



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE PREVIO

LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**“ESTUDIO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MUESTRAS DE CAUCHO Y
SU INCIDENCIA EN EL MEJORAMIENTO DE LA CALIDAD DEL PRODUCTO
TERMINADO EN LA FÁBRICA CALZAMATRIZ ”**

AUTOR: Jorge Luis Ocampo Altamirano

TUTOR: Ing. Henry Vaca

AMBATO – ECUADOR

2014

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del trabajo de investigación previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: "ESTUDIO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MUESTRAS DE CAUCHO Y SU INCIDENCIA EN EL MEJORAMIENTO DE LA CALIDAD DEL PRODUCTO TERMINADO EN LA FÁBRICA CALZAMATRIZ " elaborado por el Sr. Jorge Luis Ocampo Altamirano, Egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que la presente tesis es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Está concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Marzo del 2014.

.....
Ing. Henry Vaca

Tutor.

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo, Jorge Luis Ocampo Altamirano, portador de la cédula de ciudadanía #180374138-6, declaro que los resultados obtenidos en la investigación como informe final previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico son originales, auténticos y personales, a excepción de citas bibliográficas.

Declaro que el contenido, análisis y conclusiones de esta investigación son exclusivos de mi autoría.

Ambato, Marzo del 2014

.....

Jorge L. Ocampo Altamirano

C.I. #180374138-6

DEDICATORIA

El presente proyecto de tesis está dedicado a Dios por darme la fortaleza, la paciencia que se necesita para no desmayar en el desarrollo de mi proyecto, a mi madre y todos mis seres queridos que me han brindado su apoyo incondicional en todo momento.

En especial a mi madre sobre todo, ya que es un ejemplo de vida que con su esfuerzo y sacrificio me supo guiar en todo momento dándome fuerzas para salir a delante para llegar cumplir con mis metas.

AGRADECIMIENTO

Un infinito agradecimiento a todas las personas que han sido parte de mi vida, gracias a ellos fue posible el desarrollo de este proyecto de vida universitaria culminando con mi tesis.

Gracias a mi madre a mis seres queridos, en especial a Jaime Cavinás que con sus consejos ha sido un apoyo fundamental.

A mi tutor por haberme guiado en el desarrollo de la tesis al Ingeniero Henry Vaca, y a toda la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Un especial agradecimiento al Sr. Ángel Llerena propietario de la Fábrica CALZAMATRIZ, que me supo abrir las puertas de sus instalaciones en donde pude realizar mi proyecto y a todas las personas que de una u otra manera intervinieron en él.

ÍNDICE GENERAL

PÁGINAS PRELIMINARES

APROBACIÓN DEL TUTOR.....	I
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD.....	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTO	IV
ÍNDICE GENERAL	V
PÁGINAS PRELIMINARES	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE IMÁGENES	XIV
RESUMEN DE EJECUTIVO.....	XV

CAPÍTULO I

1 PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN	1
1.1 TEMA	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2.1 Contextualización.....	1
1.2.2 Análisis Crítico	2
1.2.3 Prognosis	3
1.2.4 Formulación del Problema.....	3
1.2.5 Preguntas Directrices	3
1.2.6 Delimitaciones.....	4
1.2.6.1 De Contenido	4
1.2.6.2 Espacial	4
1.2.6.3 Temporal	4

1.3 JUSTIFICACIÓN	5
1.4 OBJETIVOS	5
1.4.1 Objetivo General	5
1.4.2 Objetivos Específicos.....	5

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO.....	6
2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	6
2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA.....	6
2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL.....	7
2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES	8
2.4.1 Resistencia de la muestras de caucho.....	9
2.4.2 Ensayos de las mezclas de caucho y elastómero.....	9
2.4.2.1 Determinación de la dureza.....	10
2.4.2.2 Resistencia a la fatiga.....	11
2.4.2.3 Resistencia a la tracción	12
2.4.2.4 Resistencia a la abrasión	12
2.4.2.5 Resistencia al envejecimiento por calor en aire	13
2.4.2.6 Deformaciones remanentes, Fluencia y relajación de esfuerzos.....	13
2.4.2.7 Resiliencia e Histéresis	13
2.4.3 Procesos de elaboración de las muestras de caucho.....	14
2.4.3.1 Formulaciones de caucho.....	14
2.4.3.2 Procesos de mezclado	17
2.4.4 Principales defectos de una mezcla de caucho.....	21
2.4.5 Método de prueba estándar para resistencia cauchO	22
2.4.6 Usos y aplicaciones de las mezclas de caucho.....	24
2.4.7 Componentes involucrados en la formulación de caucho.....	25
2.4.7.1 Base elastomérica.....	26
2.4.7.2 Agentes reforzantes.....	27

2.4.7.3 Ayudas de proceso	28
2.4.7.4 Anti degradante	30
2.4.7.5 Sistema de vulcanización	31
2.4.7.6 Sistema de vulcanización con azufre	33
2.5 HIPÓTESIS.....	34
2.6 SEÑALAMIENTO DE VARIABLES.....	34
2.6.1 Variable independiente	34
2.6.2 Variable dependiente.....	34

CAPÍTULO III

3 METODOLOGÍA	35
3.1 ENFOQUE.....	35
3.2 MODALIDAD DE INVESTIGACIÓN.....	35
3.2.1 Campo	35
3.2.2 Descriptivo	35
3.3 TIPO DE INVESTIGACIÓN	35
3.3.1 Exploratoria.....	35
3.3.2 Descriptiva	36
3.3.3 Experimental	36
3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA.....	36
3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	37
3.5.1 Variable Independiente:	37
3.5.2 Variable Dependiente.....	38
3.6 RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN	39
3.7 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	39
3.7.1 Procesamiento y análisis	39

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	40
4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS	40
4.1.1 Preparación de la lija en el abrasímetro	40
4.1.2 Elaboración de las muestras para el ensayo	42
4.2 ANÁLISIS E IDENTIFICACIÓN DE LAS MUESTRAS.....	45
4.3 COMPROBACIÓN DE LA HIPÓTESIS.....	60
4.3.1 Método del chi-cuadrado	60
4.3.2 Aplicando el método para el compuesto nitrilo	62
4.3.3 Aplicando el método para el compuesto fame	64
4.3.4 Aplicando el método para compuesto diésel.....	65
4.3.5 Aplicando el método compuesto taype	66

CAPÍTULO V

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	68
5.1 CONCLUSIONES	68
5.2 RECOMENDACIONES.....	69

CAPÍTULO VI

6 PROPUESTA.....	70
6.1 DATOS INFORMATIVOS	70
6.1.1 Tema.....	70
6.1.2 Beneficiario	70
6.1.3 Ubicación	70
6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA	70
6.3 JUSTIFICACIÓN	71
6.4 OBJETIVOS	71
6.4.1 Objetivo general.....	71
6.4.2 Objetivos específicos	72

