\beta}$  = Factor de distribución de carga

$Y_\beta$  = Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

$Y_J$  = Factor geométrico de resistencia a la flexión

## Factores de la ecuación AGMA.

### Factor de sobrecarga $K_A$

Este factor tiene en cuenta una tolerancia de carga en exceso externa aplicada a la carga nominal. Para determinar este valor de sobrecarga nos basaremos en la siguiente tabla:

**Tabla 3.3.** Factores de sobrecarga.

Character of Prime Mover	Character of Load on Driven Machine			
	Uniform	Light Shock	Medium Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75 or higher
Light shock	1.10	1.35	1.60	1.85 or higher
Medium shock	1.25	1.50	1.75	2.00 or higher
Heavy shock	1.50	1.75	2.00	2.25 or higher

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

Para el presente diseño se utilizara un  $K_A = 1.10$ , como es un impacto ligero-uniforme.

### Factor dinámico $K_v$

El factor dinámico tiene en cuenta el efecto de la calidad del diente del engrane, relacionada con la velocidad y la carga, y el aumento de esfuerzo que resulta.

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 * v_{et}}}{A} \right)^B \quad (3.10)$$

dónde:

$v_{et}$  = Velocidad en la línea de paso (m/seg)

$A$  y  $B$  = Factores de multiplicación

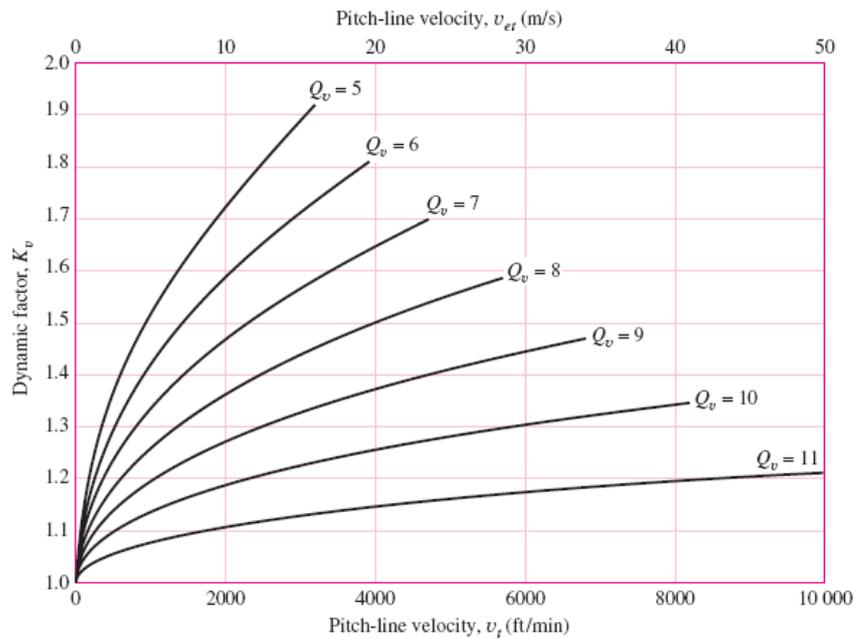
Donde la  $v_{et}$  es igual a:

$$v_{et} = 5.236 * (10^{-5}) * d * n \quad (3.11)$$

dónde:

$n$  = número de revoluciones (30 rev/min)

En la siguiente figura se muestra como la velocidad en la línea de paso y el número de exactitud de transmisión se relaciona con el factor dinámico.



**Figura 3.7.** Factor dinámico  $K_v$ .

dónde A y B son igual a:

$$A = 50 + 56 * (1 - B)$$

$$B = 0.25 * (12 - Q_v)^{2/3} \tag{3.12}$$

dónde:

$Q_v =$  Numero de exactitud de transmisión

El factor de calidad ( $Q_v$ ), en este diseño sería de 6 de acuerdo a la velocidad de la línea de paso (Ver tabla 4.4).

**Tabla 3.4.** Número de calidad AGMA que se sugieren.

*Impulsores para herramientas mecánicas e impulsores para otros sistemas mecánicos de alta calidad*

<i>Velocidad de línea de paso (pies/min)</i>	<i>Número de calidad</i>	<i>Velocidad de línea de paso (m/s)</i>
0-800	6-8	0-4
800-2 000	8-10	4-11
2 000-4 000	10-12	11-22
Over 4 000	12-14	Over 22

Fuente: ROBERT L. MOTT; "Diseño de elementos de máquinas"

Para el presente diseño se utilizara un  $K_v = 1.052$

### **Factor de tamaño por flexión $Y_x$**

El factor de tamaño que se recomienda es igual o menor a 1, porque no son dientes grandes o tiene un módulo mayor a 5, para determinar el valor se aplica la siguiente ecuación:

$$Y_x = 0.4867 + 0.008339 * m_{et} \quad m_{et} = 3.66 \text{ mm} \quad (3.13)$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_x = 0.517$

### **Factor de distribución de carga $K_{H\beta}$**

El factor de carga es uno de los factores más difíciles de especificar, para que tenga un valor de 1, tiene que estar el factor de intensidad de carga en todas las partes del engrane en contacto en un momento particular es uniforme.

Para determinar el valor se aplica la siguiente ecuación:

$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6(10^{-6}) * b^2 \quad (3.14)$$

dónde:

$$K_{mb} = 1.25 \text{ ningún miembro montado separado}$$

Para el presente diseño se utilizara un  $K_{H\beta} = 1.252$

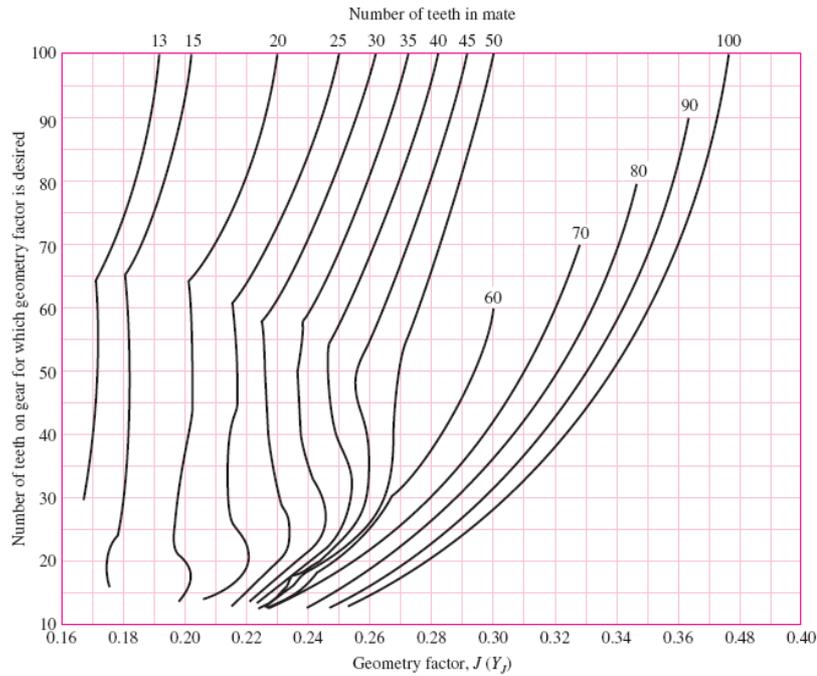
### **Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión $Y_\beta$**

Para engranes cónicos rectos

$$Y_\beta = 1 \quad (3.15)$$

### **Factor geométrico de resistencia a la flexión $Y_J$**

En la siguiente figura se muestra el factor geométrico  $Y_J$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un ángulo de eje de  $90^\circ$



**Figura 3.8.** Factor de flexión  $Y_J$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un ángulo de eje de  $90^\circ$ .

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_J = 0.228$

### ESFUERZO DE FLEXIÓN PERMISIBLE

El esfuerzo de flexión permisible está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FP \text{ lim}} * Y_{NT}}{S_F * K_\theta * Y_z} \quad (3.16)$$

dónde:

$\sigma_{FP}$  = Número de esfuerzo de flexión permisible ( $N / mm^2$ )

$Y_{NT}$  = Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión

$\sigma_{FP \text{ lim}}$  = Numero de esfuerzo de flexión (permisible) ( $N / mm^2$ )

$S_F$  = Factor de seguridad por flexión

$K_\theta$  = Factor de temperatura

$Y_z$  = Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión

**Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión  $Y_{NT}$** 

El propósito de este factor es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean de  $10^7$  ciclos.

$$Y_{NT} = 1.6831 * n_L^{-0.0323} \quad (3.17)$$

Dónde:

$$n_L = 0.375 * 10^7 \text{ ciclos en forma General}$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_{NT} = 1$

**Factor de seguridad por flexión  $S_F$** 

Este factor de seguridad es un ajuste a la resistencia, no a las cargas, y en consecuencia no se puede utilizar para evaluar sino para comparar con el factor de seguridad por contacto.

Para el presente diseño se utilizara un  $S_F = 1$ .

**Factor de temperatura  $K_\theta$** 

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de  $120^\circ\text{C}$ , se emplea un  $K_\theta = 1$

**Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión  $Y_z$** 

Este factor toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material, la AGMA se basa en una confiabilidad del 99%

**Tabla 3.5. Factores de confiabilidad.**

Requirements of Application	Reliability Factors for Steel*	
	$C_R (Z_z)$	$K_R (Y_z)^\dagger$
Fewer than one failure in 10 000	1.22	1.50
Fewer than one failure in 1000	1.12	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00	1.00
Fewer than one failure in 10	0.92	0.85 <sup>‡</sup>
Fewer than one failure in 2	0.84	0.70 <sup>§</sup>

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

La ecuación de interpolación logarítmica está dada por:

$$Y_Z = 0.50 - 0.25 * \log(1 - R) \quad (3.18)$$

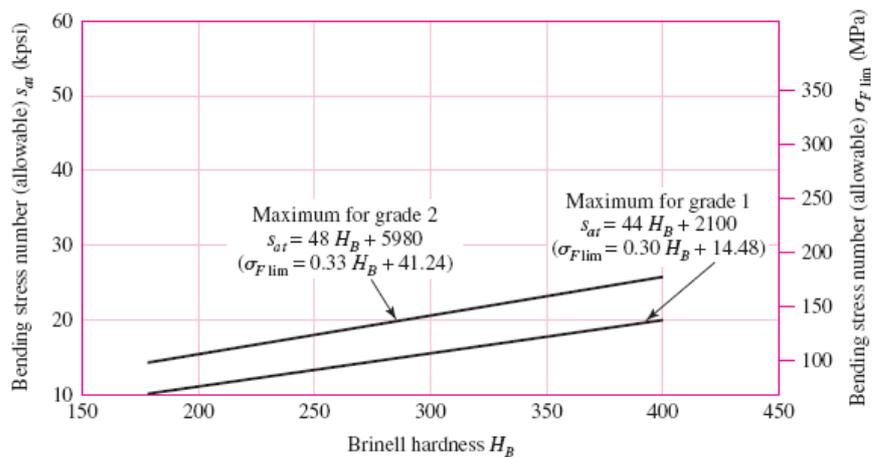
Donde:

$$R = 0.99$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_Z = 1$ .

### Número de esfuerzo de flexión (permisible) $\sigma_{FPlim}$

El número de esfuerzo de flexión permisible se presenta en la siguiente figura.



**Figura 3.9.** Numero permisible de esfuerzo por flexión de engranes de acero con endurecimiento completo  $\sigma_{FPlim}$ .

Y se calcula mediante la siguiente ecuación para un endurecimiento de Grado 2:

$$\sigma_{FPlim} = 0.33 * HB + 41.24 MPa \quad (3.19)$$

Dónde:

$$HB = 310 \text{ Dureza Brinell}$$

En el diseño del piñón se va utilizar un acero AISI 4140.

Las propiedades esfuerzo deformación están en la siguiente tabla:

**Tabla 3.6.** Propiedades esfuerzo deformación.

Grade (a)	Orientation (e)	Description (f)	Hardness HB	Tensile Strength $S_{ut}$		Reduction in Area %	True Strain at Fracture $\epsilon_f$	Modulus of Elasticity E		Fatigue Strength Coefficient $\sigma'_f$		Fatigue Strength Exponent b	Fatigue Ductility Coefficient $\epsilon'_f$	Fatigue Ductility Exponent c
				MPa	ksi			GPa	$10^6$ psi	MPa	ksi			
4140	L	Q&T, DAT	310	1075	156	60	0.69	200	29.2	1825	265	-0.08	1.2	-0.59

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Para el presente diseño se utilizara un  $\sigma_{FPlim} = 143.54$  MPa.

### Factor de seguridad por flexión

$$n_f = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} = \frac{143.54}{89.76} = 1.6 \quad (3.20)$$

dónde:

$n_f =$  Número de seguridad por flexión

### 3.1.1.2.2. DESGASTE DEL PIÑÓN CÓNICO RECTO

El modo de falla es la fatiga de la superficie de los dientes bajo la influencia de contacto entre los engranes que se enlazan.

(Ver figura 3.6).

### ESFUERZO DE CONTACTO CALCULADO

El esfuerzo de contacto está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_H = Z_E \left( \frac{1000 * W_t}{b * d * Z_l} * K_A * K_v * K_{H\beta} * Z_x * Z_{xc} \right)^{1/2} \quad (3.21)$$

dónde:

$\sigma_H =$  Número de esfuerzo de contacto calculado ( $N / mm^2$ )

$K_A =$  Factor de sobrecarga

$K_v =$  Factor dinámico

$Z_E =$  Coeficiente elástico ( $N / mm^2$ )<sup>0.5</sup>

$Z_x =$  Factor de tamaño de resistencia a la picadura

$K_{H\beta} =$  Factor de distribución de carga

$Z_{xc} =$  Factor de coronamiento de resistencia a la picadura

$Z_l =$  Factor geométrico de resistencia a la picadura

### **Factores de la ecuación AGMA.**

#### **Coefficiente elástico de resistencia a la picadura $Z_E$**

Este factor depende de las propiedades del material.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi * \left[ \frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]}} \quad (3.22)$$

dónde:

$E_1 =$  Modulo de elasticidad del piñón (207GPa)

$E_2 =$  Modulo de elasticidad del engrane (207GPa)

$Z_E =$  Coeficiente elástico  $190\sqrt{N/mm^2}$

#### **Factor de tamaño por resistencia a la picadura $Z_x$**

El factor de tamaño que se recomienda es igual o menor a 1, porque no son dientes grandes o tienen un ancho de cara mayor a 114.3 mm, para determinar el valor se aplica la siguiente ecuación:

$$Z_x = 0.00492 * b + 0.4375 \quad b = 22.6mm \quad (3.23)$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_x = 0.548$

#### **Factor de coronamiento por picadura $Z_{xc}$**

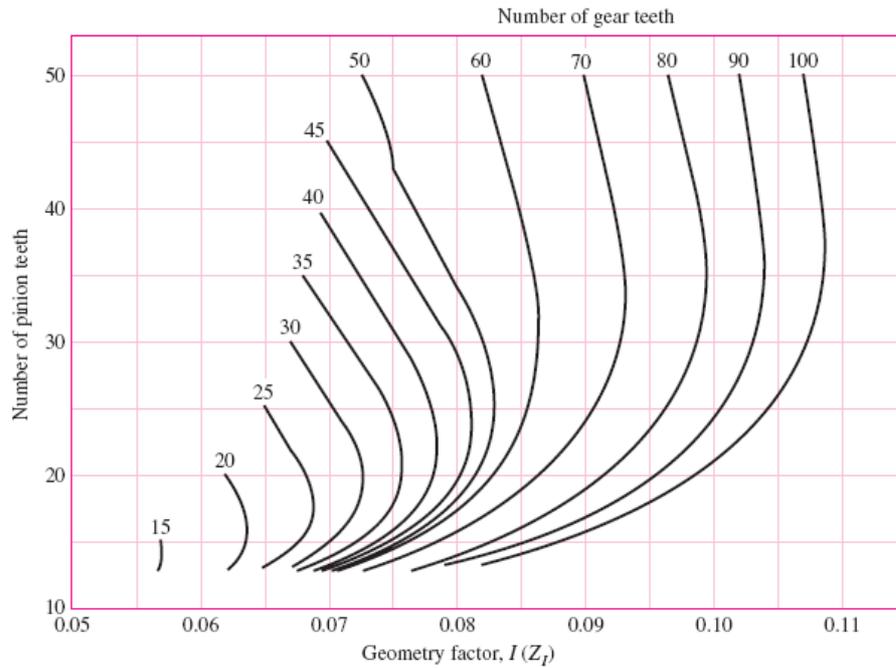
La mayoría de dientes de los engranes cónicos se coronan en la dirección longitudinal durante su fabricación esto permite la deflexión de los montajes.

Dientes coronados en forma adecuada

$$Z_{xc} = 1.5 \quad (3.24)$$

#### **Factor geométrico de resistencia a la picadura $Z_I$**

En la siguiente figura se muestra el factor geométrico  $Z_I$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un ángulo de eje de  $90^\circ$



**Figura 3.10.** Factor de contacto  $Z_I$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un ángulo de eje de  $90^\circ$ .