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD	72
6.6 FUNDAMENTACIÓN	72
6.7 METODOLOGÍA	72
6.7.1 Diseño del abrasímetro.....	73
6.7.2 Esquema conceptual de la máquina	73
6.7.3 Análisis cinemático de la máquina.....	74
6.7.3.1 Tambor rotativo.....	75
6.7.3.2 Porta probeta	76
6.7.4 Tiempo requerido para cada prueba.....	80
6.7.5 Tambor rotativo.....	81
6.7.5.1 Longitud mínima requerida (L_{tammin}).....	81
6.7.5.2 Determinación de cargas	82
6.7.5.3 Fuerza de fricción (F_f)	82
6.7.5.4 Torque requerido (T_{tamb})	84
6.7.6 Diseño del cilindro del tambor.....	86
6.7.7 Diseño de los pernos	94
6.7.8 Diseño de reductor de velocidad del tambor.....	99
6.7.8.1 Potencia de salida.....	100
6.7.9 Movimiento giratorio de la probeta.....	110
6.7.10 Sistema porta probeta.....	114
6.7.10.1 Diseño de la mordaza de sujeción.....	114
6.7.10.2 Diseño del porta probeta	114
6.7.10.3 Brazos soporte.....	115
6.7.10.4 Guía.....	115
6.7.10.5 Rodamientos lineales (Catálogo Rexroth)	119
6.7.10.6 Brazo motriz.....	123
6.7.10.7 Rodamientos lineales	124
6.7.11 Mecanismo del movimiento de avance de probeta	124
6.7.11.1 Selección del husillo (catálogo SKF).....	125

6.7.11.2 Selección de la tuerca del husillo.....	128
6.7.12 Reductor de velocidades para el husillo de bolas.....	128
6.7.13 Diseño del eje.....	131
6.7.13.1 Selección de rodamientos.....	137
6.7.14 Selección del motor.....	139
6.7.15 Selección de acoples (catálogo Lovejoy).....	139
6.8 ADMINISTRACIÓN.....	140
6.8.1 Costos.....	140
BIBLIOGRAFÍA.....	144
ANEXOS.....	147
PLANOS.....	173

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Categorías Fundamentales.....	8
Figura 2.2 Compuestos empleados en un producto de caucho.....	15
Figura 2.3 Esquema de rodillo o Calandras.....	17
Figura 2.4 Esquema de un mezclador interno tipo Banbury.....	18
Figura 2.5 Proceso de mezclado.....	19
Figura 2.6 Diferentes tipos de cauchos naturales y sintéticos.....	27
Figura 2.7 Clasificación de agentes reforzantes.....	28
Figura 4.1 Diferencia de volumen.....	58
Figura 4.2 Diferencia de volumen menos un 25%.....	59

Figura 4.3 Curva del método chi-cuadrado.....	60
Figura 4.4 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto nitrilo.	63
Figura 4.5 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto fame	64
Figura 4.6 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto diésel.....	65
Figura 4.7 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto Taype	67
Figura 6.1 Esquema de la máquina	74
Figura 6.2 Determinación de cargas	82
Figura 6.3 Análisis de esfuerzo.....	84
Figura 6.4 Diagrama de fuerza del tambor	85
Figura 6.5 Círculo de Mohr.....	87
Figura 6.6 Momento máximo	88
Figura 6.7 Diseño del eje del tambor	92
Figura 6.8 Partes de los pernos	96
Figura 6.9 Diseños de los pernos	98
Figura 6.10 Diseño del reductor.....	100
Figura 6.11 Potencia de salida	101
Figura 6.12 Ángulo de avance	103
Figura 6.13 Diseño del tornillo sin fin y corona	106
Figura 6.14 Movimiento giratorio.....	110

Figura 6.15 Determinación de fuerzas	111
Figura 6.16 Mordaza de sujeción.....	114
Figura 6.17 Diseño de la porta probeta	115
Figura 6.18 Brazo soporte.....	115
Figura 6.19 Guía	116
Figura 6.20 Diagrama de fuerzas de la guía.....	117
Figura 6.21 Cargas que soporta el rodamiento	120
Figura 6.22 Brazo motriz	124
Figura 6.23 Mecanismo de movimiento	125
Figura 6.24 Eje de transmisión	132
Figura 6.25 Diagrama de fuerzas del eje de transmisión.....	133
Figura 6.26 Círculo de Mohr.....	135

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Escala de la dureza del caucho.....	11
Tabla 2.2 Formulación de caucho	16
Tabla 2.3 Porcentaje de uso del caucho por tipos de productos.....	25
Tabla 2.4 Tipos de ayudas de Proceso	28
Tabla 2.5 Ventajas y desventajas de algunos agentes vulcanizantes	32

Tabla 2.6	Cambio en las propiedades físicas del caucho crudo y vulcanizado.....	33
Tabla 3.1	Operación de la variable independiente.....	37
Tabla 3.2	Operación de la variable dependiente.....	38
Tabla 4.1	Preparación de la lija.....	41
Tabla 4.2	Clasificación de las muestras.....	45
Tabla 4.3	Formulación del compuesto Nitrilo.....	46
Tabla 4.4	Nitrilo 66,6Phrs.....	47
Tabla 4.5	Nitrilo 50 Phrs.....	48
Tabla 4.6	Formulación del compuesto Fame.....	49
Tabla 4.7	Fame 40 Phrs de Zeosil.....	50
Tabla 4.8	Fame 30 Phrs de Zeosil.....	51
Tabla 4.9	Formulación del compuesto Diésel.....	52
Tabla 4.10	Diésel 20 Phrs de Caolín.....	53
Tabla 4.11	Diésel 30 Phrs de Caolín.....	54
Tabla 4.12	Formulación del compuesto Taype.....	55
Tabla 4.13	Taype con 40 Phrs de SBR 1502.....	56
Tabla 4.14	Taype con 30 Phrs de SBR 1502.....	57
Tabla 4.15	Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Nitrilo.....	62
Tabla 4.16	Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Fame.....	64
Tabla 4.17	Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Diésel.....	65

Tabla 4.18 Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Taype.....	66
Tabla 6.1 Características de los rodamientos lineales.....	120
Tabla 6.2 Factor de dureza	121
Tabla 6.3 Factor de temperatura ft.....	121
Tabla 6.4 Factor de la carrera fW.....	122
Tabla 6.5 Factor de vida fL	123
Tabla 6.5 Materiales de construcción.....	141
Tabla 6.6 Materiales eléctricos	142
Tabla 6.7 Gastos extras	142
Tabla 6.8 Total de inversión.....	143

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 4.1 Probeta de hierro	41
Imagen 4.2 Caucho vulcanizado	42
Imagen 4.3 Taladro de pedestal	42
Imagen 4.4 Boquilla.....	43
Imagen 4.5 Obtención de las muestras.....	43
Imagen 4.6 Muestras	44
Imagen 4.7 Banco de pruebas del ensayo de abrasión	44
Imagen 4.8 Muestras ensayadas	45

RESUMEN DE EJECUTIVO

En la Fábrica CALZAMATRIZ por años se viene elaborado productos en caucho mediante el proceso de vulcanizado, sin contar con equipos de laboratorio para realizar las diferentes pruebas necesarias en los productos terminados elaborados en la fábrica, como son suelas de caucho para diferentes tipos de calzado, moquetas para la línea automotriz, los mismos se viene produciendo sin un correcto control, por el cual se vio la necesidad de implementar un banco de pruebas para determinar las características del desgaste que podría tener en las suela de caucho.

Con este equipo se puede simular el movimiento de una suela por medio de muestras tomadas en los puntos más críticos donde se localiza mayor desgaste por la fricción ejercida por el movimiento, para esto se toma de cuatro a cinco probetas de la suela y se le somete a un ensayo de abrasión que consiste en el contacto de una cara de la muestra a una lija de grano 60 adherida a un cilindro giratorio el mismo que recorre una cierta distancia, determinando la pérdida de volumen que se pueda presentar en estas muestras.

Llevando un registro de control, dando beneficio a la empresa con un adecuado control de calidad en los productos.

CAPÍTULO I

PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 TEMA

“ESTUDIO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MUESTRAS DE CAUCHO Y SU INCIDENCIA EN EL MEJORAMIENTO DE LA CALIDAD DEL PRODUCTO TERMINADO EN LA FÁBRICA CALZAMATRIZ”

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1 Contextualización

El consumo del caucho natural (NR) y sintéticos (SN) a nivel mundial ha tenido un importante crecimiento debido a los avances tecnológicos, el caucho de igual manera tuvo su correspondiente evolución con el paso del tiempo, formando nuevos compuestos mediante la mezclas de diferentes químicos mejorando así sus características.

La difusión de los productos elaborados a base de caucho natural y sintético tienen una gama muy extensa, ya que el desarrollo para la obtención de polímeros sintéticos revolucionó la industria cauchera, sin olvidarnos que los sintéticos nacieron a causa de la segunda guerra mundial y esto fue lo que motivó a científicos a obtener nuevos polímeros que son provenientes de la naturaleza como es el único caso del caucho natural (Hevea Basilienses).

En el Ecuador se registra una dependencia del 90% de las importaciones de caucho siendo este el principal producto en la industria para la fabricación de neumáticos, guantes, suela para el calzado, empaques de vehículos y otros artículos,

por sus excelentes propiedades visco-elásticas y resistencia ante los ácidos grasos, solventes MEK, todos los hidrocarburos y grasa de animales.

La aplicación de estos polímeros en determinadas formulaciones nos permiten obtener productos con diversas características y aplicaciones, en las que se puede mencionar a continuación: elaboración suelas para calzado, industria llantera, reencauche, piezas técnicas, alimenticias.

En la ciudad de Ambato aparentemente no hay una correcta producción de caucho a nivel tecnificado y normalizado, pero a nivel denominado artesanal tenemos una amplia existencia de productores de suelas elaboradas con cauchos natural y sintético, siendo muy importante que en nuestra ciudad se incremente la parte técnica para la formulación adecuada de los productos en mención. Este tema se lo denomina **TECNOLOGÍA DEL CAUCHO** que lamentablemente en nuestra ciudad, solo cuenta con técnicos en la Empresa **PLASTICAUCHO**.

1.2.2 Análisis Crítico

Siendo una deficiencia el desconocimiento de la tecnología ya antes mencionada a lo único que nos puede llevar esta falencia es a obtener productos de escasa calidad, nulos en propiedades físicas y dinámicas por lo tanto estaríamos elaborando productos llenos de empirismo y carentes de cualidades técnicas.

Peor aún, la mala y equilibrada utilización de materia prima no está controlada por un equipo que analice, que el proveedor nos esté suministrando la materia prima de óptima calidad, lo que la empresa debe exigir para poder entregar a sus clientes la calidad reflejada de su producción.

Las formulaciones deben ser controladas desde su emisión hasta la sala de pesaje ya que un cambio, por pequeño que este sea, se estaría hablando de una fórmula diferente. Las pérdidas económicas por falta de capacitación son las que inclusive hacen quebrar a muchas empresas.

Entre los principales defectos que se producen en las mezclas de caucho tenemos: pigmentaciones blancas, poca fluidez en el cocido y prensado, excesiva o escasa dureza de la misma, llegando a perder en su totalidad la producción.

1.2.3 Prognosis

Los productos elaborados en caucho a diferencia de los plásticos no se los puede reutilizar de manera inmediata como (PVC, PET, LDPE, HDPE), ya que el caucho es un termo estable y que para su aprovechamiento luego de su vulcanización solo nos sirve como una carga inerte en la formulación de la mezcla.

Es sumamente nocivo cualquier producto polimérico al sufrir este una calcinación inadecuada en el medio ambiente, pero no debemos dejar pasar por alto que todas las materias primas deben venir de origen con una ficha técnica en la que nos detalle su grado tóxico y de este modo tomar las debidas precauciones.

Es de gran preocupación en nuestro medio ver que la gente deseche estos artículos en sitios que están muy aledaños a la zona urbana tomando en cuenta que la degradación de estos materiales necesitan cientos de años para su incorporación a la naturaleza como producto regenerado.

1.2.4 Formulación del Problema

¿Qué tipo de estudio será necesario para el mejoramiento de la calidad y resistencia de las muestras de caucho en el producto terminado?

1.2.5 Preguntas Directrices

- ¿Cuáles son los procesos de elaboración de las mezclas de cauchos?
- ¿Cuáles son los tipos de dureza que debe tener el caucho para sus diferentes usos?
- ¿Se podrá evaluar las pérdidas de materia prima por una mala formulación de químicos?

- ¿Qué tipo de maquinaria son los adecuados para la elaboración de las mezclas de caucho?
- ¿Qué normas se podrá aplicar para determinar la resistencia al desgaste del caucho?

1.2.6 Delimitaciones

1.2.6.1 De Contenido

En el siguiente estudio se requerirá el apoyo de algunos conocimientos como es:

- **Campo:** Ingeniería Mecánica.
- **Área:** Investigativo.
- **Aspecto:** Legislación Ambiental.
- **Tema:** “Estudio de un banco de pruebas para muestras de caucho y su incidencia en el mejoramiento de la calidad del producto terminado en la FÁBRICA CALZAMATRIZ”.

1.2.6.2 Espacial

En el presente proyecto se realizó en la FÁBRICA CALZAMATRIZ sector del Mercado Mayorista de la ciudad de Ambato, provincia de Tungurahua, en el cual se realizó algunas pruebas en las combinaciones de los químicos que conforman las diferentes mezclas de caucho.