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_I = 0.074$

## ESFUERZO DE CONTACTO PERMISIBLE

El esfuerzo de contacto permisible está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} * Z_{NT} * Z_W}{S_H * K_\theta * Z_z} \quad (3.25)$$

dónde:

$\sigma_{HP}$  = Número de esfuerzo de contacto permisible ( $N / mm^2$ )

$Z_{NT}$  = Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura

$Z_W$  = Factor de relación de dureza

$\sigma_{H \text{ lim}}$  = Numero de esfuerzo de contacto (permisible) ( $N / mm^2$ )

$S_H$  = Factor de seguridad por contacto

$K_\theta$  = Factor de temperatura

$Z_z$  = Factor de confiabilidad por picadura

### **Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura $Z_{NT}$**

El propósito de este factor es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean de  $10^7$  ciclos.

$$Z_{NT} = 3.4822 * n_L^{-0.0602} \quad (3.26)$$

Donde:

$$n_L = 10^7 \text{ ciclos en forma General}$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_{NT} = 1.3196$

### **Factor de relación de dureza $Z_w$**

La relación de endurecimiento se da cuando un piñón tiene una dureza mayor que la del engrane.

$$Z_w = \frac{H_{BP}}{H_{BE}} = 1 \quad (3.27)$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_w = 1$ , porque el piñón y el engrane están hechos del mismo material

### **Factor de seguridad por contacto $S_H$**

Este factor de seguridad es un ajuste a la resistencia, no a las cargas, y en consecuencia no se puede utilizar para evaluar sino para comparar con el factor de seguridad por flexión.

Para el presente diseño se utilizara un  $S_H = 1$ .

### **Factor de confiabilidad por picadura $Z_z$**

Este factor toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material, la AGMA se basa en una confiabilidad del 99% (Ver tabla 3.5.)

La ecuación de interpolación logarítmica está dada por:

$$Z_z = \sqrt{0.50 - 0.25 * \log(1 - R)} \quad (3.28)$$

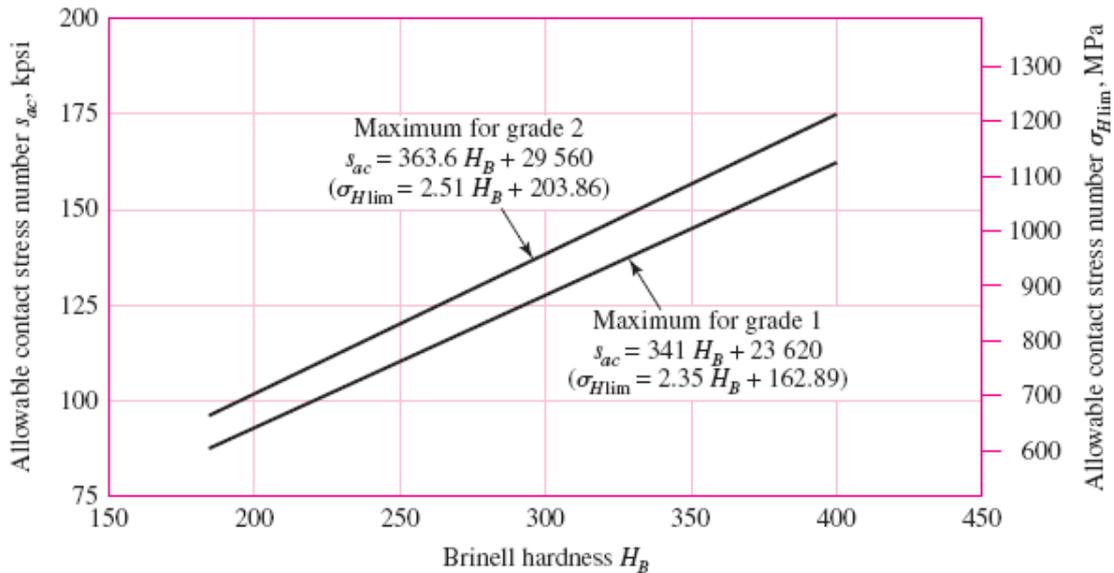
Dónde:

$$R = 0.99$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_z = 1$ .

### Número de esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{HPlim}$

El número de esfuerzo de contacto permisible se presenta en la siguiente figura.



**Figura 3.11.** Numero permisible de esfuerzo por contacto de engranes de acero con endurecimiento completo  $\sigma_{Hlim}$ .

Y se calcula mediante la siguiente ecuación para un endurecimiento de Grado 2:

$$\sigma_{HPlim} = 2.51 * HB + 203.86 \text{ MPa} \quad (3.29)$$

Dónde:

$$HB = 310 \text{ Dureza Brinell}$$

En el diseño del piñón se va utilizar un acero AISI 4140.

Las propiedades esfuerzo deformación están en la tabla 3.6.

Para el presente diseño se utilizara un  $\sigma_{HPlim} = 981.96 \text{ MPa}$ .

### Factor de seguridad por contacto

$$n_c = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} = \frac{1295.79}{1104.48} = 1.17 \quad (3.30)$$

dónde:

$n_c = \text{Número de seguridad por contacto}$

### 3.1.1.3. DISEÑO DEL ENGRANE CÓNICO RECTO

En el diseño de los engranes cónicos rectos, primero se debe determinar la carga tangencial o transmitida que ocurrirá si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto medio del diente.

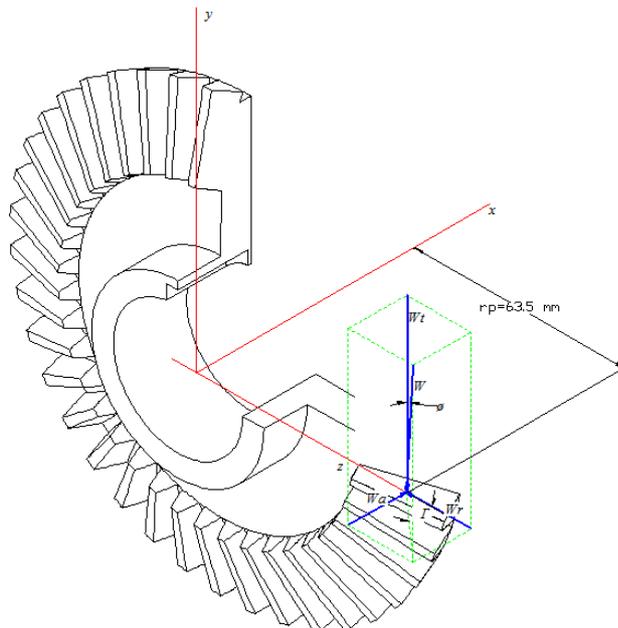
En el presente diseño se va a utilizar una carga transmitida, para la cual aplicamos la ecuación 3.6 y 3.7.

dándonos como resultado:

$$T = 54 \text{ KN} * \text{mm} \quad y$$

$$W_t = 2.26 \text{ KN}$$

Para el análisis de fuerzas en el diente del engrane, nos ayudaremos de la siguiente figura:



**Figura 3.12.** Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane cónico.

La fuerza resultante  $W$  tiene 3 componentes: una fuerza tangencial  $W_t$ , una fuerza radial  $W_r$ , y una fuerza axial  $W_a$ .

$$\begin{aligned} W_r &= W_t * \tan \phi * \cos \Gamma \\ W_a &= W_t * \tan \phi * \text{sen } \Gamma \end{aligned} \quad (3.31)$$

Con el ángulo de presión  $\emptyset$  de  $20^\circ$ , la fuerza radial y axial son las siguientes:

$$W_r = 0.288 \text{ KN} \qquad W_a = 0.77 \text{ KN}$$

### 3.1.1.3.1. FLEXIÓN DEL ENGRANE CÓNICO RECTO

La fuerza tangencial, genera un momento de flexión en los dientes del engrane. La tensión por flexión resultante es máxima en la base de los dientes en el chaflán que une al perfil evolvente con la parte inferior del espacio entre dientes (Ver figura 3.6).

### ESFUERZO DE FLEXIÓN CALCULADO

El esfuerzo de flexión está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{1000 * W_t}{b} * \frac{K_A * K_v}{m_{Get}} * \frac{Y_x * K_{H\beta}}{Y_\beta * Y_J} \quad (3.32)$$

dónde:

$\sigma_F$  = Número de esfuerzo de flexión calculado ( $N / mm^2$ )

$K_A$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m_{Get}$  = Modulo transversal exterior del engrane (mm)

$Y_x$  = Factor de tamaño de resistencia a la flexión

$K_{H\beta}$  = Factor de distribución de carga

$Y_\beta$  = Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

$Y_J$  = Factor geométrico de resistencia a la flexión

## Factores de la ecuación AGMA.

### Factor de sobrecarga $K_A$

Para el presente diseño se utilizara un  $K_A = 1.25$ , como es un impacto ligero-impacto medio (Ver tabla 3.3).

### Factor dinámico $K_v$

Para el presente diseño se utilizara un  $K_v = 1.052$

### Factor de tamaño por flexión $Y_x$

El factor de tamaño que se recomienda es igual o menor a 1, porque no son dientes grandes o tiene un módulo mayor a 5, para determinar el valor se aplica la siguiente ecuación:

$$Y_x = 0.4867 + 0.008339 * m_{Get} \quad m_{Get} = 3.66 \text{ mm} \quad (3.33)$$

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_x = 0.517$

### Factor de distribución de carga $K_{H\beta}$

Para el presente diseño se utilizara un  $K_{H\beta} = 1.252$

### Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión $Y_\beta$

Para engranes cónicos rectos

$$Y_\beta = 1$$

### Factor geométrico de resistencia a la flexión $Y_J$

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_J = 0.182$

## ESFUERZO DE FLEXIÓN PERMISIBLE

El esfuerzo de flexión permisible está dado por la ecuación 3.16.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FP\lim} * Y_{NT}}{S_F * K_\theta * Y_z}$$

dónde:

$\sigma_{FP}$  = Número de esfuerzo de flexión permisible ( $N/mm^2$ )

$Y_{NT}$  = Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión

$\sigma_{FP\lim}$  = Numero de esfuerzo de flexión (permisible) ( $N/mm^2$ )

$S_F$  = Factor de seguridad por flexión

$K_\theta$  = Factor de temperatura

$Y_z$  = Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión

### Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión $Y_{NT}$

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_{NT} = 1.032$  para un  $n_L = 0.375 * 10^6$

### Factor de seguridad por flexión $S_F$

Para el presente diseño se utilizara un  $S_F = 1$ .

### Factor de temperatura $K_\theta$

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de  $120^\circ\text{C}$ , se emplea un  $K_\theta = 1$

### Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión $Y_z$

Para el presente diseño se utilizara un  $Y_z = 1$ .

### Número de esfuerzo de flexión (permisible) $\sigma_{FP\lim}$

Para el presente diseño se utilizara un  $\sigma_{FP\lim} = 143.54$  MPa.

### Factor de seguridad por flexión

De acuerdo a la ecuación 3.20. el factor de seguridad por flexión es:

$$n_f = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} = \frac{148.13}{127.78} = 1.16$$

dónde:

$n_f = \text{Número de seguridad por flexión}$

### 3.1.1.3.2. DESGASTE DEL ENGRANE CÓNICO RECTO

El modo de falla es la fatiga de la superficie de los dientes bajo la influencia de contacto entre los engranes que se enlazan.

(Ver figura 3.6).

### ESFUERZO DE CONTACTO CALCULADO

El esfuerzo de contacto está dado por la ecuación 3.21

$$\sigma_H = Z_E \left( \frac{1000 * W_t}{b * d * Z_l} * K_A * K_v * K_{H\beta} * Z_x * Z_{xc} \right)^{1/2}$$

dónde:

$\sigma_H = \text{Número de esfuerzo de contacto calculado } (N / mm^2)$

$K_A = \text{Factor de sobrecarga}$

$K_v = \text{Factor dinámico}$

$Z_E = \text{Coeficiente elástico } (N / mm^2)^{0.5}$

$Z_x = \text{Factor de tamaño de resistencia a la picadura}$

$K_{H\beta} = \text{Factor de distribución de carga}$

$Z_{xc} = \text{Factor de coronamiento de resistencia a la picadura}$

$Z_l = \text{Factor geométrico de resistencia a la picadura}$

### Factores de la ecuación AGMA.

#### Coeficiente elástico de resistencia a la picadura $Z_E$

Este factor depende de las propiedades del material (ecuación 3.22).

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi * \left[ \frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]}}$$

dónde:

$E_1 = \text{Modulo de elasticidad del piñón } (207GPa)$

$E_2 = \text{Modulo de elasticidad del engrane } (207GPa)$

$$Z_E = \text{Coeficiente elástico } 190\sqrt{N / \text{mm}^2}$$

### **Factor de tamaño por resistencia a la picadura $Z_x$**

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_x = 0.548$

### **Factor de coronamiento por picadura $Z_{xc}$**

Dientes coronados en forma adecuada

$$Z_{xc} = 1.5$$

### **Factor geométrico de resistencia a la picadura $Z_I$**

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_I = 0.074$

### **ESFUERZO DE CONTACTO PERMISIBLE**

El esfuerzo de contacto permisible está dado por la ecuación 3.25.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} * Z_{NT} * Z_W}{S_H * K_\theta * Z_z}$$

dónde:

$\sigma_{HP}$  = Número de esfuerzo de contacto permisible ( $N / \text{mm}^2$ )

$Z_{NT}$  = Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura

$Z_W$  = Factor de relación de dureza

$\sigma_{H \text{ lim}}$  = Numero de esfuerzo de contacto (permisible) ( $N / \text{mm}^2$ )

$S_H$  = Factor de seguridad por contacto

$K_\theta$  = Factor de temperatura

$Z_z$  = Factor de confiabilidad por picadura

### **Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura $Z_{NT}$**

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_{NT} = 1.399$

### **Factor de relación de dureza $Z_W$**

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_W = 1$ , porque el piñón y el engrane están hechos del mismo material

**Factor de seguridad por contacto  $S_H$** 

Para el presente diseño se utilizara un  $S_H = 1$ .

**Factor de confiabilidad por picadura  $Z_Z$** 

Para el presente diseño se utilizara un  $Z_Z = 1$ .

**Número de esfuerzo de contacto permisible  $\sigma_{HPlim}$** 

Para el presente diseño se utilizara un  $\sigma_{HPlim} = 981.96$  MPa.

**Factor de seguridad por contacto**

El factor de seguridad por contacto está dado por la ecuación 3.30

$$n_c = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} = \frac{1373.76}{721} = 1.9$$

dónde:

$$n_c = \text{Número de seguridad por contacto}$$

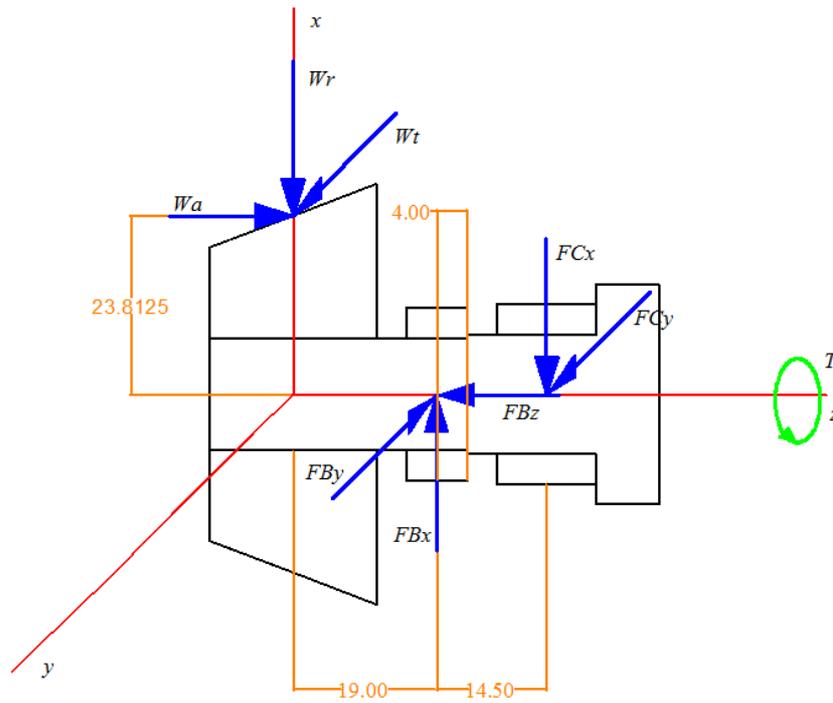
**3.1.2. DISEÑO DE LOS EJES DE LOS SISTEMAS**

El diseño de ejes se realiza en ubicaciones donde el esfuerzo es crítico, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, en donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo.

**3.1.2.1. DISEÑO DEL EJE DEL PRIMER SISTEMA**

Con las reacciones obtenidas en el piñón cónico recto, procedemos a realizar el diagrama de cuerpo libre en el eje al que denominaremos primer sistema.

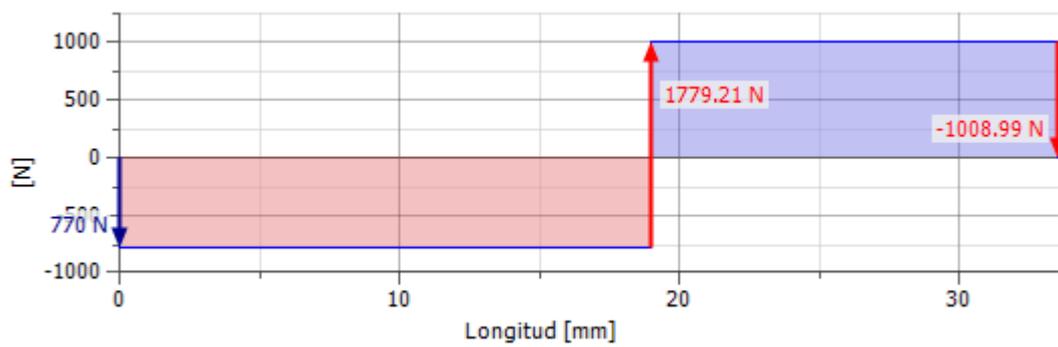
Para lo cual nos apoyaremos en el programa inventor.



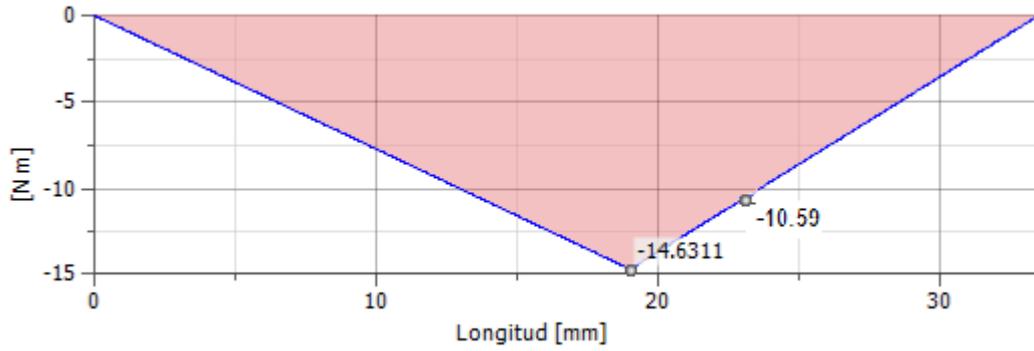
**Figura 3.13.** Fuerzas que actúan en el eje del sistema 1.

De acuerdo a la figura 3.13. los *planos de corte x-z* y *y-z* son:

Plano x-z.

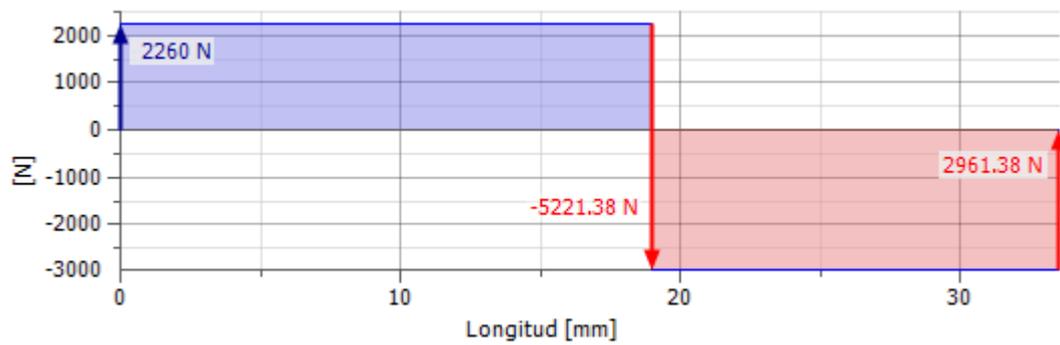


**Figura 3.14.** Diagrama de fuerzas.

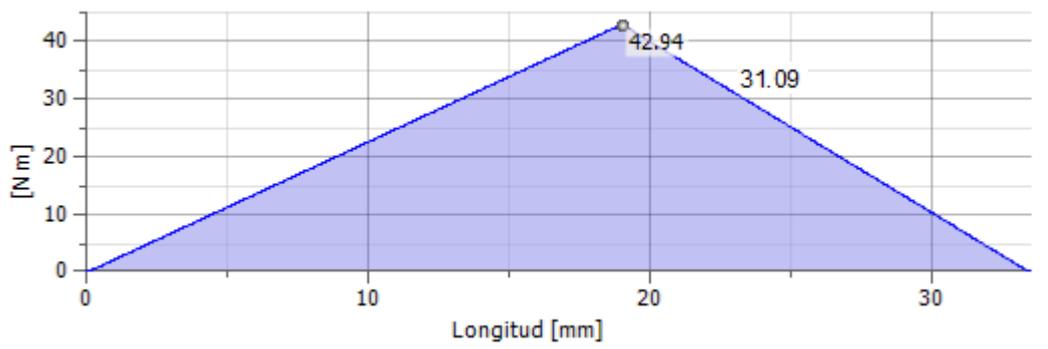


**Figura 3.15.** Diagrama de Momentos.

Plano y-z.



**Figura 3.16.** Diagrama de Fuerzas.



**Figura 3.17.** Diagrama de Momentos.

Las reacciones para el punto B son:

$$F_B^x = 1.799 \text{ KN}$$

$$F_b^y = -5.221 \text{ KN}$$

$$F_C^z = -0.288 \text{ KN}$$

Y las reacciones del punto C son:

$$F_C^x = -1.008 \text{ KN} \quad F_C^y = 2.961 \text{ KN}$$

El momento alternante critico es:

$$M_a = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (3.34)$$

Donde  $Ma=32.84 \text{ KN*mm}$

Y el torsor es

$$T_m = W_t * rp \quad (3.35)$$

Donde  $Tm=53.81 \text{ KN*mm}$

### **Límite de resistencia a la fluencia**

Para los límites de resistencia a la fluencia

$$S_y = 648 \text{ MPa} \quad (3.36)$$

Dónde

$S_y = \text{Límite de resistencia a fluencia}$

$S_{ut} = \text{Resistencia a la tensión mínima (848MPa)}$

### **Especificación del acero**

Se eligió un acero tratado térmicamente AISI 1030.

**Tabla 3.7.** Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI No.	Treatment	Temperature °C (°F)	Tensile Strength MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
1030	Q&T*	205 (400)	848 (123)	648 (94)	17	47	495
	Q&T*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	Q&T*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	Q&T*	540 (1000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	Q&T*	650 (1200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalized	925 (1700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
	Annealed	870 (1600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

### Estimación de concentración de esfuerzo para la primera iteración

El proceso de análisis del esfuerzo de la fatiga depende de gran medida a las concentraciones del esfuerzo. En el caso de los hombros y los cuñeros dependen de las especificaciones del tamaño.

Es posible estimar los factores de concentración del esfuerzo para el diseño inicial del eje.

De acuerdo a la siguiente tabla:

**Tabla 3.8.** Estimación de la primera iteración de los factores de concentración de esfuerzo.

	Bending	Torsional	Axial
Shoulder fillet—sharp ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Shoulder fillet—well rounded ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
End-mill keyseat ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Sled runner keyseat	1.7	—	—
Retaining ring groove	5.0	3.0	5.0

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Dónde:

$k_t =$  Estimación de concentración de esfuerzo a flexión (1.7)

$k_{ts} =$  Estimación de concentración de esfuerzo a torsión (1.5)

### Primera estimación del diámetro

Para la primera estimación se va a tomar en cuenta los esfuerzos fluctuantes debido a torsión y flexión, cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, están dados por:

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{32 * k_t * M_a}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * k_{ts} * T_a}{\pi * d^3}\right)^2} \\ \sigma'_m &= \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{32 * k_t * M_m}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * k_{ts} * T_m}{\pi * d^3}\right)^2}\end{aligned}\tag{3.37}$$

dónde:

$\sigma'_a =$  Esfuerzo alternante equivalente

$\sigma'_m =$  Esfuerzo medio equivalente

$\sigma_a =$  Esfuerzo fluctuante alternante debido a flexión

$\sigma_m =$  Esfuerzo fluctuante medio debido a flexión

$\tau_a =$  Esfuerzo fluctuante alternante debido a torsión

$\tau_m =$  Esfuerzo fluctuante medio debido a torsión

$M_a =$  Momento flexionante alternante

$M_m =$  Momento flexionante medio

$T_a =$  Par de torsión alternante

$T_m =$  Par de torsión medio

Estos esfuerzos medios y alternantes pueden evaluarse la fluencia.

Criterio de falla a la fluencia

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{\max}} \quad n \geq 1 \quad (3.38)$$

dónde:

$$n = \text{Factor de seguridad}$$

despejando el diámetro de la ecuación 3.39 , donde  $M_m=T_a=0$ , dándonos un  $d=14\text{mm}$

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left( \frac{2 * k_f * M_a}{S_e} + \frac{[3 * (k_{fs} * T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad (3.39)$$

### **Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (flexión)**

Es un factor de concentración de esfuerzo reducido de kt.

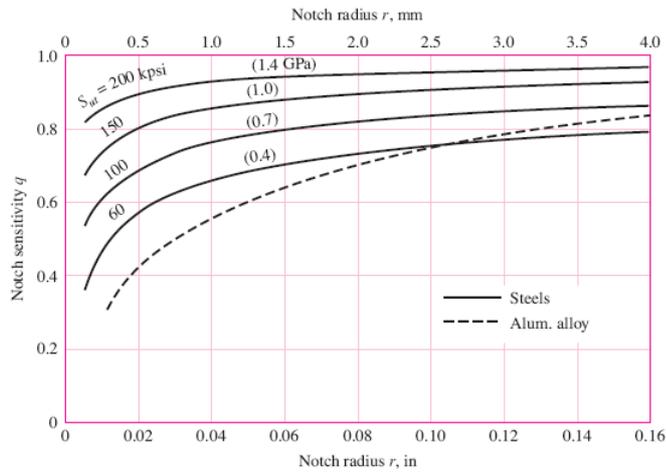
$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (3.40)$$

dónde:

$$k_f = \text{Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (flexión)}$$

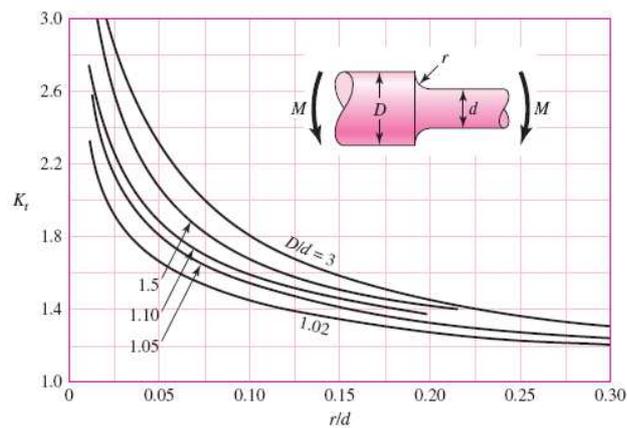
$$q = \text{Sensibilidad a la muesca}$$

de acuerdo a la siguiente grafica la sensibilidad a la muesca es igual a 0.82 con un  $S_{ut}=848$  y  $r=2\text{mm}$ .



**Figura 3.18.** Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a flexión inversa.

En la siguiente gráfica se muestra que  $K_t=2.2$  con un  $r/d=0.02$  y  $D/d=1.06$



**Figura 3.19.** Eje redondo con filete en el hombro en flexión.

Para el presente diseño se utilizara un  $k_f=1.984$

**Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (torsión)**

Es un factor de concentración de esfuerzo reducido de kts.

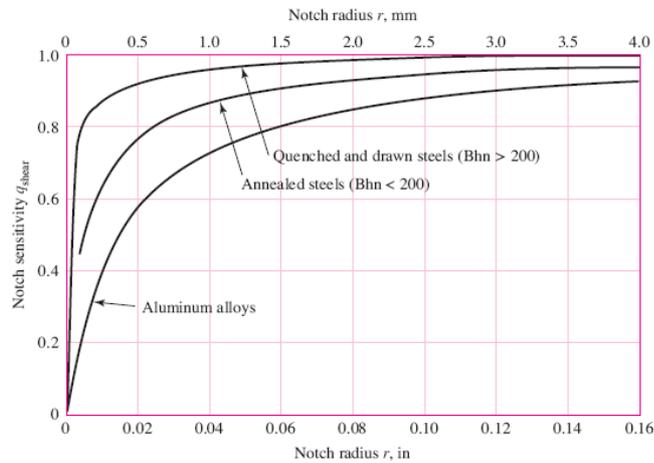
$$k_{fs} = 1 + q_{cor \tan te} * (k_{ts} - 1) \tag{3.41}$$

dónde:

$k_{fs}$  = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (torsión)

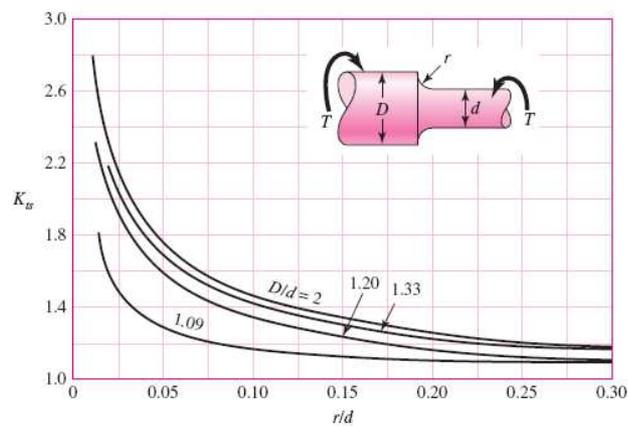
$$q_{cor\ tan\ te} = \text{Sensibilidad a la muesca a cortante}$$

de acuerdo a la siguiente grafica la sensibilidad a la muesca es igual a 0.92 con un  $S_{ut}=848$  y  $r=2\text{mm}$ .



**Figura 3.20.** Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a torsión inversa.

En la siguiente grafica se muestra que  $K_{ts}=1.5$  con un  $r/d=0.02$  y  $D/d=1.06$



**Figura 3.21.** Eje redondo con filete en el hombro en torsión.

Para el presente diseño se utilizara un  $k_{fs}=1.46$

### Esfuerzos de Von Mises

Los esfuerzos equivalentes nos sirven para calcular el factor de seguridad según la teoría de Goodman

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * k_{fs} * T_a}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{32 * k_f * M_m}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * k_{fs} * T_m}{\pi * d^3}\right)^2}$$

(3.42)

dónde:

$k_f =$  Esfuerzo alternante equivalente

$k_{fs} =$  Esfuerzo medio equivalente

Resolviendo las ecuaciones anteriores tenemos que:

$$\sigma'_a = 196.63 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = 205.33 \text{ Mpa}$$

### Factor de seguridad a la fluencia

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{\max}}$$

(3.43)

Donde n es igual a 2.76.

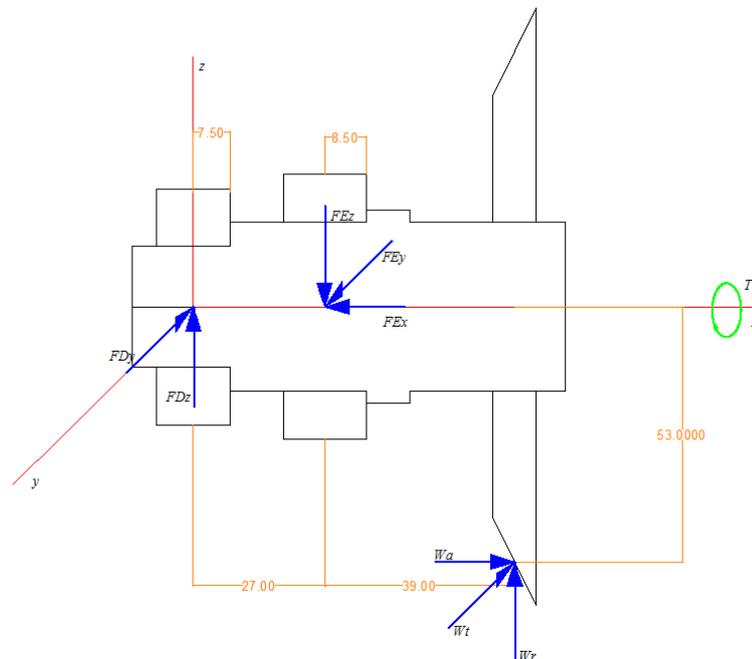
Número	1	2	3	4
Diámetros (mm)	15	16	17	30

**Tabla 3.9.** Diámetros para el primer eje.

### 3.1.2.2. DISEÑO DEL EJE DEL SEGUNDO SISTEMA

Con las reacciones obtenidas en el engrane cónico recto, procedemos a realizar el diagrama de cuerpo libre en el eje al que denominaremos segundo sistema.

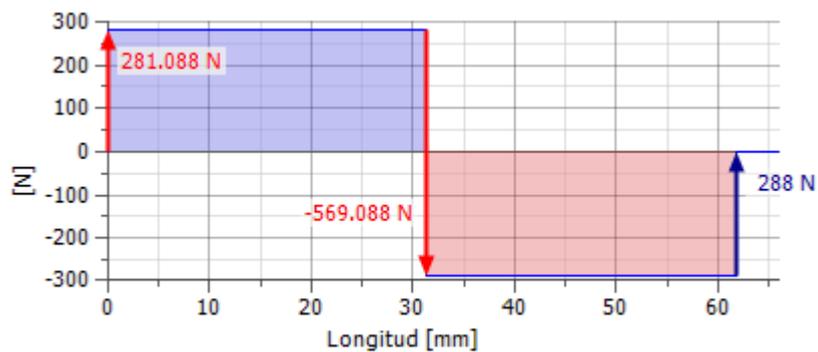
Para lo cual nos apoyaremos en el programa inventor.