1.2.6.3 Temporal

El desarrollo de este proyecto se realizó desde noviembre del 2012 y tuvo duración de 18 meses tiempo en el cual se hará distintas pruebas para la recopilación de datos informativos.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Para la elaboración de los compuestos de caucho se requieren diferentes máquinas como es un molino de rodillos abiertos, Banbury, en donde se realiza la mezcla de los diferentes químicos que conforman cada una de las combinaciones de caucho, el factor primordial para una buena homogenización de los químicos es el peso, ya que una variación de pesos de cualquier sustancia cambiaría sus características. Luego se evalúa un sistema de un banco de pruebas para analizar las muestras de caucho y determinar la resistencia al desgaste, la dureza, densidad, para sus diferentes usos en el medio, reduciendo los costos de producción y mejorando su calidad.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo General

Analizar un banco de pruebas para muestras de caucho y su incidencia en el mejoramiento de la calidad del producto terminado en la FÁBRICA CALZAMATRIZ”

1.4.2 Objetivos Específicos

- Estudiar los tipos de procesos de elaboración de las mezclas de caucho.
- Determinar la dureza de los diferentes compuestos de caucho elaborados en la Fábrica CALZAMATRIZ.
- Investigar los principales defectos que se presentan en las mezclas de caucho por una mala formulación.
- Investigar los materiales adecuados para la construcción de un banco de pruebas para las muestras del caucho.
- Analizar las normativas existentes sobre el ensayo de abrasión para los compuestos de cauchos elaborado en la Fábrica CALZAMATRIZ.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

Como ocurre con todos los materiales, el caucho ha experimentado una evolución en el cual se ha practicado una serie de ensayos como es: de flexión, abrasión, tracción entre otros, para mejorar sus propiedades mecánicas, las mismas que son usadas en diversos campos de la industria.

En la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato se pudo encontrar fuentes bibliográficas relacionadas con este tema como es, El Estudio del comportamiento a fatiga por flexión de la planta de calzado de seguridad para determinar su tiempo de vida útil, en la Fábrica CARVI CAUCHO de la ciudad de Ambato, realizado por el Ingeniero Andrés Ruiz Vega, en el cual determina el análisis de la vida útil de tres tipos de plantas elaboradas en esa fábrica.

El objetivo de este proyecto es determinar las características de los compuestos de caucho, utilizados en la elaboración de las suelas de calzado elaborados en la Fábrica CALZAMATRIZ, evaluando así el grado de desgaste que presenta dichas suelas por medio de un análisis de abrasión de acuerdo con las Normas INEN 1926, ISO 4649, en donde se detalla los parámetros que deben cumplir este ensayo mejorando la calidad del producto.

2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

El presente trabajo se plantea desde la perspectiva de la utilización de pequeñas cantidades de químicos en la elaboración las mezclas de caucho, para las diferentes

pruebas que se realizan en la muestras de caucho, dando así resultados favorables para la empresas.

Por tal razón y aprovechando las nuevas tecnologías en maquinaria de molienda, trituración, prensas hidráulicas para la vulcanización e inyectoras, en los que se emplean los diferentes métodos en la elaboración de las pastas de caucho, para la fabricación de suelas de caucho para el calzado, empaques, moquetas de caucho para vehículos.

2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

Según la Constitución de la República del Ecuador, se toma como base legal los siguientes artículos de la sección octava de ciencia, tecnología, innovación y saberes ancestrales que dice:

Art. 385.- El sistema nacional de ciencia, tecnología, innovación y saberes ancestrales, en el marco del respeto al ambiente, la naturaleza, la vida, las culturas y la soberanía, tendrá como finalidad:

- Generar, adaptar y difundir conocimientos científicos y tecnológicos.
- Recuperar, fortalecer y potenciar los saberes ancestrales.
- Desarrollar tecnologías e innovaciones que impulsen la producción nacional, elevando la eficiencia y productividad.

Art. 386.- El sistema comprenderá programas, políticas, recursos, acciones, e incorporará a instituciones del Estado, universidades y escuelas politécnicas, institutos de investigación públicos y particulares, empresas públicas y privadas, organismos no gubernamentales y personas naturales o jurídicas, en tanto realizan actividades de investigación, desarrollo tecnológico, innovación y aquellas ligadas a los saberes ancestrales.

Art. 388.- El Estado destinará los recursos necesarios para la investigación científica, el desarrollo tecnológico, la innovación, la formación científica, la recuperación y desarrollo de saberes ancestrales y la difusión del conocimiento. [Leyes de la Constitución de la República del Ecuador, 2008]

Los ensayos de abrasión de las mezclas de caucho están regulados por las normas ISO 4649, INEN1926, DIN 53516, en los que establecen los métodos que deben cumplir las mezclas de caucho.

2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

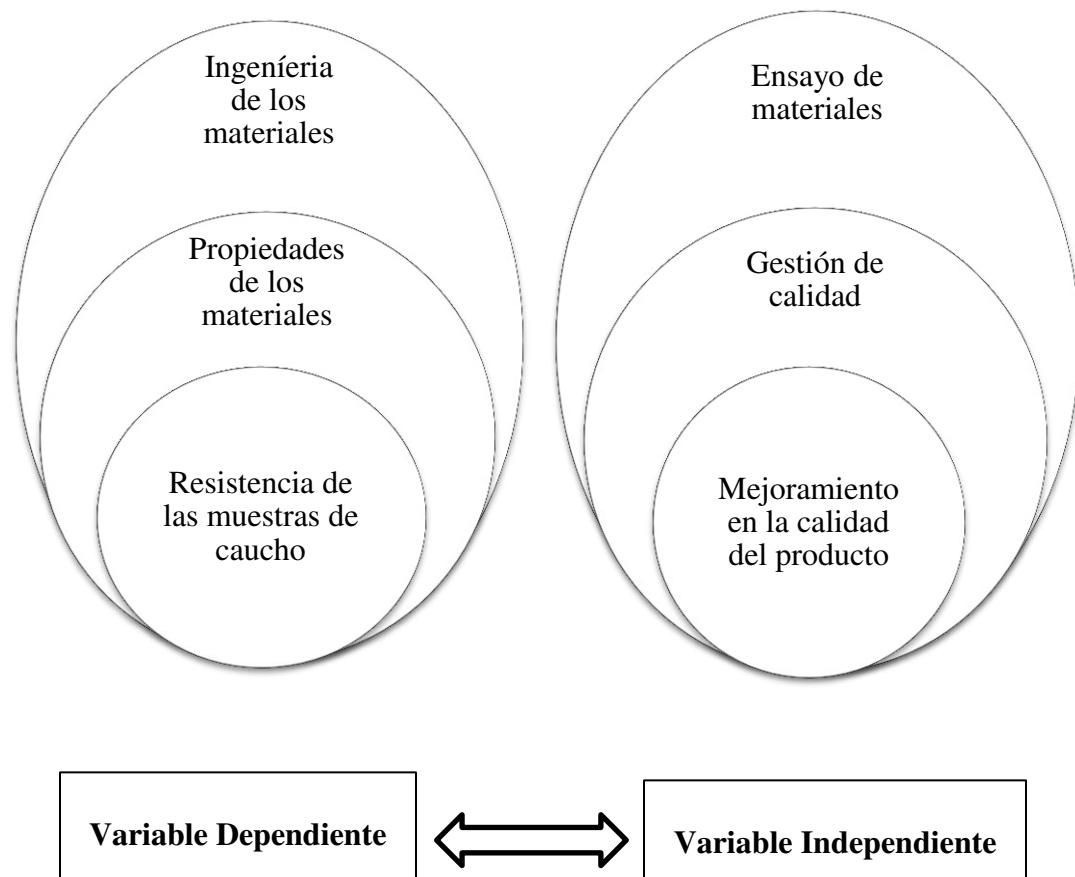


Figura 2.1 Categorías fundamentales

Fuente: Autor

2.4.1 RESISTENCIA DE LA MUESTRAS DE CAUCHO

Como ocurre con todos los materiales estos están sometidos a diferentes ensayos, en los cuales se aplican cargas o fuerzas en la parte exterior del material, para determinar su resistencia a deformaciones que se producen en ellos, de igual forma se puede decir que la resistencia del caucho se define como la capacidad para resistir esfuerzos y fuerzas aplicadas sin romperse, adquirir deformaciones permanentes o deteriorarse de algún modo, en cual se realizan diferentes ensayos para determinar estas capacidades de resistencia.

La diferencia entre la Resistencia Mecánica Teórica y la Resistencia de Materiales radica en que para ésta lo esencial son las propiedades de los cuerpos deformables. El autor ruso V.I. Feodosiev, hace mención que la Resistencia de Materiales puede considerarse como la Mecánica de los Sólidos Deformables.

2.4.2 ENSAYOS DE LAS MEZCLAS DE CAUCHO Y ELASTÓMERO

Los ensayos de laboratorio concernientes al caucho pueden ser tan amplios como las especificaciones que requieran los artículos a fabricar, teniendo en cuenta que las mezclas de caucho o goma pueden ser prácticamente infinitas, en función de la clase y proporción de sus ingredientes, lo cual incide de forma directa en las propiedades del producto terminado.

Entre los ensayos más importantes realizados a los compuestos de caucho o elastómeros tenemos:

- Determinación de la dureza.
- Resistencia a la fatiga.
- Resistencia a la tracción.
- Resistencia a la abrasión.
- Resistencia al envejecimiento por calor en aire.

- Deformaciones permanentes.
- Resiliencia e Histéresis

2.4.2.1 Determinación de la dureza

Esta propiedad es la más empleada para caracterizar un compuesto y se le puede definir como un módulo de compresión a baja deformación, la unidad de medida que se toma la dureza en los cauchos es en la escala Shore A, se realiza la medición con un instrumento llamado durómetro, basado en la penetración de una punta rígida en la masa del compuesto, en donde se aplica una fuerza o peso definido.

La dureza es una de las propiedades más utilizadas para clasificar los tipos gomas que se indica con mayor frecuencia, y muchas veces las que sirve para establecer las distintas clases. En los elastómeros es una característica fundamental y está relacionada con el grado de vulcanización, cargas, combinación polimérica y velocidades de vulcanización.

Según estudios [Corral C, 2006], la dureza de un compuesto de caucho depende de la formulaciones empleadas en estas mezclas, se puede obtener productos vulcanizados de caucho natural en rangos de dureza Shore A muy amplios.

Las características de esta aplicación son:

- Es una propiedad que se puede determinar de forma sencilla y rápida.
- Es un ensayo no destructivo, se puede realizar directamente sobre el artículo terminado.
- Aunque se exprese en unidades empíricas, está relacionada con una característica fundamental del material, su módulo de elasticidad o módulo Young.

Existen varias escalas específicas para medir las durezas de cauchos muy blandos, materiales celulares o esponjosos. Las escalas Shore 0 y shore 00 cumplen las especificaciones de la norma ASTM D2240.

Tabla 2.1 Escala de la dureza del caucho

<i>conversor durezas</i>				
°Shore A	°IRHD	°Shore D	°Shore 0	°Shore 00
DIN 53505	ASTM D 1415	DIN 53505	ASTM D 2240	ASTM D 2240
100	100	58		
95	95	46		
90	90	39		
85	85	33		
80	80	29	84	98
75	74	25	79	97
70	68	22	75	95
65	64	19	72	94
60	62	16	69	93
55	54	14	65	91
50	49	12	61	90
45	44	10	57	88
40	39	8	53	86
35	35	7	48	83
30	28	6	42	80
25			35	76
20			28	70
15			21	62
10			14	55
5			8	45
<i>Elastómeros compactos y celulares</i>	<i>Elastómeros compactos</i>	<i>Poliuretanos, PTFE rígido, Termoplásticos y Elastómeros muy duros</i>	<i>Elastómeros compactos y celulares de media densidad</i>	<i>Elastómeros celulares de media y baja densidad</i>

IRHD : International Rubber Hardness Degree

Fuente: <http://www.eric.es/web/dureza/>

2.4.2.2 Resistencia a la fatiga

Se define como el cambio en las propiedades de un compuesto cuando es sometido a la acción prolongada de esfuerzos mecánicos intermitentes principalmente de flexión, este fenómeno se puede dar en cintas transportadoras, correas de transmisión, neumáticos, etc., estas sollicitaciones cíclicas producen en los compuestos la iniciación y propagación de grietas que pueden llevar a la rotura de las piezas de caucho.

2.4.2.3 Resistencia a la tracción

Las características de tracción son junto con la dureza, las que con mayor frecuencia se incluyen en las especificaciones tanto de cauchos sintéticos como natural, este tipo caucho empleado en la formulación alcanza un máximo cuando la carga está en su óptima cantidad, esto depende del tipo de caucho y de carga, un tipo especial de la rotura es el desgarramiento, que se produce por la acción de una tensión máxima en el material en algún punto de la probeta, generalmente asociado por una discontinuidad geométrica en el mismo o con una falla en el mezclado.

Para medir la tracción de un elastómero, se utiliza un dinamómetro. Se toma la muestra de una forma aleatoria, se sujeta cada extremo y luego se procede a estirarla a velocidad constante, hasta su rotura. La tensión requerida para romper la muestra representa la resistencia a la tracción del material. [Fridenthal E, 2000]

2.4.2.4 Resistencia a la abrasión

La resistencia a la abrasión o al desgaste es una problemática más importante en la industria cauchera, principalmente en los neumáticos. La abrasión de un compuesto es un fenómeno que está estrechamente vinculado con los procesos combinados (mecánicos, térmicos, químicos), además de la formulación, el diseño y los métodos de fabricación utilizados para elaborar el artículo.

La abrasión comienza por un desgarramiento tangencial entre la cara de un compuesto de caucho y la superficie abrasiva, el grado de desgaste depende del número de rugosidad que tenga la tela abrasiva y la presión con la que se ejerce a la misma, mientras tanto el material es desprendiendo en forma de partículas así la superficie.