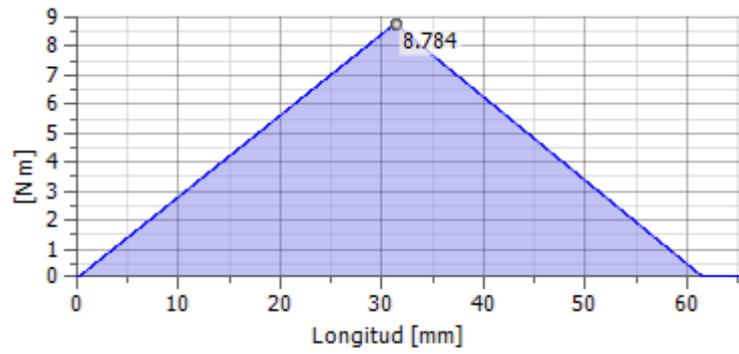
**Figura 3.22.** Fuerzas que actúan en el eje del sistema 2.

De acuerdo a la figura 3.23. los planos de corte x-z y x-y son:

Plano x-z.

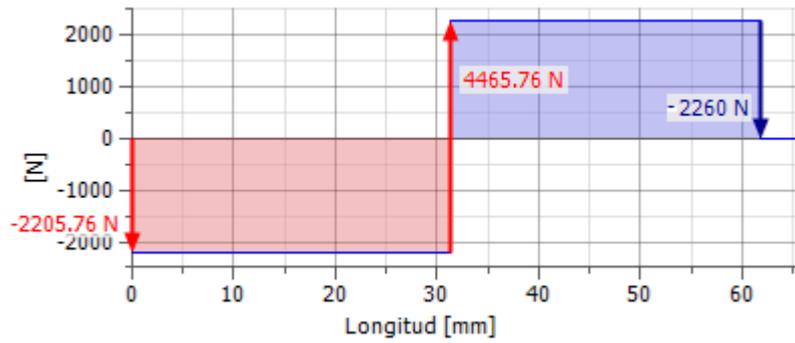


**Figura 3.23.** Diagrama de fuerzas.

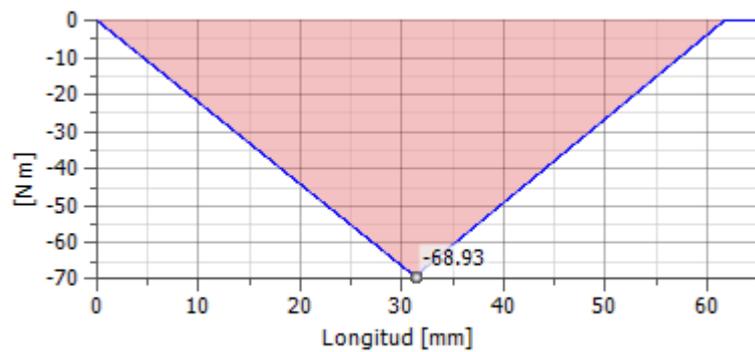


**Figura 3.24.** Diagrama de Momentos.

Plano x-y.



**Figura 3.25.** Diagrama de Fuerzas.



**Figura 3.26.** Diagrama de Momentos.

Las reacciones para el punto D son:

$$F_D^y = -2.205 \text{ KN}$$

$$F_D^z = -0.281 \text{ KN}$$

Y las reacciones del punto E son:

$$F_E^x = -0.77 \text{ KN}$$

$$F_E^y = 4.465 \text{ KN}$$

$$F_E^z = -0.569 \text{ KN}$$

El momento alternante crítico es:

$$M_a = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

Dónde  $M_a = 50.12 \text{ KN*mm}$

Y el torsor es

$$T_m = W_t * rp$$

Dónde  $T_m = 119.78 \text{ KN*mm}$

### **Límite de resistencia a la fluencia**

De la tabla 3-10 el límite de resistencia a la fluencia es:

$$S_y = 440 \text{ MPa} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

Dónde

$$S_y = \text{Límite de resistencia a la fluencia}$$

$$S_{ut} = \text{Resistencia a la tensión mínima (520MPa)}$$

### **Especificación del acero**

Se eligió un acero estirado en frío, AISI 1030.

**Tabla 3.10.** Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Processing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

### Estimación de concentración de esfuerzo para la primera iteración

Los factores de concentración de esfuerzo son:

$$k_t = \text{Estimación de concentración de esfuerzo a flexión (1.7)}$$

$$k_{ts} = \text{Estimación de concentración de esfuerzo a torsión (1.5)}$$

### Primera estimación del diámetro

De la ecuación 3.42, los esfuerzos equivalentes son:

$$\sigma'_a = \text{Esfuerzo alternante equivalente (39.53MPa)}$$

$$\sigma'_m = \text{Esfuerzo medio equivalente (72.2MPa)}$$

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left( \frac{2 * k_f * M_a}{S_e} + \frac{[3 * (k_{fs} * T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

### Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (flexión)

De la ecuación 3.40, el factor de concentración de esfuerzo reducido de kt es:

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

de acuerdo al grafica 3.18, la sensibilidad a la muesca es igual a 0.76 con un Sut=848 y r=2mm.

En la gráfica 3.19 se muestra que Kt=2.1 con un r/d=0.03 y D/d=1.14

Para el presente diseño se utilizara un  $k_f = 1.836$

### Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (torsión)

De la ecuación 3.41, el factor de concentración de esfuerzo reducido de kt es:

$$k_{fs} = 1 + q_{cor \ tan \ te} * (k_{ts} - 1)$$

De acuerdo a la figura 3.20, la sensibilidad a la muesca es igual a 0.98 con un Sut=520 y r=2mm.

En la figura 3.21, se muestra que Kts=1.6 con un r/d=0.03 y D/d=1.14

Para el presente diseño se utilizara un  $k_{fs}=1.588$

### Esfuerzos de Von Mises

Los esfuerzos equivalentes nos sirven para calcular el factor de seguridad según la resistencia a la fluencia

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * k_{fs} * T_a}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{32 * k_f * M_m}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * k_{fs} * T_m}{\pi * d^3}\right)^2}$$

donde:

$$k_f = \text{Esfuerzo alternante equivalente}$$

$$k_{fs} = \text{Esfuerzo medio equivalente}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores tenemos que:

$$\sigma'_a = 21.861 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = 39.13 \text{ Mpa}$$

### Factor de seguridad a la fluencia

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{\max}}$$

Donde n es igual a 9,81.

Número	1	2	3	4
Diámetros (mm)	25	35	40	38

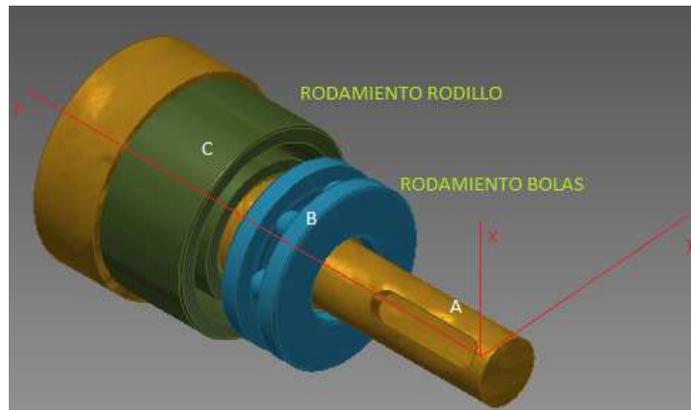
**Tabla 3.11.** Diámetros para el segundo eje.

### 3.1.3. ELECCIÓN DE LOS COJINETES DE LA SUJECIÓN DE LA TERRAJA.

La elección de rodamientos depende de la geometría del eje, y las cargas que está soportando el eje.

#### **Elección de cojinetes del primer sistema.**

El primer sistema es donde se encuentra el eje que soporta el piñón.



**Figura 3.27.** Elección de rodamientos del primer sistema.

Se eligió un rodamiento de bolas en el punto B, ya que está soportando 3 tipos de cargas que son: radial, axial y tangencial.

Se eligió un rodamiento de rodillos en el punto C, ya que está soportando 2 tipos de cargas que son: radial y tangencial.

### Elección de rodamiento en el punto B.

Las reacciones en el punto B son:

$$F_B^x = 1.799 \text{ KN} \qquad F_B^y = -5.221 \text{ KN} \qquad F_C^z = -0.288 \text{ KN}$$

Con las fuerzas FBx y FBy se puede obtener la carga radial

$$F_B^r = \sqrt{(F_B^x)^2 + (F_B^y)^2} \qquad (3.44)$$

Donde:

$$F_B^r = \text{Fuerza radial en el punto B (5.522KN)}$$

Y la fuerza axial es igual a:

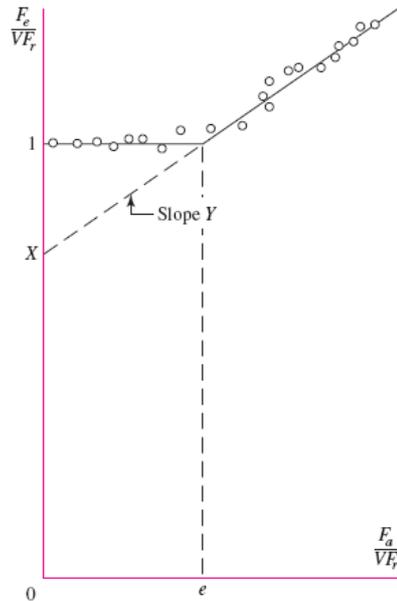
$$F_B^a = |F_B^z|$$

Dónde:

$$F_B^a = \text{Fuerza axial en el punto B (0.288KN)}$$

Como este rodamiento es de cargas combinadas se define un factor V=1 cuando el anillo interior gira.

De acuerdo a la siguiente figura se puede encontrar la relación del grupo adimensional de las cargas.



**Figura 3.28.** Relación del grupo adimensional.

Dónde la ecuación de la gráfica es igual a:

$$\frac{F_e}{V * F_r} = 1 \quad \frac{F_a}{V * F_r} \leq e \quad (3.45)$$

Dónde:

$F_e =$  Carga radial equivalente

Despejando  $F_e$  de la ecuación 3.45.

$$F_e = 5.52 \text{ KN}$$

**Relación carga-vida-confiabilidad.**

$$C_{10} = F_D * \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) * (1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a_b} \quad (3.46)$$

Dónde:

$C_{10} =$  Clasificación catálogo (KN)

$x_0 =$  Parámetro Weibull (0.02)

$(\theta - x_0) = \text{Parámetro Weibull (4.439)}$

$b = \text{Parámetro Weibull (1.483)}$

$x_D = \text{Relación adimensional deseada-nominal}$

$R_D = \text{Confiabilidad (0.90)}$

$a_b = 3 \text{ para cojinetes de bolas}$

La ecuación para  $X_D$  es igual a:

$$X_D = \frac{60 * L_D * n_D}{60 * L_R * n_R} \quad (3.47)$$

Dónde:

$L_D = \text{Vida deseada (500 horas)}$

$n_D = \text{Velocidad deseada (30rpm)}$

$L_R = \text{Vida nominal en horas(horas)}$

$n_R = \text{Velocidad nominal (rpm)}$

La vida deseada se encuentra en la siguiente tabla:

**Tabla 3.12.** Recomendaciones de vida de cojinetes para varias clases de máquinas.

Type of Application	Life, kh
Instruments and apparatus for infrequent use	Up to 0.5
Aircraft engines	0.5-2
Machines for short or intermittent operation where service interruption is of minor importance	4-8
Machines for intermittent service where reliable operation is of great importance	8-14
Machines for 8-h service that are not always fully utilized	14-20
Machines for 8-h service that are fully utilized	20-30
Machines for continuous 24h service	50-60
Machines for continuous 24h service where reliability is of extreme importance	100-200

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Donde  $X_D=0.9$

Para la clasificación de catálogo C10=5.10 KN,

De acuerdo a la siguiente tabla podemos determinar el rodamiento adecuado.

**Tabla 3.13. Rodamientos rígidos de bolas NTN.**

Dimensiones principales	Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos								
	dinámica		estática			f <sub>o</sub>	r.p.m.		tipo abierto	con tapas	con sello de contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto					
	d	D	B	r <sub>ms</sub>			C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>						grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU	
	mm		r <sub>ms</sub> min	kN	kgf													
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU	

Fuente: [www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4](http://www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4)

En la tabla anterior escogemos un rodamiento (15\*32\*8mm), donde C10 es igual a 5.6

Dándonos un factor de seguridad de

$$n_R = \frac{5.60}{5.10} = 1.10$$

### Elección de rodamiento en el punto C.

Las reacciones en el punto C son:

$$F_C^x = -1.008 \text{ KN} \quad F_C^y = 2.961 \text{ KN} \quad \text{Con las fuerzas } F_C^x \text{ y } F_C^y \text{ se}$$

puede obtener la carga radial

$$F_C^r = \sqrt{(F_C^x)^2 + (F_C^y)^2} \quad (3.48)$$

Dónde:

$$F_C^r = \text{Fuerza radial en el punto C (3.12KN)}$$

### Relación carga-vida-confiabilidad.

$$C_{10} = F_D * \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) * (1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a_r} \quad (3.49)$$

Dónde:

$C_{10} = \text{Clasificación catálogo (KN)}$

$x_0 = \text{Parámetro Weibull (0.02)}$

$(\theta - x_0) = \text{Parámetro Weibull (4.439)}$

$b = \text{Parámetro Weibull (1.483)}$

$x_D = \text{Relación adimensional deseada-nominal(0.9)}$

$R_D = \text{Confiabilidad (0.90)}$

$a_r = 10/3 \text{ para cojinetes de rodillos}$

Reemplazando valores en la ecuación 3.49, dándonos como resultado:

$$C_{10} = 3.060 \text{KN}$$

De acuerdo a la siguiente tabla podemos determinar el rodamiento adecuado.

**Tabla 3.14. Rodamientos rígidos de rodillos NTN.**

Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga	
d	D	B	rsmín	Dinámica(KN)	Estática(KN)
17	34	13	0.3	13.6	5.2

Fuente: [www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4](http://www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4)

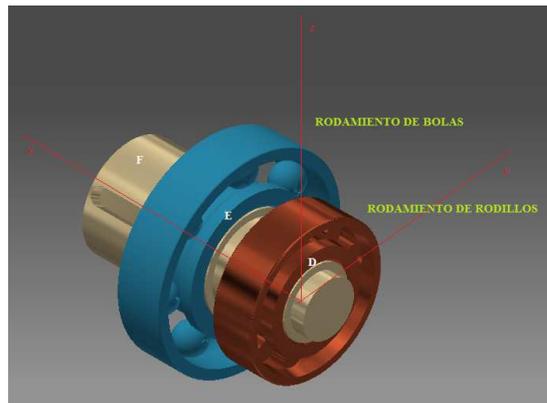
En la tabla anterior escogemos un rodamiento (17\*34\*13mm), donde C10 es igual a 13.6

Dándonos un factor de seguridad de

$$n_R = \frac{13.6}{3.06} = 4.44$$

### **Elección de cojinetes del segundo sistema.**

El segundo sistema es donde se encuentra el eje que soporta el engrane.



**Figura 3.29.** Elección de rodamientos del segundo sistema.

Se eligió un rodamiento de rodillos en el punto D, ya que está soportando 2 tipos de cargas que son: radial y tangencial.

Se eligió un rodamiento de bolas en el punto E, ya que está soportando 3 tipos de cargas que son: radial, axial y tangencial.

### **Elección de rodamiento en el punto D.**

Las reacciones para el punto D son:

$$F_D^y = -2.205 \text{ KN} \qquad F_D^z = -0.281 \text{ KN}$$

Con las fuerzas  $F_D^y$  y  $F_D^z$  se puede obtener la carga radial

$$F_D^r = \sqrt{(F_D^y)^2 + (F_D^z)^2} \qquad (3.50)$$

Dónde:

$$F_D^r = \text{Fuerza radial en el punto D (2.22KN)}$$

### **Relación carga-vida-confiabilidad.**

De la ecuación 3.49 determinamos la clasificación de catálogo

$$C_{10} = F_D * \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) * (1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a_r}$$

dándonos como resultado:

$$C_{10} = 2.17 \text{ KN}$$

De acuerdo a la siguiente tabla podemos determinar el rodamiento adecuado.

**Tabla 3.15. Rodamientos rígidos de rodillos NTN.**

Dimensiones principales					Capacidad básica de carga				Velocidades límites <sup>1)</sup>		Números de rodamientos <sup>2)</sup>			
mm					dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		tipo	tipo	tipo	tipo
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	$\gamma_{5 \text{ min}}^{(3)}$	$\gamma_{15 \text{ min}}^{(3)}$	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>or</sub></i>	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>or</sub></i>	grasa	aceite	NU	NJ	NUP	N
25	47	12	0.6	0.3	15.1	14.1	1 540	1 430	16 000	19 000	NU1005	NJ	NUP	N
	52	15	1	0.6	29.3	27.7	2 990	2 830	13 000	15 000	NU205E	NJ	NUP	—
	52	18	1	0.6	35.0	34.5	3 550	3 550	11 000	13 000	NU2205E	NJ	NUP	—
	62	17	1.1	1.1	41.5	37.5	4 250	3 800	11 000	13 000	NU305E	NJ	NUP	—
	62	24	1.1	1.1	57.0	56.0	5 800	5 700	9 700	11 000	NU2305E	NJ	NUP	—
80	21	1.5	1.5	46.5	40.0	4 750	4 050	8 500	10 000	NU405	NJ	NUP	N	

Fuente: [www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4](http://www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4)

En la tabla anterior escogemos un rodamiento (25\*52\*15mm), donde C10 es igual a 29.6

Dándonos un factor de seguridad de

$$n_R = \frac{29.6}{2.17} = 13$$

El factor de seguridad es alto debido a la geometría del eje.

### Elección de rodamiento en el punto E.

Las reacciones en el punto E son:

$$F_E^x = -0.77 \text{ KN}$$

$$F_E^y = 4.465 \text{ KN}$$

$$F_E^z = -0.569 \text{ KN}$$

Con las fuerzas FEy y FEz se puede obtener la carga radial

$$F_E^r = \sqrt{(F_E^y)^2 + (F_E^z)^2} \quad (3.51)$$

Dónde:

$$F_E^r = \text{Fuerza radial en el punto E (4.50KN)}$$

Y la fuerza axial es igual a:

$$F_E^a = |F_E^x|$$

Dónde:

$$F_E^a = \text{Fuerza axial en el punto E (0.77KN)}$$

Como este rodamiento es de cargas combinadas se define un factor  $V=1$  cuando el anillo interior gira.

Donde la ecuación 3.49 es igual a:

$$\frac{F_e}{V * F_r} = 1 \qquad \frac{F_a}{V * F_r} \leq e$$

Despejando  $F_e$  de la ecuación 3.49.

$$F_e = 4.50 \text{ KN}$$

### **Relación carga-vida-confiabilidad.**

De la ecuación 3.50 determinamos la clasificación de catálogo

$$C_{10} = F_D * \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) * (1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a_b}$$

dándonos como resultado:

$$C_{10} = 4.40 \text{ KN}$$

De acuerdo a la siguiente tabla podemos determinar el rodamiento adecuado.

**Tabla 3.16. Rodamientos rígidos de bolas NTN.**

Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos						
d	D	B	$\gamma$ (s min <sup>-1</sup> )	dinámica		estática		$f_0$	grasa		aceite		LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con	con	con
				$C_r$	$C_{or}$	$C_r$	$C_{or}$		tipo abierto	tipo abierto	r.p.m.	r.p.m.					sello de no contacto	sello de bajo torque	sello de contacto
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500	410	16.4	13 000	16 000	—	7 600	6807	ZZ	LLB	—	—	LLU
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	15.8	12 000	15 000	—	7 100	6907	ZZ	LLB	—	—	LLU
	62	9	0.3	—	11.7	8.20	1 190	835	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—	
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1 630	1 050	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2 620	1 560	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	80	21	1.5	0.5	33.5	19.1	3 400	1 950	13.1	8 800	10 000	7 300	6 000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	100	25	1.5	—	55.0	31.0	5 600	3 150	12.3	7 800	9 100	—	—	6407	—	—	—	—	

Fuente: [www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4](http://www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4)

En la tabla anterior escogemos un rodamiento (35\*72\*17mm), donde C10 es igual a 25.7

Dándonos un factor de seguridad de

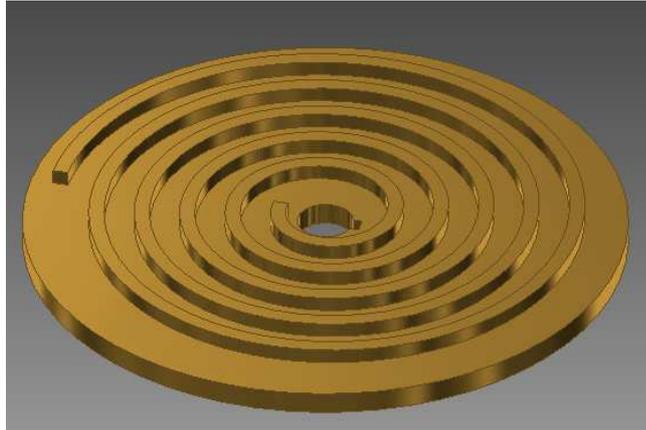
$$n_R = \frac{25.7}{4.40} = 5.8$$

### 3.1.4. DISEÑO DE OTROS COMPONENTES MECÁNICOS

#### Espiral

Entre las características principales de la espira tenemos:

- Paso igual a 12.7 mm.
- Numero de espiras 5.
- Espira cuadrangular (4x4 mm).
- Diámetro exterior de 160 mm.



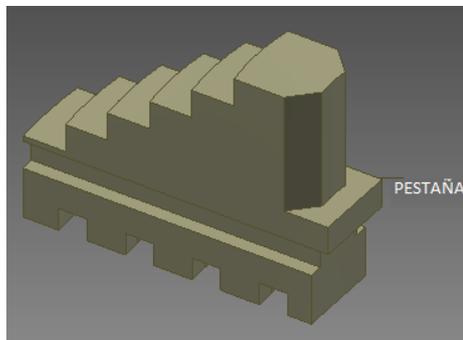
**Figura 3.30.** Disco espiral.

### **Dientes**

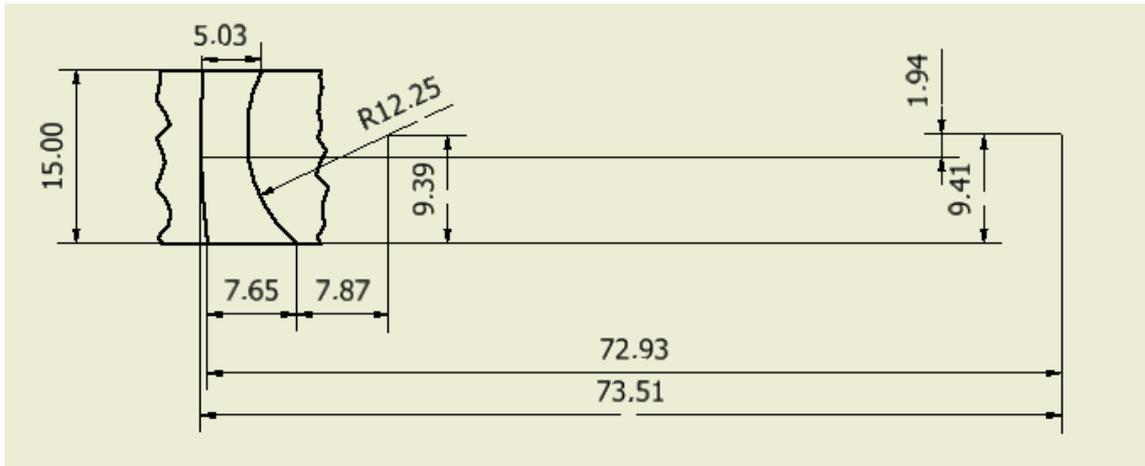
Los dientes son especiales ya que tiene una pestaña, que no permite el roce al momento de afilar, y permite el ajuste de la terraja.

Entre las características principales de los dientes tenemos:

- Paso igual a 12.7 mm.
- Tiene una pestaña de 3 mm.



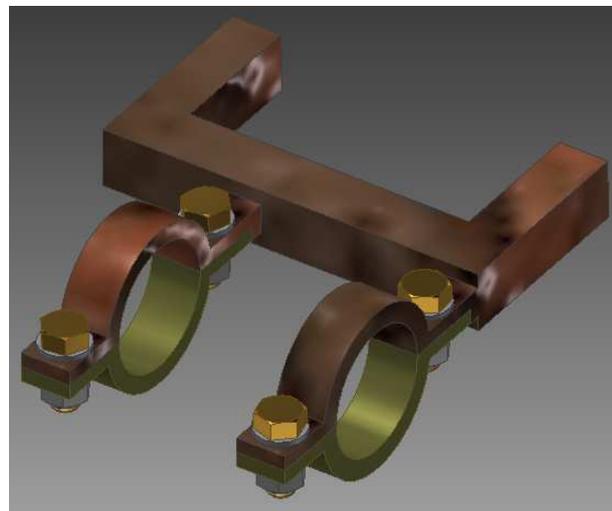
**Figura 3.31.** Diente especial.



**Figura 3.32.** Dimensiones de la pestaña inferior.

### 3.2 DISEÑO DEL ACOPLAMIENTO DE SUJECIÓN DEL MOTOR.

Este acoplamiento sirve para la sujeción del motor flexible, se va diseñar mediante juntas empernadas para lo cual realizamos su respectivo análisis.



**Figura 3.33** Acoplamiento de sujeción del motor.

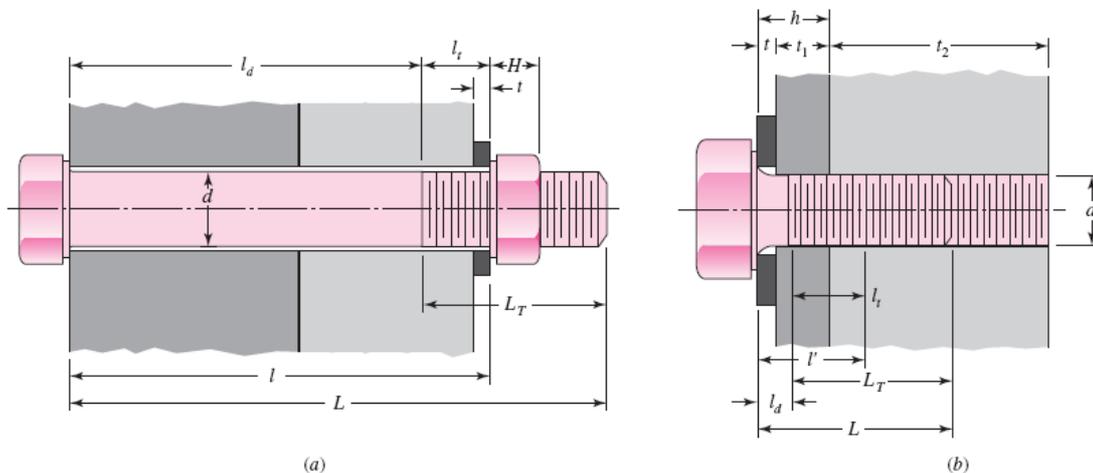
## Juntas empernadas

También denominadas uniones no permanentes, en el presente diseño se va a realizar por este método por la ventaja del montaje del mismo y por ende el desmontaje.

### Diseño por rigidez

#### Rigidez del sujetador

Cuando se realiza una conexión que se pueda desensamblar sin el empleo de métodos destructivos, y que sean capaces de resistir cargas externas a tensión, momentos, y a cortante, una buena solución es la unión atornillada simple que tenga arandelas de acero endurecido.



**Figura 3.34** Procedimiento sugerido para realizar la rigidez del sujetador.

La rigidez del sujetador se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * I_t + A_t * I_d} \quad (3.52)$$

Dónde:

$k_b$  = Rigidez del sujetador

$A_d$  = Área de la parte sin rosca ( $mm^2$ )

$A_t$  = Área de la parte roscada ( $mm^2$ )

$E$  = Modulo de elasticidad (207GPa)

$I_t$  = Longitud de la parte útil sin rosca (mm)

$$I_d = \text{Longitud de la parte roscada(mm)}$$

**Área de la parte sin rosca  $A_d$**

$$A_d = \pi * \frac{d^2}{4} \tag{3.53}$$

Dónde:

$$d = \text{diámetro del perno(5 mm)}$$

dándonos como resultado un  $A_d = 19.635\text{mm}^2$

**Área de la parte roscada  $A_r$**

De acuerdo a la siguiente tabla ingresamos con un diámetro nominal de 5 mm, dándonos un  $A_r = 14.2\text{mm}^2$

**Tabla 3.17.** Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.

Nominal Major Diameter $d$ mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch $p$ mm	Tensile-Stress Area $A_t$ $\text{mm}^2$	Minor-Diameter Area $A_r$ $\text{mm}^2$	Pitch $p$ mm	Tensile-Stress Area $A_t$ $\text{mm}^2$	Minor-Diameter Area $A_r$ $\text{mm}^2$
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

**Longitud de la parte útil sin rosca  $I_t$**

$$I_d = L - L_t \quad (3.54)$$

Dónde:

$L =$  Longitud total del perno (14mm)

$L_t =$  Longitud de la parte roscada (12mm)

dándonos como resultado un  $I_d = 2mm$

**Longitud de la parte roscada  $I_d$**

$$I_t = I - I_d \quad (3.55)$$

Donde:

$I =$  Agarre efectivo (7.4mm)

dándonos como resultado un  $I_t = 5.4mm$

Despejando la ecuación 3.56 nos da como resultado un  $k_b = 429.335 \text{ KN/mm}$

### **Rigidez del elemento**

La rigidez del elemento se lo realiza con el objeto de someter a una carga externa a la conexión.

Usando el método de troncos cónicos la ecuación es igual a:

$$k_m = \frac{0.547 * \pi * E * d}{2 * \ln * \left( 5 \frac{0.577 * l + 0.5 * d}{0.577 * l + 2.5 * d} \right)} \quad (3.56)$$

Despejando la ecuación anterior  $k_m = 1336 \text{ KN/mm}$

Para ser un poco más exactos se va utilizar el método de elementos finitos de Wileman

$$k_m = E * d * A * e^{\left(\frac{B*d}{l}\right)} \quad (3.57)$$

De donde A y B están en la siguiente tabla:

**Tabla 3.18.** Parámetros de rigidez de varios materiales.

Material Used	Poisson Ratio	Elastic GPa	Modulus Mpsi	A	B
Steel	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminum	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Copper	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Gray cast iron	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
General expression				0.789 52	0.629 14

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Despejando la ecuación 3.57 nos da como resultado un  $k_m = 1020KN / mm$

### Constante de rigidez

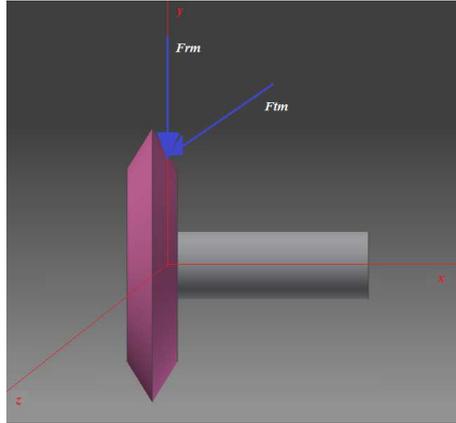
La constante de rigidez nos va servir para calcular el factor de seguridad de la junta empernada.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = 0.296 \quad (3.58)$$

### Fuerzas que actúan en el esmeril

De acuerdo al análisis estas cargas son las del motor que serían radial y tangencial.



**Figura 3.35.** Fuerzas que actúan en el esmeril.

Para el presente diseño se va utilizar un motor de 5HP y con una velocidad de 1720 rpm.

Para el análisis de fuerzas y el torque se van utilizar las siguientes formulas:

$$T_{motor} = \frac{63000 * P}{wm} \quad (3.59)$$

Dónde:

$$T_{motor} = \text{Torque del eje del motor (N-m)}$$

$$P = \text{Potencia del motor (HP)}$$

$$wr = \text{Velocidad del motor (rpm)}$$

Despejando la ecuación 3.59 nos da como resultado un  $T_{motor} = 20.69 \text{ N-m}$

Fuerza tangencial del motor

$$F_m = \frac{2 * T_{motor}}{d_{esmeril}} \quad (3.60)$$

Dónde:

$$T_{motor} = \text{Torque del eje del motor (N-m)}$$

$$d_{esmeril} = \text{Diámetro del esmeril (0.016m)}$$

Despejando la ecuación 3.60 nos da como resultado un  $F_m = 2586.25 \text{ N}$

Fuerza radial del motor

$$F_{rm} = F_{im} * \tan(\phi) \quad (3.61)$$

Donde:

$$\phi = \text{Angulo de afilamiento } (30^\circ)$$

Despejando la ecuacion 3.61 nos da como resultado un  $F_{rm} = 1493.17 \text{ N}$

### **Uniones a tensión cargada en forma estatica**

Se considera el factor de carga en lugar de un factor de seguridad, cualquier valor de n mayor a 1 asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia de prueba.

$$n = \frac{S_p * A_t - F_i}{C * \left(\frac{P}{N}\right)} \quad (3.62)$$

Dónde:

$S_p =$  Resistencia de prueba mínima (MPa)

$F_i =$  Carga estática para fatiga (N)

$A_t =$  Área de la parte roscada ( $\text{mm}^2$ )

$C =$  Constante de rigidez

$P =$  Carga radial (1493.17N)

$N =$  Numero de pernos (4)

### **Resistencia de prueba mínima $S_p$**

En la siguiente tabla se escoge para pernos tipo M5, y aceros bajo al carbono

**Tabla 3.19.** Clases métricas de propiedad mecánica de pernos de acero.

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength,† MPa	Minimum Tensile Strength,† MPa	Minimum Yield Strength,† MPa	Material	Head Marking
4.6	M5–M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M16–M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

De donde la resistencia de prueba mínima es igual a 225 MPa.

**Carga estática para fatiga  $F_i$**

$$F_i = 0.75 * F_p \tag{3.63}$$

Dónde:

$$F_p = \text{Carga de prueba}(N)$$

De donde la carga estática para fatiga es igual a 2517.75 N.

Despejando la ecuación 3.62 nos da un factor de seguridad de carga igual a 7.6 que es mayor que 1.