El mejoramiento en las resistencia a la abrasión de los compuestos de caucho depende de la combinación de algunos componentes como son: caucho nitrilo (NBR), caucho

natural (NR), sintético (SBR), las cargas reforzantes, plastificantes, entre otros. [Corral C, 2006]

2.4.2.5 Resistencia al envejecimiento por calor en aire

Determina la degradación de un elastómero manteniéndolo durante un cierto número de horas a una temperatura superior a la ambiente. Este envejecimiento indica las variaciones halladas en resistencia a la tracción, alargamiento, rotura y la dureza. Hay que tener en cuenta que una goma puede ser afectada en horas, debido a una temperatura elevada, y puede durar años a temperatura ambiente.

2.4.2.6 Deformaciones remanentes, Fluencia y relajación de esfuerzos

Son 3 tipos de características íntimamente relacionadas entre sí, ya que reflejan el efecto de un esfuerzo o de una deformación aplicada durante un tiempo prolongado. Si se aplica un esfuerzo constante, además de la deformación instantánea resultante, inicialmente tiene lugar una deformación adicional más lenta (fluencia). Si por el contrario es el valor de la deformación impuesta el que se mantiene constante, el esfuerzo necesario para producir dicha deformación irá disminuyendo paulatinamente (relajación de esfuerzos). Al suprimir la fuerza deformante la pieza de goma experimentará una recuperación instantánea pero incompleta, quedará una deformación residual (deformación remanente), que a veces se reduce algo en el tiempo aunque sin llegar a desaparecer por completo.

2.4.2.7 Resiliencia e Histéresis

En el caucho vulcanizado se define la Resiliencia como la relación entre la energía restituida después de una deformación y la energía total suministrada para producir dicha deformación. Una forma sencilla de determinarla es a través del rebote de un péndulo tras su impacto en la goma, en cuyo caso se denomina resiliencia por rebote.

- La resiliencia depende de la velocidad de deformación. La histéresis es la energía perdida durante un ciclo dado de deformación y recuperación.
- El calor generado por una sucesión de ciclos de deformación y recuperación, debido a la conversión de energía de histéresis en calor, es usualmente medido por el aumento de la temperatura de la probeta de ensayo.

Un ejemplo de caucho con muy alta resiliencia es la goma virgen, el Caucho Natural NR, y por el contrario el caucho con más baja resiliencia es el caucho butílico, que le proporciona una elevada capacidad de amortiguación de impactos o vibraciones no sostenidas. [En línea, <http://www.eric.es/web/mecanica-de-los-cauchos/>]

2.4.3 PROCESOS DE ELABORACIÓN DE LAS MUESTRAS DE CAUCHO

En la fabricación de artículos el caucho natural se trata con varios compuestos mezclándolos en máquinas, la mezcla se aplica entonces mecánicamente a una base o molde. Para la mayoría de aplicaciones, el caucho crudo se mezcla con una variedad de ingredientes para modificar sus características, que endurecen el caucho en el producto final, se incluye agentes como pescadillas, o carbonato de calcio, sulfato de bario.

Estos agentes son utilizados para reforzar la carga del material y fortalecer el producto acabado; se incluyen el negro de carbón, óxido de zinc, carbonato de magnesio, y diversas arcillas.

2.4.3.1 Formulaciones de caucho

La formulación de un compuesto de caucho es un conjunto de alrededor de diez ingredientes como se puede observar en la figura 2.2, que se vincula en la mezcla y estos cumplen diversas funciones en la misma, dichos elementos deben ser combinados en la proporción adecuada de acuerdo a las características exigidas por el consumidor final del producto.

También se debe hacer una elección adecuada del caucho base que tendrá la formulación, las propiedades mecánicas finales requeridas en la pieza a fabricar, si se debe cumplir con módulos específicos en compresión o tracción y con alguna otra característica requerida.



Figura 2.2 Compuestos empleados en un producto de caucho

Fuente. <http://www.rutech.com.co>

Los elementos de una formulación de caucho tienen una apariencia a una receta o composición que muestra las cantidades relativas a todos los ingredientes involucrados, allí se pueden ver muchos de los componentes empleados tales como el polímero base, las cargas reforzantes, el plastificante, el sistema de vulcanización (activadores, acelerantes y agente de vulcanización) y algunas ayudas de proceso.

Estas cantidades están expresadas en PHR (partes por 100 de polímeros), que es la unidad universal para establecer la formulación de un compuesto de caucho pero se debe tener en cuenta la conversión de dichos PHR a Kg o g según el tamaño de la mezcla a fabricar, como se observa en la tabla 2.2, y se hace posible calcular de forma teórica el peso total de la mezcla así como la dureza.

La formulación se independiza del tamaño de la mezcla porque se trata de cantidades siempre relativas a 100 partes de polímeros no importa si se mezcla en un pequeño molino o un gigantesco mezclador interno. [Fridenthal E, 2000]

Tabla 2.2 Formulación de caucho

INSUMOS	PHR	PESO
		(En Kg)
NBR del 40 % (1)	100,00	6,000
Total caucho base	100,00	6,000
Silica granulada (2)	12,50	0,750
Struktol SCA98 (2)	10,00	0,150
Silica granulada (3)	12,50	0,750
Negro de Humo 330 (3)	40,00	2,400
DOP (3)	10,00	0,600
Óxido de Zinc (3)	5,00	0,300
Ácido esteárico (3)	3,00	0,180
Struktol TS35 (3)	6,00	0,360
Colofonia (3)	5,00	0,300
Struktol WB222 (3)	4,00	0,240
Poliétilén Glicol (3)	10,00	0,150
Antioxidante (4)	1,50	0,090
Azufre (4)	3,00	0,180
TBBS (4)	1,00	0,060
TMTD (4)	0,40	0,024
PESO TOTAL		12,534

Fuente. <http://www.rutech.com.co>

La preparación de la mezcla de caucho finaliza con el proceso de mezclado, el cual se puede realizar en molino abierto o en mezclador interno.

2.4.3.2 Procesos de mezclado

Previo a la vulcanización se requiere incorporar al caucho los ingredientes de la formulación, para el mezclado de estos químicos se requieren los siguientes equipos:

a) Molino de rodillo

Consisten en dos cilindros que giran en sentido opuesto y dispuesto uno cerca del otro de forma que existe un espaciado constante entre ambos, por medio de estos pasa el caucho ejerciendo la acción de mezclado, en consecuencia por la acción de la diferencia de velocidades rotacional de los rodillos produce un esfuerzo de corte sobre el material, normalmente se escoge una temperatura a la cual el polímero se va a mezclar, el mismo se adhiere a uno de los cilindros en una capa muy fina. [Fridenthal E, 2000]

Los cilindros son calentados o refrigerados mediante un fluido que circula por el interior de dichos cilindros esto permite mantener una temperatura constante en los rodillos. Durante el mezclado la banda obtenida es cortada y manualmente introducida hasta obtener una correcta homogenización de la mezcla de caucho.