### 3.3 ELABORACIÓN DE PLANOS.

Ver Anexo A

### 3.4 DIAGRAMAS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO.

Ver Anexo B

### 3.5 CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL.

#### Rodamientos



## Ejes



## Engranes

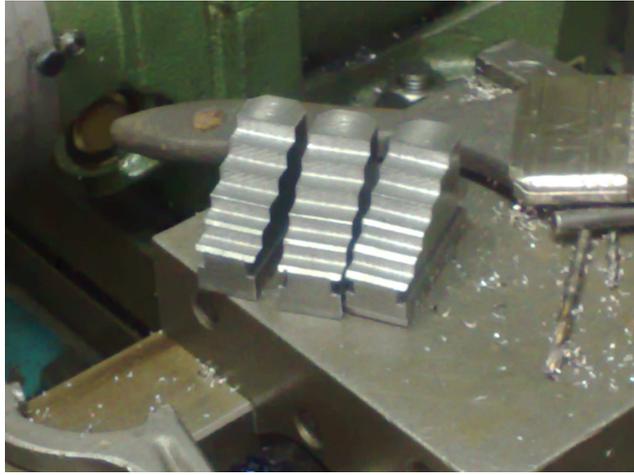


## Espiral



## Dientes





**Caja contenedora**



**Ensamblaje total**





**Sujetador del motor flexible**



### 3.5.1 MATERIALES DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL.

<b>Cant.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<b>SUJETADOR TERRAJA</b>
1	Acero A36 Ø8 in x 5 in
1	Acero A36 Ø160 mm x 50 mm
1	Acero AISI 4140 Ø130 mm x 22 mm
1	Acero AISI 4140 Ø60 mm x 23 mm
1	Acero AISI 1030 Ø30 mm x 64 mm
1	Acero AISI 1030 Ø40 mm x 85 mm
1	Acero A36 20x8x6mm
1	Acero A36 18x4x4 mm
1	Acero A36 10x4x4 mm
6	Tornillos de Cabeza Cilíndrica M6 x20 mm
1	Rodamiento Bolas (72x35x17 mm)
1	Rodamiento Bolas (15x32x8 mm)
1	Rodamiento Rodillos (25x52x15 mm)
1	Rodamiento Rodillos (17x28x13 mm)
	<b>SUJETADOR MOTOR FLEXIBLE</b>
1	Acero AISI 1030 Ø33 mm x 20 mm
1	Acero A36 56x78x12 mm
4	Pernos M5
1	Motor Flexible
1	Piedra de Esmeril

**Tabla 3.20.** Descripción de los materiales.

## CAPÍTULO 4

### VALIDACIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL

En el presente capítulo se va a realizar la validación del prototipo experimental, para lo cual realizaremos un protocolo de pruebas dentro de estas deben constar los instrumentos de medida que se utilizaron para realizar las pruebas, se debe comprobar las medidas reales con la de los planos, una vez terminada la comprobación de las medidas se prosigue con el ensamblaje de la herramienta, la misma que debe estar calibrada para su funcionamiento una vez concluido con todos estos parámetros se realiza la prueba de afilamiento de una terraja.

Finalmente si todo el procedimiento de validación y las pruebas son óptimas se acepta o rechaza el prototipo.

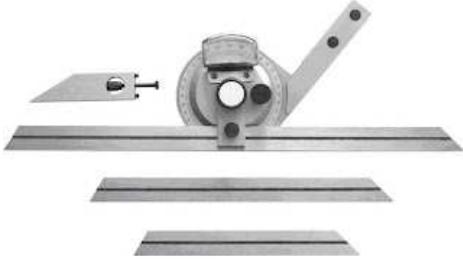
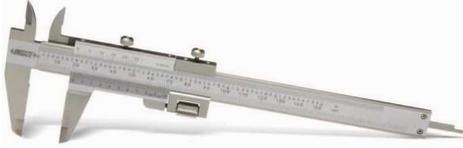
#### 4.1. PROTOCOLO DE PRUEBAS.

##### 4.1.1. PARÁMETROS Y CARACTERÍSTICAS DE EXACTITUD.

Se utilizaron los siguientes instrumentos para realizar las mediciones:

- Micrómetro de Interiores.
- Micrómetro de exteriores.
- Goniómetro.
- Pie de rey.
- Calibrador digital.

Instrumento	Gráfico	Rango	Apreciación
<b>Micrómetro de Interiores. (M.I.)</b>		5-30 mm 25-50 mm 50-75 mm 75-100 mm Rango Total 5-100 mm	0,01 mm

<b>Micrómetro de Exteriores.</b> <b>(M.E.)</b>		0-25 mm 25-50 mm 50-75 mm 75-100 mm Rango Total 0-100 mm	0,01 mm
<b>Goniómetro.</b> <b>(G.N)</b>		0-360°	30 minutos o ½ Grado
<b>Pie de Rey.</b> <b>(P.R.)</b>		0-15 cm 6 in	0,05 mm 1/128 in
<b>Calibrador Digital. (C.D.)</b>		0-30 cm 12 in	0,01 mm

**Tabla 4.1.** Características de los instrumentos.

#### **4.1.2. VERIFICACIÓN FÍSICA DE DIMENSIONES.**

Se realizara la verificación física de las piezas, esto se realiza mediante la toma de medidas reales comparándolas con la de los planos, para lo cual realizaremos tablas de cada pieza para su respectiva verificación.

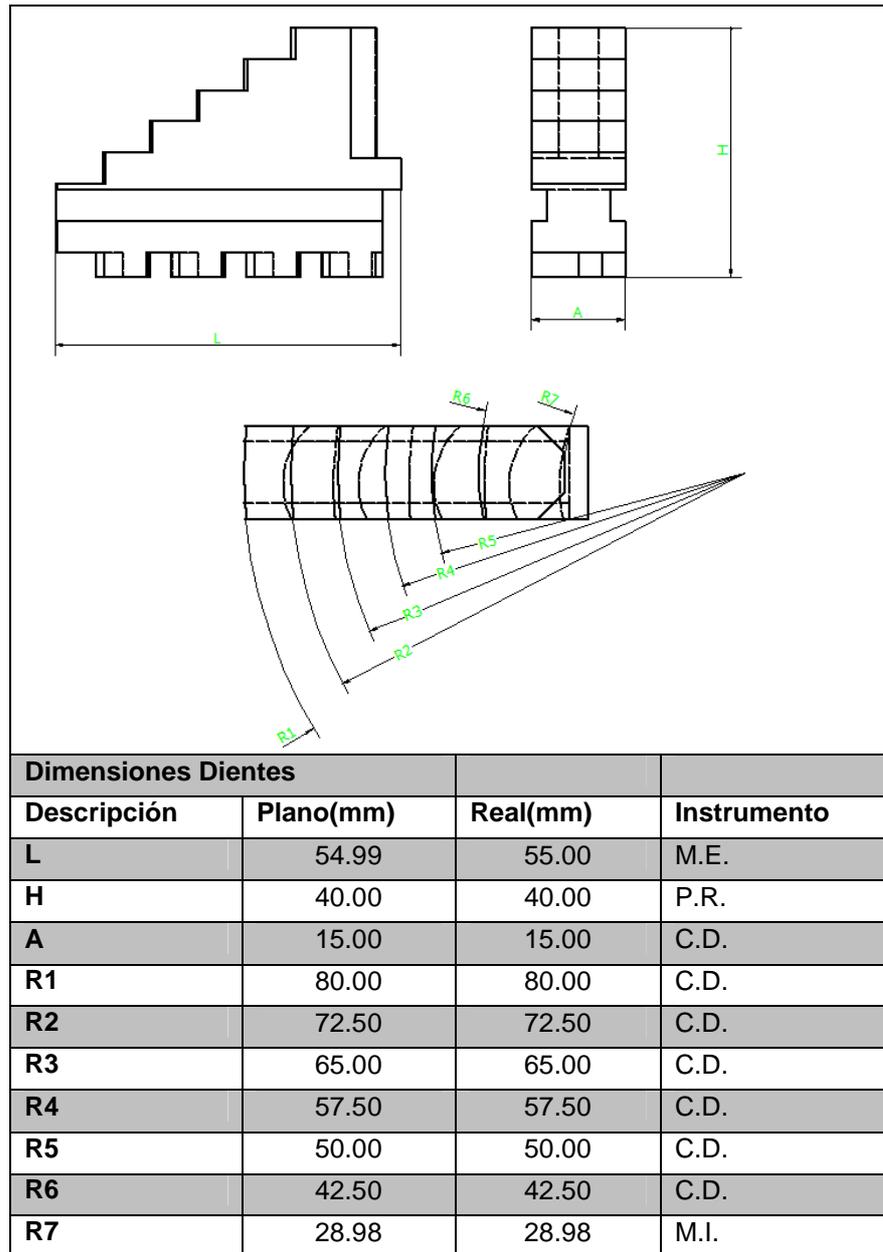
Dimensiones Ejes			
Primer sistema			
Descripción	Plano(mm)	Real(mm)	Instrumento
Ø1	14.00	14.00	C.D.
Ø2	15+0.01	15.01	C.D.
Ø3	16.00	16.00	C.D.
Ø4	17+0.01	17.01	C.D.
Ø5	30.00	30.00	C.D.
L1	29.40	29.40	C.D.
L2	8.00	8.00	C.D.
L3	3.70	3.70	C.D.
L4	13.00	13.00	C.D.
L5	10.00	10.00	C.D.

**Tabla 4.2.** Dimensiones eje del primer sistema.

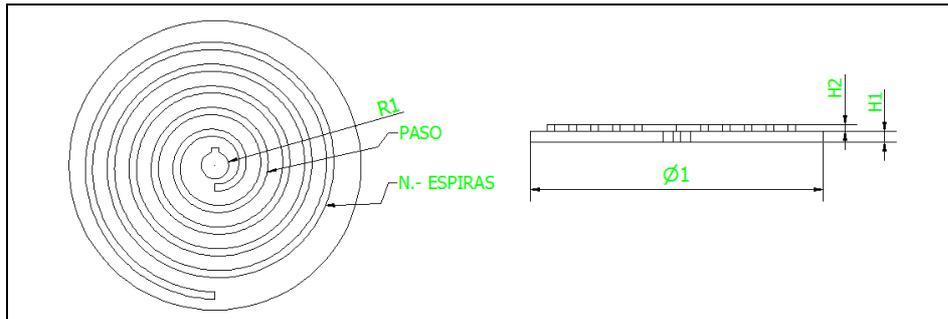
Dimensiones Ejes			
Segundo sistema			
Descripción	Plano(mm)	Real(mm)	Instrumento
Ø1	25+0.01	25.01	C.D.
Ø2	35+0.01	35.01	C.D.
Ø3	40.00	40.00	C.D.

<b>Ø4</b>	38.10	38.12	C.D.
<b>L1</b>	20.00	20.00	C.D.
<b>L2</b>	28.00	28.00	C.D.
<b>L3</b>	8.62	9.00	C.D.
<b>L4</b>	27.62	32.00	C.D.

**Tabla 4.3.** Dimensiones eje del segundo sistema.

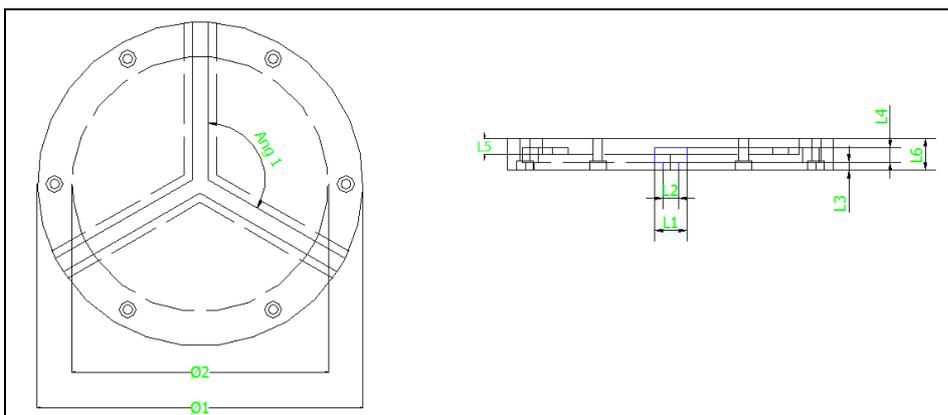


**Tabla 4.4.** Dimensiones dientes.



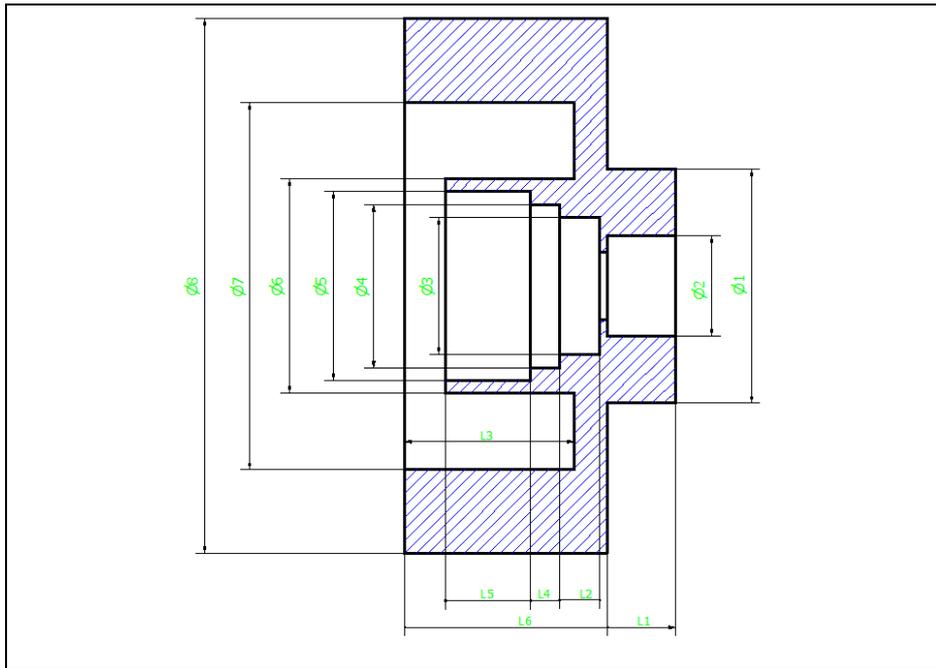
Dimensiones Espiral			
Descripción	Plano(mm)	Real(mm)	Instrumento
R1	7.50	19.00	M.I.
Ø1	160.00	160.00	C.D
H1	6.00	6.00	P.R.
H2	4.00	4.00	C.D
N.- ESPIRAS	5.00	5.00	
PASO	12.70	12.70	P.R.

**Tabla 4.5. Dimensiones Espiral.**



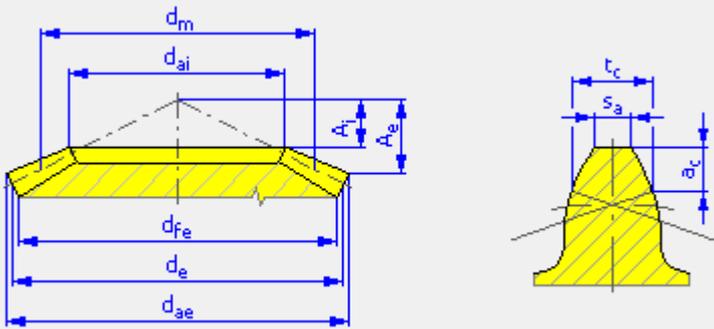
Dimensiones tapa			
Descripción	Plano(mm)	Real(mm)	Instrumento
Ø1	203.00	203.00	C.D.
Ø2	160.00	160.00	M.I.
Ang 1	120.00	120.00	G.N.
L1	20.00	20.00	C.D.
L2	10.00	10.00	C.D.
L3	5.00	5.00	C.D.
L4	9.00	9.00	C.D.
L5	10.00	10.00	C.D.
L6	20.00	20.00	C.D.

**Tabla 4.6. Dimensiones tapa.**



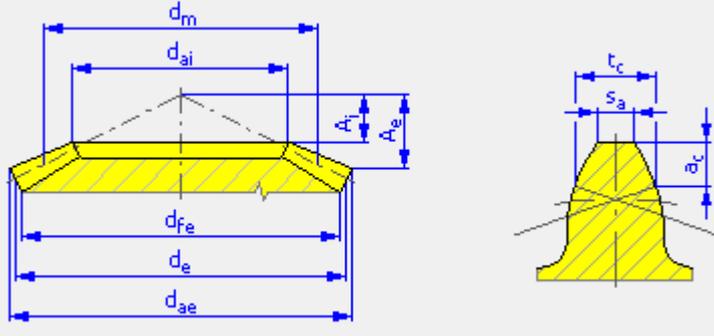
Dimensiones Caja contenedora			
Descripción	Plano(mm)	Real(mm)	Instrumento
Ø1	88.90	88.90	C.D.
Ø2	38.10	38.10	M.I.
Ø3	51.90	51.90	M.I.
Ø4	62.00	62.00	M.I.
Ø5	71.90	71.90	M.I.
Ø6	81.28	81.26	M.I.
Ø7	139.70	139.70	M.I.
Ø8	203.20	203.00	C.D.
L1	25.40	25.40	C.D.
L2	15	15	C.D.
L3	63.50	63.5	C.D.
L4	11.00	11.00	C.D.
L5	32.00	32.00	C.D.
L6	76.2	76.2	C.D.
Ø9	14.00	14.00	M.I.
Ø10	31.90	31.90	M.I.
Ø11	33.90	33.90	M.I.
Ø12	30.00	30.00	M.I.
L7	3.24	3.24	C.D.
L8	8.00	11.70	C.D.
L9	13.00	13.00	C.D.
L10	3.81	3.81	C.D.

**Tabla 4.7. Dimensiones caja contenedora.**



Dimensiones Piñón			
Descripción	Plano(mm)	Real(mm)	Instrumento
dae	53.254	53.30	C.D.
de	47.635	47.70	C.D.
dfe	40.49	40.50	C.D.
dm	39.866	39.90	C.D.
dai	36.037	36.00	C.D.
A <sub>i</sub>	42.072	42.00	C.D.
A <sub>e</sub>	62.407	62.40	C.D.
t <sub>c</sub>	4.404	4.40	C.D.
S <sub>e</sub>	4.987	5.00	C.D.
a <sub>c</sub>	2.311	2.30	C.D.
ang 1	20	20.00	G.N.
ang 2	20.556	20.50	G.N.

**Tabla 4.8.** Dimensiones piñón.



Dimensiones Engranaje			
Descripcion	Plano(mm)	Real(mm)	Instrumento
dae	129.23	129.20	C.D.
de	127	127.00	C.D.
dfe	124.324	124.30	C.D.
dm	106.309	106.30	C.D.
dai	87.121	87.10	C.D.
A <sub>i</sub>	14.049	14.00	C.D.

<b>Ae</b>	20.84	20.80	C.D.
<b>tc</b>	4.404	4.40	C.D.
<b>Se</b>	4.987	5.00	C.D.
<b>ac</b>	2.374	2.50	C.D.
<b>ang 1</b>	20	20.00	G.N.
<b>ang 2</b>	69.444	69.50	G.N.

**Tabla 4.9.** Dimensiones engranaje.

## **4.2. PRUEBAS DE OPERACIÓN Y DESEMPEÑO**

Las pruebas de operación y desempeño se realizará siguiendo un orden, para las cuales realizaremos una pre-operación esto nos garantizara la funcionalidad de la herramienta.

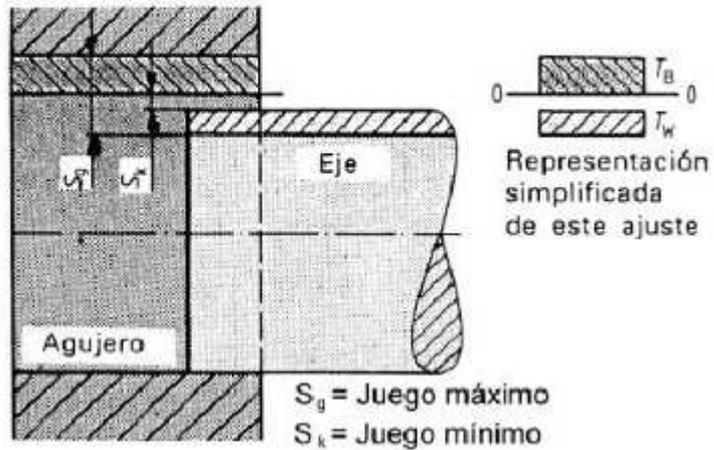
El orden es acorde a la manipulación de la herramienta y su respectivo ensamblaje y posteriormente al montaje del mismo.

### **4.2.1. PRE OPERACIÓN**

La pre-operación consiste en una verificación del montaje de la herramienta al torno y al taladro, esto se consigue mediante el tipo de ajuste que se le va a dar al momento del ensamble, para lo cual necesitaremos un ajuste móvil de la herramienta hacia el torno el mismo que se realizara del taladro hacia el motor flexible.

En el ensamblaje se determinan algunos tipos de ajustes para el montaje del sujetador de terrajas en el torno, para lo cual se eligió un ajuste móvil ya que este nos ayudara al montaje y desmontaje del mismo.

❖ AJUSTE MÓVIL



**Figura 4.1.** Ajuste del sujetador de terrajas.

**Tabla 4.10.** Ajuste del sujetador de terrajas.

Agujero	Gráfico	Descripción	Gráfico	Eje
<b>g6</b>		<b>Agujero móvil deslizante</b> Se utiliza para cojinetes de husillos principales en máquinas herramientas, acoplamientos deslizantes, ruedas dentadas de cambio.		<b>G7</b>

Fuente: Prontuario de Máquinas y Herramientas.

En la pre operación se puede visualizar todas las falencias que tiene la herramienta y se prosiguen a corregirlas para un correcto funcionamiento de la práctica afiliación de terrajas.

### 4.2.2. AFILADO DE TERRAJAS

Características técnicas de la terraja:

**Tipo:** de pernos

**Diámetro:** 1 1/8 in

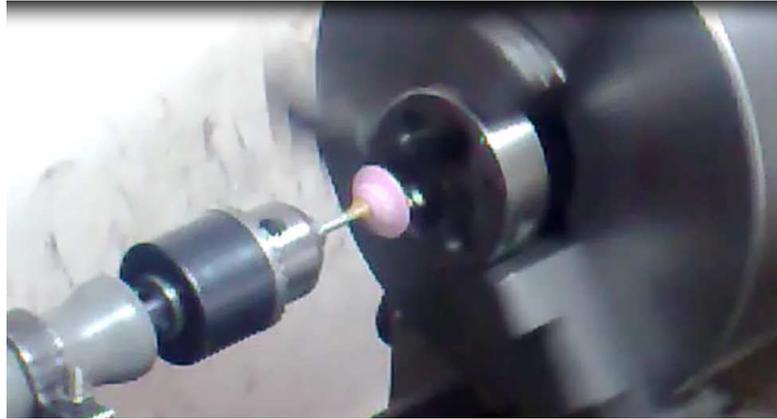
**Paso:** 7 líneas



**Figura 4.2.** *Terraja para la prueba.*

Para realizar el correcto afilado de la terraja se siguieron los siguientes pasos:

1. Se procedió al montaje del sujetador de la terraja, para lo cual adaptamos el motor flexible al sujetador que se encuentra en el carro portaherramientas.
2. Se monta el esmeril al motor flexible.
3. Se calibro el torno para una rosca de 7 líneas de paso.
4. Se calibra el disco de esmeril con la terraja para un correcto afilado.
5. Se conecta el taladro con el motor flexible, para que comience la transmisión de movimiento.
6. Se enciende el taladro y el torno para el afilamiento de la terraja.



**Figura 4.3.** Afilado de la rosca de la terraja.

Calculo del desbaste máximo de la rosca afilada:

$$dt = 28.575 \text{ mm} \quad \text{Diámetro nominal de la terraja.}$$

$$P1 = \pi * dt \quad \text{Perímetro nominal.}$$

$$P1 = 89.771 \text{ mm}$$

$$P2 = P1 - 2$$

$$P2 = 87.771 \text{ mm} \quad \text{Perímetro mínimo}$$

$$dm = P2 / \pi$$

$$dm = 27.942 \text{ mm}$$

Diámetro nominal mínimo

$$\text{desbaste} = \frac{dt - dm}{2}$$

$$\text{desbaste} = 0.31 \text{ mm}$$

Desbaste máximo



**Figura 4.4.** Afilado del ángulo de ataque de la terraja.

Calculo de la potencia del motor para el afilado del ángulo de ataque

$$dt = 0.008 \text{ mm}$$

Diámetro nominal del esmeril.

$$Tm = 1.94 \text{ N} - m$$

Torque del motor.

$$\omega m = 10000 \text{ rpm}$$

Velocidad angular del motor

$$P = \frac{Tm * \omega m}{63000}$$

Potencia requerida

$$P = 0,3 \text{ HP}$$

### 4.2.3. ROSCADO DE PERNO

Se realizó el roscado del perno con la terraja afilada, dándonos como resultado una rosca óptima.



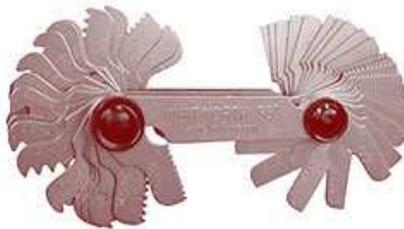
**Figura 4.5.** *Proceso de roscado con el portamachos.*

En la figura anterior se puede visualizar el roscado con el portamachos, y el esmeril montado con que se realizó el afilado de la terraja.



**Figura 4.6.** Rosca con la terraja afilada.

El nuevo roscado se puede visualizar en la figura anterior, dándonos una rosca óptima y funcional.



**Figura 4.7.** Instrumento de verificación de la rosca.

La verificación de la nueva rosca se realizó mediante una galga, la misma que se tuvo un paso de 7 hilos.

Esta verificación nos dio un resultado óptimo ya que se encontraba calibrada la rosca.

### **4.3. REGISTROS**

#### **DATOS OBTENIDOS**

Para el caso de la terraja 1 1/8-7 UNC para pernos.

Se rebajó 0.05 mm.

Para lo cual se realizó el cálculo hasta que distancia de diámetro nominal se puede rebajar

Dándonos como resultado 0.30 mm, de acuerdo a las características de la terraja.

#### **4.4. ANÁLISIS**

Este valor de 0.30 mm es el valor máximo que se puede rebajar las roscas de este tipo de terrajas, ya que si se sigue afilando se va a seguir reduciendo el diámetro nominal, esto no va hacer beneficio porque ya no sacaría rosca a los pernos de dicho paso.

Para la terraja tipo prueba tuvo una reducción de 0.05 mm, es suficiente porque se sacó el filo necesario y por consiguiente no había necesidad de seguir aumentando su diámetro.

La funcionalidad de la terraja afilada depende del número de roscas que realice este valor oscila entre las 60 a 80 roscas en pernos, y en tuberías de plástico este valor incrementa porque es un material más suave que el acero.

### **MANTENIMIENTO**

#### **Mantenimiento en los rodamientos**

Para lograr obtener un completo uso del potencial de los rodamientos y mantenerlos en buenas condiciones de trabajo por tanto tiempo como sea posible, deben aplicarse a las mismas rutinas de mantenimiento e inspecciones. Hacer esto, permite una pronta detección de cualquier problema que haya en el rodamiento. De manera que se puede prevenir la falla del rodamiento antes de que la misma ocurra, por lo que se acrecentará la productividad y disminuirán los costos.

Las siguientes medidas se toman en consideración, muy a menudo, como un método general de mantenimiento y manejo de los rodamientos.

La administración del mantenimiento requiere que los puntos a inspeccionar y la frecuencia de inspección de los mismos, se determinen de acuerdo a la importancia del dispositivo o máquina en cuestión.

### **1. Inspección de máquinas en funcionamiento**

El intervalo para reabastecimiento y reemplazo del lubricante se determina mediante un estudio de la naturaleza del lubricante, revisando la temperatura del rodamiento, el ruido y la vibración.

### **2. Observación del rodamiento después de su uso**

Tome nota de cualquier problema que pueda presentarse después de que el rodamiento sea usado o cuando se practiquen las inspecciones rutinarias, y aplique medidas para prevenir la reparación de cualquier daño que se haya descubierto. Para ver los tipos de daños que se presentan en los rodamientos y las medidas para prevenirlos.

La lubricación se puede realizar con aceite o grasa.

## **CONFIABILIDAD**

La confiabilidad de la herramienta de acuerdo al diseño es de 0.90 es decir que es una confiabilidad que está dentro del rango y también se puede decir que esta tendría 10 fallas de entre 100 herramientas,

De acuerdo al tipo de aplicación esta se encuentra en instrumentos y aparatos de poco uso frecuente y el factor de vida es de hasta 500 horas.

El prototipo experimental funciona correctamente por ende se asume como operativo.

## CAPÍTULO 5

### ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

En el presente capítulo se va a realizar el análisis económico y financiero del prototipo afilador de terrajas, para lo cual vamos a dividirlo en 2 casos, en el caso A se va a realizar el análisis si nosotros creamos la microempresa, en el caso B se va a realizar el análisis si el proyecto se realizara en un taller independiente.

Después de realizar el análisis tomaremos la decisión de ver cuál de los 2 casos es el más óptimo y viable.

#### CASO A: INFRAESTRUCTURA PROPIA

#### 5.1. PRESUPUESTO DE INVERSIÓN

##### 5.1.1. COSTOS INDIRECTOS

Descripción	USD/Semana	Semanas	Subtotal (USD)
Gastos Administrativos			100,00
Materiales de Oficina			100,00
Transporte			100,00
Tecnología de Información			100,00
Alquiler de taller			50,00
Servicios Básicos			60,00
Otros			100,00
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 610,00</b>

*Tabla 5.1. Descripción de gastos misceláneos.*

##### 5.1.2 COSTOS DIRECTOS.

###### - MATERIALES

N.-	Descripción	Cantidad (Kg)	Costo Unitario	Costo Total
1	Acero A36 Ø8 in x 5 in	32,000	1,80	57,60
2	Acero A36 Ø160 mm x 50 mm	7,900	1,80	14,22
3	Acero AISI 1030 Ø130 mm x 22 mm	2,300	2,00	4,60
4	Acero AISI 1030 Ø60 mm x 23 mm	0,520	2,00	1,04
5	Acero AISI 1030 Ø30 mm x 64 mm	0,360	2,00	0,72
6	Acero AISI 1030 Ø40 mm x 85 mm	0,840	2,00	1,68
7	Acero A36 20x8x6mm	0,007	1,50	1,50
8	Acero A36 18x4x4 mm	0,002	1,00	1,00
9	Acero A36 10x4x4 mm	0,001	0,60	0,60
10	Acero AISI 1030 Ø33 mm x 20 mm	0,130	2,00	0,26
11	Acero A36 56x78x12 mm	0,420	1,80	1,80
12	Tornillos de Cabeza Cilíndrica M6 x20 mm	6	0,60	3,60
13	Rodamiento Bolas	1	3,13	3,13
14	Rodamiento Bolas	1	5,36	5,36
15	Rodamiento Rodillos	1	14,28	14,28
16	Rodamiento Rodillos	1	28,57	28,57
17	Pernos M5	4	0,80	3,20
18	Motor Flexible	1	60,00	60,00
<b>TOTAL</b>				\$ 203,16

**Tabla 5.2.** Descripción de gastos de Materiales.

## - MANO DE OBRA DIRECTA

N.-	Posición	Tiempo H-H	Valor H-H	Subtotal
1	Técnico en fresadora	50	5	250,00
2	Técnico Metalmecánico-Torno	100	5	500,00
3	Técnico Soldador -Plasma	25	5	125,00
4	Técnico en Taladro-Cizalla	25	4	100,00
<b>TOTAL</b>				\$ 975,00

**Tabla 5.3.** Descripción de gastos de mano de obra directa.

## - DISEÑO E INGENIERÍA

N.-	Nombre	Tiempo H-H	Valor H-H	Subtotal
1	Autor	480	5	2400,00
2	Profesionales Asesores	50	20	1000,00
3	Asesoría especial	25	40	1000,00
<b>TOTAL</b>				\$

4.400,00

**Tabla 5.4.** Descripción de gastos de diseño e ingeniería.**- EQUIPO Y MAQUINARIA**

N.-	Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
1	Taladro Columna Quantum B32	1,00	775,15	775,15
2	Fresadora Universal	1,00	5850,00	5850,00
3	Cizalla Punzonadora	1,00	4000,00	4000,00
4	Soldadora Mig Mag	1,00	975,00	975,00
5	Plasma	1,00	956,80	956,80
6	Torno Industrial	1,00	6300,00	6300,00
<b>TOTAL</b>				\$ 18.856,95

**Tabla 5.5.** Descripción de los equipos.**- PRESUPUESTO TOTAL**

<b>Costos Indirectos</b>	<b>Subtotal</b>
Tabla 5.1	\$ 610,00
<b>Costos Directos</b>	<b>Subtotal</b>
Tabla 5.2	\$ 203,16
Tabla 5.3	\$ 975,00
Tabla 5.4	\$ 4.400,00
Tabla 5.5	\$ 18.856,95
<b>SUBTOTAL</b>	\$ 25.045,11
<b>IMPREVISTOS 3,5%</b>	\$ 876,58
<b>COSTO TOTAL</b>	\$ 25.921,69

**Tabla 5.6.** Descripción del presupuesto total

## 5.2. ANÁLISIS ECONÓMICO.

### 5.2.1. ANÁLISIS DE INGRESOS

Periodo Anual					
	1	2	3	4	5
<b>Unidades vendidas</b>	40	45	50	55	60
<b>Precio</b>	1000,00	1050,00	1100,00	1150,00	1200,00
<b>Ingreso Total</b>	40000,00	47250,00	55000,00	63250,00	72000,00

**Tabla 5.7.** Análisis de ingresos.

### 5.2.2. ANÁLISIS DE EGRESOS

#### - Costos Directos

Periodo Anual					
	1	2	3	4	5
<b>Materiales</b>	8126,40	9599,31	11199,20	12935,07	14816,53
<b>Mano de Obra</b>	12000,00	12600,00	13230,00	13891,50	14586,08
<b>Gastos generales financieros</b>	2012,64	2219,93	2442,92	2682,66	2940,26
<b>Costo Total</b>	22139,04	24419,24	26872,11	29509,23	32342,87

**Tabla 5.8.** Descripción costos directos.

#### - Costos Indirectos

Periodo Anual					
	1	2	3	4	5
<b>Secretaria</b>	2400,00	2520,00	2646,00	2778,30	2917,22
<b>Jefe de Producción</b>	6000,00	6300,00	6615,00	6945,75	7293,04
<b>Costo Total</b>	8400,00	8820,00	9261,00	9724,05	10210,25

**Tabla 5.9.** Descripción costos indirectos.

#### - Costos Generales

Periodo Anual					
	1	2	3	4	5
<b>Servicios</b>	1000,00	1050,00	1102,50	1157,63	1215,51
<b>Depreciación</b>	3600,00	2880,00	2304,00	1843,20	1474,56
<b>Ventas</b>	2000,00	2100,00	2205,00	2315,25	2431,01
<b>Financiera</b>	2000,00	2100,00	2205,00	2315,25	2431,01

<b>Costo Total</b>	8600,00	8130,00	7816,50	7631,33	7552,09
--------------------	---------	---------	---------	---------	---------

**Tabla 5.10.** Descripción de gastos generales.

- **Beneficio**

<b>Ingresos</b>	<b>40000,00</b>	<b>47250,00</b>	<b>55000,00</b>	<b>63250,00</b>	<b>72000,00</b>
<b>Egresos</b>	39139,04	41369,24	43949,61	46864,60	50105,21
<b>Beneficio</b>	860,96	5880,76	11050,39	16385,40	21894,79

**Tabla 5.11.** Beneficio.

### 5.3. ANÁLISIS FINANCIERO.

Para realizar la evaluación financiera, se debe establecer el financiamiento del mismo.