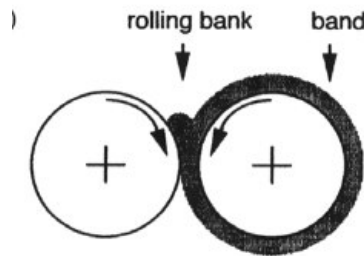


Figura 2.3 Esquema de rodillo o calandras

Fuente: Tecnología del caucho

b) Mezcladores internos

Esencialmente los mezcladores internos consisten en cámaras cilíndricas en las que el material es deformado por rotación de unas cuchillas o rotores. En la mayoría de

los casos la carcasa consiste realmente en dos cilindros adyacentes en los que hay insertados dos rotores que describen recorridos concéntricos con la carcasa.

El mezclador interno se genera también esfuerzos cortantes que son los que permite el masticado del caucho y la incorporación de los ingredientes de formulación, una vez que se ha realizado el proceso de mezclado este debe ser preparado de forma tal que pueda ser preformado antes que el producto final sea vulcanizado. [Corral C, 2006]

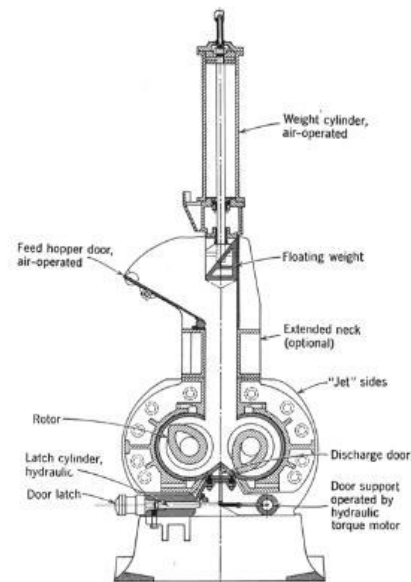


Figura 2.4 Esquema de un mezclador interno tipo Banbury

Fuente: Tecnología del caucho

c) Vulcanización

Los productos de caucho se vulcanizan bajo presión y temperatura elevada. Muchos artículos se vulcanizan en moldes que se ponen bajo la compresión de prensas hidráulicas, o se someten a presión de vapor interno o externo durante el calentamiento.

El moldeo es la parte de la operación en el cual se produce el llenado de las cavidades del molde, cuando más acelerado y viscoso este el compuesto, el moldeo se

transforma en un proceso crítico, pues en ese punto es cuando se pueden producir piezas o artículos defectuosos. [Fridenthal E, 2000]

La fabricación de una mezcla de caucho es un proceso de gran cuidado en el cual se deben analizar varias cosas antes de tomar decisiones, vale mencionar que en el mercado se encuentran gran cantidad de ayudas de proceso y aditivos para mejorar determinadas características específicas de la mezcla. [Rutech, 2011]

En el mezclador interno se coloca todos los ingredientes que compone la mezcla de caucho, en él se comienza a combinarse todos los químicos durante un determinado tiempo hasta formar una masa, posteriormente pasa a un molino abierto, en la figura 2.5 se puede observar el esquema del proceso de mezclado en este molino hasta obtener la pasta final.



Figura 2.5 Proceso de mezclado

Fuente: <http://www.rutech.com.co>

d) Ventajas y desventajas del molino de rodillo y el banbury

Mezclador abierto o molino de rodillo

Ventajas

- Bajo costo.
- Fácil limpieza.

- Se puede trabajar mezclas sensibles a la temperatura.
- Mayor versatilidad en el tamaño de las mezclas.
- Menor pérdida de carga.

Desventajas

- Ciclo de mezclado extenso.
- Calidad de la mezcla depende del operario.
- Mezcla más heterogeneidad de lote a lote.
- Tiempo de mezclado de difícil estandarización.
- Requiere de mayor seguridad industrial para el operario.
- Alto nivel de contaminación

Mesclador cerrado o BANBURY

Ventajas

- Ciclos de mezclado más cortos.
- Mayor grado de automatización.
- Calidad de la mezcla depende menos del operario.
- Mayor facilidad de estandarizar tiempos de mezclado.
- Mayor control del material particulado.
- Mezclas más homogéneas de lote a lote

Desventajas

- Alto costo
- Aumento rápido en la temperatura por estar confinado

- Mantenimiento más complejo.
- Requiere un molino asociado al BANBURY.
- Más limitación en la cantidad de mezcla a agregar.

2.4.4 PRINCIPALES DEFECTOS DE UNA MEZCLA DE CAUCHO

Para evitar posibles defectos en una mezcla de caucho durante el proceso de la vulcanización o cocido de los productos, se debe partir de la formulación de la mezcla de caucho los cuales tienen diferentes elementos o ingredientes que conforman una pasta de caucho.

En la formulación de las pastas se debe tener en cuenta el peso de cada uno de los elementos químicos que lo conforman, el mismo que es un factor primordial para obtener un producto de buena calidad, también se debe considerar las características que debe tener dicho producto, en este caso las suelas para el calzado industrial y sus propiedades físicas a las mismas que van estar sometidas a diferentes cargas de trabajo.

Los principales defectos que se puede dar en una mezcla de caucho son:

- Pigmentaciones blancas.- Esto se produce durante y después de la elaboración de la pasta de caucho, durante la mezcla se puede dar por el exceso de elementos químicos como es azufre, ácido esteárico y aceites, en cambio en la suela de calzado se nota el afloramiento las pigmentaciones blancas después de un determinado tiempo llegando a perderse la producción.
- Cristalización.- La cristalización del caucho se da también por excesos de los acelerantes por eso es muy importante controlar el peso los diferentes químicos, en el cual se puede observar las fisuras que se presentan al aplicar una pequeña fuerza en la suela.

- Exceso de tiempo en el vulcanizado.- Esto depende principalmente en la formulación de los químicos del MTBS, azufre, y se presenta en el proceso del prensado en donde se demora en salir el producto terminado de la matriz de la suela.
- Escasa dureza.- Depende principalmente de las cargas como es el caolín, aceite cuando no se controla el peso de las mismas presentándose en la planta demasiada suavidad.
- Excesiva dureza.- Se debe por el aumento del Zeosil y por la falta de ayudantes de procesos lo que le convierte a la suela de calzado muy rígida y se vuelve incomodo en el uso del producto terminado.
- Poca fluidez.- Depende principalmente del control de la presión de la prensa hidráulica.

2.4.5 MÉTODO DE PRUEBA ESTÁNDAR PARA RESISTENCIA CAUCHO

Según la Norma ASTM D5963 e ISO 4649, la resistencia a la abrasión es un factor de rendimiento de vital importancia para los productos de caucho, como los neumáticos, cintas transportadoras, correas de transmisión, mangueras, calzado y revestimiento de piso. Es una prueba capaz de medir la resistencia a la abrasión del caucho, incluyendo la uniformidad de comportamiento al desgaste en condiciones de servicio abrasivo o fricción, es por lo tanto altamente deseable.