	Periodo Anual					
	0	1	2	3	4	5
<b>Inversión Inicial</b>	25921,69	-----	-----	-----	-----	-----
<b>Beneficio</b>	-----	860,96	5880,76	11050,39	16385,40	21894,79

**Tabla 5.12.** Análisis Financiero.

#### 5.3.1. VALOR ACTUAL NETO (VAN).

De esta tabla obtenemos los datos necesarios para realizar el análisis del VAN y el TIR.

PERIODO ANUAL	INGRESOS TOTALES	EGRESOS TOTALES	TOTAL	VAN 16%
<b>0</b>		25921,69	-25921,69	-25921,69
<b>1</b>	40000,00	39139,04	860,96	742,21
<b>2</b>	47250,00	41369,24	5880,76	4370,36
<b>3</b>	55000,00	43949,61	11050,39	7079,51
<b>4</b>	63250,00	46864,60	16385,40	9049,51
<b>5</b>	72000,00	50105,21	21894,79	10424,39
<b>TOTAL</b>	277500	247349,402	30150,60	5744,29

**Tabla 5.13.** Análisis del Valor Actual Neto.

<b>VAN</b>	5744,29 USD
------------	-------------

Lo que significa que el proyecto se paga por sí mismo, nos proporciona una TEMAR (Tasa mínima aceptable de rendimiento requerida) del 16% y nos genera una utilidad de 5744,29 USD.

Para asegurarnos que el proyecto sea viable se puede realizar con otros métodos como la relación beneficio/costo y la tasa interna de retorno(TIR).

### 5.3.2. RELACIÓN BENEFICIO/COSTO

<b>PERIODO ANUAL</b>	<b>BENEFICIOS ACTUALIZADOS</b>	<b>COSTOS ACTUALIZADOS</b>
<b>0</b>	0,00	25921,69
<b>1</b>	39603,96	38751,52
<b>2</b>	46318,99	40554,10
<b>3</b>	53382,46	42657,06
<b>4</b>	60782,01	45035,96
<b>5</b>	68505,53	47673,39
<b>TOTAL</b>	268592,94	240593,74

**Tabla 5.14.** Relación beneficio/costo.

<b>RELACIÓN B/C</b>	1,12 USD
---------------------	----------

Este análisis nos dice que por cada dólar que invirtamos vamos a tener una ganancia de 12 ctvs.

### 5.3.3. TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

PERIODO ANUAL	INGRESOS TOTALES	EGRESOS TOTALES	TOTAL	VAN22%	VAN 23%
0		25921,69	-25921,69	-25921,69	-25921,69
1	40000,00	39139,04	860,96	705,70	699,97
2	47250,00	41369,24	5880,76	3951,06	3887,08
3	55000,00	43949,61	11050,39	6085,52	5938,30
4	63250,00	46864,60	16385,40	7396,35	7158,74
5	72000,00	50105,21	21894,79	8101,05	7777,05
<b>TOTAL</b>	277500	247349,402	30150,60	318,01	-460,55

**Tabla 5.15.** Tasa Interna de Retorno (TIR).

<b>TIR</b>	22,40%
------------	--------

Con la determinación de la TIR podemos observar que es mayor que la TMAR por ende el proyecto es viable.

De todo el Análisis Económico y Financiero se puede decir que con la venta de 40 herramientas anualmente, se recupera la inversión en un 5 años, se tendría una utilidad de 5744,29 USD, la relación beneficio costo es aceptable ya que por cada dólar que se invierte se tiene una ganancia de 12 ctvs.

Si consideramos una tasa de retorno del 16% se concluye que este caso es una alternativa viable y recomendada.

## CASO B: MANUFACTURACIÓN CONTRATADA

### 5.4. PRESUPUESTO DE INVERSIÓN

#### 5.4.1. COSTOS INDIRECTOS

Descripción	USD/Semana	Semanas	Subtotal (USD)
<b>Gastos Administrativos</b>			100,00
<b>Materiales de Oficina</b>			100,00
<b>Transporte</b>			100,00
<b>Tecnología de Información</b>			100,00
<b>Alquiler de Oficina</b>			50,00
<b>Servicios Básicos</b>			60,00
<b>Otros generales</b>			100,00
<b>TOTAL</b>			\$ 610,00

*Tabla 5.16. Descripción de gastos misceláneos.*

#### 5.4.2 COSTOS DIRECTOS.

##### - MANUFACTURA CONTRATADA

N.-	Descripción	Subtotal
1	Manufactura por herramienta	28126,40
<b>TOTAL</b>		\$ 28126,40

*Tabla 5.17. Descripción de Manufactura.*

##### - DISEÑO E INGENIERÍA

N.-	Nombre	Tiempo H-H	Valor H-H	Subtotal
1	Autor	480	5	2400,00
2	Profesionales Asesores	50	20	1000,00
3	Asesoría especial	25	40	1000,00
<b>TOTAL</b>				\$ 4.400,00

*Tabla 5.18. Descripción de gastos de diseño e ingeniería.*

##### - PRESUPUESTO TOTAL

Costos Indirectos	Subtotal
Tabla 5.1	\$ 610,00
Costos Directos	Subtotal
Tabla 5.2	\$ 203,16
Tabla 5.3	\$ 975,00
Tabla 5.4	\$ 4.400,00
<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 6.188,16</b>
<b>IMPREVISTOS 3,5%</b>	<b>\$ 216,59</b>
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$ 6.404,75</b>

**Tabla 5.19.** Descripción del presupuesto total

## 5.5. ANÁLISIS ECONÓMICO.

### 5.5.1. ANÁLISIS DE INGRESOS

	Periodo Anual				
	1	2	3	4	5
<b>Unidades vendidas</b>	40	45	50	55	60
<b>Precio</b>	1000,00	1050,00	1100,00	1150,00	1200,00
<b>Ingreso Total</b>	40000,00	47250,00	55000,00	63250,00	72000,00

**Tabla 5.20.** Análisis de ingresos.

### 5.5.2. ANÁLISIS DE EGRESOS

#### - Costos Directos

	Periodo Anual				
	1	2	3	4	5
<b>Manufactura Contratada</b>	28126,40	30599,30	33249,20	36087,60	39126,70
<b>Gastos generales financieros</b>	2812,64	3059,93	3324,92	3608,76	3912,67
<b>Costo Total</b>	30939,04	33659,24	36574,11	39696,33	43039,33

**Tabla 5.21.** Descripción costos directos.

- **Costos Indirectos**

	Periodo Anual				
	1	2	3	4	5
Secretaria	2400,00	2520,00	2646,00	2778,30	2917,22
<b>Costo Total</b>	2400,00	2520,00	2646,00	2778,30	2917,22

**Tabla 5.22.** Descripción costos indirectos.

- **Costos Generales**

	Periodo Anual				
	1	2	3	4	5
Servicios	1000,00	1050,00	1102,50	1157,63	1215,51
Ventas	3000,00	3150,00	3307,50	3472,88	3646,52
Financiera	1000,00	1050,00	1102,50	1157,63	1215,51
<b>Costo Total</b>	5000,00	5250,00	5512,50	5788,13	6077,53

**Tabla 5.23.** Descripción de gastos generales.

- **Beneficio**

<b>Ingresos</b>	<b>40000,00</b>	<b>47250,00</b>	<b>55000,00</b>	<b>63250,00</b>	<b>72000,00</b>
<b>Egresos</b>	38339,04	41429,24	44732,61	48262,75	52034,07
<b>Beneficio</b>	1660,96	5820,76	10267,39	14987,25	19965,93

**Tabla 5.24.** Beneficio.

## 5.6. ANÁLISIS FINANCIERO.

Para realizar la evaluación financiera, se debe establecer el financiamiento del mismo.

	Periodo Anual					
	0	1	2	3	4	5
<b>Inversión Inicial</b>	6.404,75	-----	-----	-----	-----	-----
<b>Beneficio</b>	-----	1660,96	5820,76	10267,39	14987,25	19965,93

**Tabla 5.25.** Análisis Financiero.

### 5.6.1. VALOR ACTUAL NETO (VAN).

De esta tabla obtenemos los datos necesarios para realizar el análisis del VAN y el TIR.

PERIODO ANUAL	INGRESOS TOTALES	EGRESOS TOTALES	TOTAL	VAN 16%
0		6404,75	-6404,75	-6404,75
1	40000,00	38339,04	1660,96	1431,86
2	47250,00	41429,24	5820,76	4325,77
3	55000,00	44732,61	10267,39	6577,88
<b>TOTAL</b>	142250	130905,646	11344,35	5930,76

**Tabla 5.26.** Análisis del Valor Actual Neto.

VAN	5930,76USD
-----	------------

Lo que significa que el proyecto se paga por sí mismo, nos proporciona una TEMAR (Tasa mínima aceptable de rendimiento requerida) del 16% y nos genera una utilidad de 5930,76 USD.

Para asegurarnos que el proyecto sea viable se puede realizar con otros métodos como la relación beneficio/costo y la tasa interna de retorno(TIR).

### 5.6.2. RELACIÓN BENEFICIO/COSTO

PERIODO ANUAL	BENEFICIOS ACTUALIZADOS	COSTOS ACTUALIZADOS
0	0,00	6404,75
1	39603,96	37959,45
2	46318,99	40612,92
3	53382,46	43417,03
<b>TOTAL</b>	139305,41	128394,15

**Tabla 5.27.** Relación beneficio/costo.

RELACIÓN B/C	1,09 USD
--------------	----------

Este análisis nos dice que por cada dólar que invirtamos vamos a tener una ganancia de 09 ctvs.

### 5.6.3. TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

PERIODO ANUAL	INGRESOS TOTALES	EGRESOS TOTALES	TOTAL	VAN53%	VAN 54%
0		6404,75	-6404,75	-6404,75	-6404,75
1	40000,00	38339,04	1660,96	1085,59	1078,55
2	47250,00	41429,24	5820,76	2486,55	2454,36
3	55000,00	44732,61	10267,39	2866,72	2811,24
<b>TOTAL</b>	142250	130905,646	11344,35	34,11	-60,61

**Tabla 5.28.** Tasa Interna de Retorno (TIR).

<b>TIR</b>	53,30%
------------	--------

Con la determinación de la TIR podemos observar que es mayor que la TMAR por ende el proyecto es viable.

De todo el Análisis Económico y Financiero se puede decir que con la venta de 40 herramientas anualmente, se recupera la inversión en un 3 años, se tendría una utilidad 5930,76 USD, la relación beneficio costo es aceptable ya que por cada dólar que se invierte se tiene una ganancia de 09 ctvs.

Si consideramos una tasa de retorno del 16% se concluye que este caso es una alternativa viable y recomendada.

### 5.7. ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

Los 2 casos son alternativas viables, pero se optaría por el caso A ya que se demora en recuperar la inversión 2 años que el caso B, pero se crearía una pequeña empresa, ya que este es el objetivo del presente proyecto.

## CAPÍTULO 6

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1. CONCLUSIONES.

1. El prototipo operativo es confiable ya que los factores de seguridad son altos.
2. El protocolo de pruebas realizado es apto para determinar la funcionalidad del mismo, este nos permitió observar como una terraja reciclable se convierte en utilizable.
3. El desarrollo Tecnológico con que se realizó el presente proyecto, es uno de los procedimientos que se deben realizar para determinar la funcionalidad del mismo, y nos permitirá seguir desarrollando proyectos que contribuyan con el reciclaje.
4. En el presente proyecto se busca la utilización de materiales como son las piedras de esmeril, que nos sirvió como guía para el afilado de la terraja.
5. La optimización de recursos nos ayudara a la optimización de recursos monetarios por ende nos generara mejores utilidades.
6. Los resultados obtenidos son óptimos ya que se puede sacar filo a una terraja Tipo UNC 1 1/8 -7 hasta 0.3 mm como valor máximo, es decir que estamos prolongando el tiempo de vida de una terraja.
7. Los parámetros que se utilizaron en el presente proyecto es decir la confiabilidad son parámetros pre-establecidos que se han realizado con otros equipos, esto nos brinda mayor seguridad en el diseño.

## **6.2. RECOMENDACIONES**

1. Se recomienda la utilización de la Herramienta en el área industrial, específicamente en las industrias que realizan tuberías, ya que este permitirá la reutilización de las mismas.
2. El desarrollo de proyectos de investigación, nos ayudara a crear nuevas tecnologías, con un correcto diseño se fundamentaran las bases para próximas investigaciones.
3. Se recomienda que al momento de la fabricación se debe usar todos los implementos establecidos en el presente proyecto, y se deben acatar las normas de seguridad en cualquier laboratorio u otro taller.
4. Se recomienda desarrollar los cálculos a mano, y se puede realizar su verificación en un programa adecuado.
5. Se debe seguir los pasos del manual de usuario para una correcta manipulación de la herramienta.
6. Con el desarrollo del presente proyecto se busca dar uso a lo reciclable para cuidar el medio ambiente, por ende se deberían seguir realizando más proyectos de esta índole.

## **6.3. BIBLIOGRAFÍA**

### **6.3.1 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBETT; “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”; Ed. MCGRAW-HILL; México; Año Ed. 2008; pp 205-801.
- ROBERT L. NORTON; “Desing of Machinery”; Ed. MCGRAW-HILL; México; Año Ed. 1999.
- ROBERT L. MOTT; “Diseño de elementos de máquinas”; Ed. PRNETICE HALL; México; Año Ed. 2001; pp 393.

### 6.3.2. DIRECCIONES DE INTERNET

- **MEDIO AMBIENTE:**

[http://acercadeorange.orange.es/responsabilidad\\_corporativa/compromiso\\_con\\_el\\_medio\\_ambiente/35.html](http://acercadeorange.orange.es/responsabilidad_corporativa/compromiso_con_el_medio_ambiente/35.html)

Idioma: Español

Actualización: Marzo, 2012

- **TEORIA DE TERRAJAS:**

<http://www.editorialcep.com/oposicionessanitarias/murcia/temasmuestra/04%20tema%20espe%20mecanico.pdf>

Idioma: Español

Actualización: Marzo, 2012

- **TERRAJAS TIPO DE ACERO:**

<http://www.uruguayeduca.edu.uy/Userfiles/P0001%5CFile%5CHERRAMIENTAS.pdf>

Idioma: Español

Actualización: Abril, 2012

- **ACEROS:**

<http://usuarios.fceia.unr.edu.ar/~adruker/Clasificaci%F3n%20de%20aceros%20Mat%20y%20Pro.pdf>

Idioma: Español

Actualización: Marzo, 2012

- **ABRASIVOS:**

<http://www.ib.cnea.gov.ar/~mater2/MATERIALESII/OperMaqAcaAbra.pdf>

Idioma: Español

Actualización: Marzo, 2012

- **PIEDRAS DE ESMERIL:**

<http://www.leonweill.com.mx/catalogo/pdf/116.pdf>

Idioma: Español  
Actualización: Marzo, 2012

- **MANUAL DE TALLER:**

[http://www.palmero.com/downloads/manuales\\_repuestos/Manual\\_Taller\\_X229\\_3.pdf](http://www.palmero.com/downloads/manuales_repuestos/Manual_Taller_X229_3.pdf)

Idioma: Español  
Actualización: Abril, 2012

- **NORMAS DE SEGURIDAD;**

[http://www.mty.itesm.mx/dia/deptos/im/lab\\_im/objetivos.pdf](http://www.mty.itesm.mx/dia/deptos/im/lab_im/objetivos.pdf)

Idioma: Español  
Actualización: Abril, 2012

- **COJINETES:**

[http://www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4\\_2202-VII-S\\_CAT\\_Rodam\\_Bolas\\_y\\_Rodillos-esp.pdf](http://www.ntnmexico.com.mx/catalogo/catalogos/cat4_2202-VII-S_CAT_Rodam_Bolas_y_Rodillos-esp.pdf)

Idioma: Español  
Actualización: Abril, 2012