Este método de ensayo puede ser utilizado para estimar la resistencia a la abrasión relativa de diferentes cauchos. Dado que las condiciones de desgaste abrasivo en el servicio son complejas y varían ampliamente, hay una correlación directa entre este ensayo acelerado y el rendimiento real puede ser asumida. También es adecuado para la realización de ensayos comparativos, control de calidad, pruebas de cumplimiento de las especificaciones, fines de arbitraje, y la investigación y desarrollo.

En este ensayo cubre la medición de la resistencia a la abrasión del caucho vulcanizado (cauchos termoestables y elastómeros termoplásticos), que están sujetas a desgaste abrasivo o fricción en el servicio real. La resistencia a la abrasión se mide moviendo una pieza de prueba a través de la superficie de una lámina abrasiva montada en un tambor giratorio, y se expresa como la pérdida de volumen en milímetros cúbicos o índice de resistencia a la abrasión en por ciento.

Para la pérdida de volumen, un número más pequeño indica una mejor resistencia a la abrasión, mientras que para el índice de resistencia a la abrasión, un número más pequeño indica menor resistencia a la abrasión.

Según la norma D5963 los resultados obtenidos por este método de ensayo no se supone que representan el comportamiento de desgaste de caucho con experiencia en servicio real. [En línea, <http://www.astm.org/Standards/.htm>]

Según la norma ISO 4649 esta especificado un método para la determinación de la resistencia a la abrasión del caucho por medio de un dispositivo de tambor cilíndrico giratorio. Este método implica la determinación de la pérdida de volumen de una probeta de caucho a través de la acción abrasiva por el roce sobre un grado especificado de tela abrasiva.

Debido a factores tales como el grado de partículas abrasivas utilizado en la fabricación de la tela, la contaminación y el desgaste de los ensayos previos, conducen a variaciones en los valores absolutos de pérdida por abrasión, todas las pruebas deben ser comparativas, el caucho estándar que se incluyen para que los resultados puedan expresarse como una pérdida de volumen relativo, se refiere a una tela abrasiva calibrada o un índice de resistencia a la abrasión que nos indica un caucho estándar.

Una probeta de caucho cilíndrica es sometida a la acción de una tela abrasiva de grado abrasivo especificado, la cual esta una presión especificada de contacto sobre un área dada. La abrasión tiene lugar sobre una de las superficies extremas planas de

la pieza de prueba cilíndrica, la tela abrasiva se une a la superficie de un tambor cilíndrico giratorio contra el cual la pieza de ensayo se lleva a cabo, y a través de la cual es atravesada.

Otras referencias se pueden ver

- ISO 48, cauchos vulcanizados - Determinación de dureza (dureza entre 30 y 85 IRHD)
- ISO 471, Caucho - temperaturas estándar, humedades y los tiempos para el acondicionamiento y ensayo de probetas.
- ISO 2393, prueba de Mezclas de goma - Preparación, mezcla de vulcanización final - procedimientos extremos del equipo.
- ISO 2781, de caucho vulcanizado - Determinación de la densidad.

2.4.6 USOS Y APLICACIONES DE LAS MEZCLAS DE CAUCHO

Las características tanto químicas como físicas permite ser usado en una gama muy amplia, el caucho vulcanizado tiene muchas aplicaciones estos es por su resistencia a la abrasión, en la fabricación de artículos mecánicos, el caucho blando se utiliza en los dibujos de los neumáticos de los automóviles y en las cintas transportadoras

Por su flexibilidad, se utiliza frecuentemente para fabricar mangueras, neumáticos y rodillos para una amplia variedad de máquinas, desde los rodillos para escurrir la ropa hasta los instalados en las rotativas e imprentas.

Por su elasticidad se usa en varios tipos de amortiguadores y mecanismos de las carcasas de máquinas para reducir las vibraciones, al ser relativamente impermeable a los gases se emplea para fabricar mangueras de aire, globos y colchones.

Por su resistencia a la electricidad el caucho blando se utiliza en materiales aislantes, guantes protectores, zapatos y mantas, y el caucho duro se usa para las carcasas de teléfonos, piezas de aparatos de radio, medidores y otros instrumentos eléctricos.

En la siguiente tabla 2.3 se puede observar el porcentaje de uso de los diferentes productos. [Corral C, 2006]

Tabla 2.3 Porcentaje de uso del caucho por tipos de productos

Producto	%
Llantas y productos llanteras	70
Artículos mecánicos	10
Productos de látex	7
Calzado	5
Productos de ingeniería	3.5
Adhesivos	2
Otros	2.5

Fuente: Formulación y vulcanización del caucho

2.4.7 COMPONENTES INVOLUCRADOS EN LA FORMULACIÓN DE CAUCHO

Las pastas de cauchos se producen a partir de formulaciones que incluyen una gran variedad de componentes orgánicos e inorgánicos que se mezclan para formar un compuesto con características y propiedades específicas, siendo la selección de los componentes de una formulación la parte inicial para la obtención de un producto terminado a las necesidades requeridas del consumidor y con un costo mínimo.

Para una formulación en particular, las propiedades y el desempeño dependerán de:

- La selección del caucho.
- La selección y cantidades de los componentes.
- De la forma de realizar la mezcla.
- De los métodos de moldeo empleados.
- De la vulcanización.

En una formulación se pueden utilizar entre 10 y 20 componentes, la variedad con la que se pueden cambiar sus propiedades al combinarlos es una de las características más notables de la tecnología del caucho. [Howard L. Stephens, 1989]

- Base elastomérica,
- Agentes reforzantes,
- Ayudas de proceso,
- Anti-degradantes
- Sistema de vulcanización.

2.4.7.1 Base elastomérica

Es una clase de materiales que se distinguen del resto por su propiedad visco elástica, es decir, recuperan su forma original casi por completo después de liberar una fuerza que se aplicó sobre ellos.

La base elastomérica puede estar compuesta por: caucho natural, sintético, mezcla de caucho natural con caucho sintético, mezclas de cauchos sintéticos, caucho reciclado.

La selección del caucho está basada principalmente en su costo, facilidad de mezclado y propiedades. Por otro lado, hay diferentes grados de cauchos [J. R. Beatly, 1975] y para su selección hay que tener en cuenta las condiciones a las cuales

estará expuesto como pieza terminada, por ejemplo si va a ser expuesto a solventes químicos, a temperaturas elevadas.

En la figura 2.6 muestra algunos tipos de cauchos naturales y sintéticos que se usan en la industria hulero



Figura 2.6 Diferentes tipos de cauchos naturales y sintéticos

Fuente: J. R. Beatly, M. L. Studebaker, Rubber, 1975

2.4.7.2 Agentes reforzantes

Se incorporan al caucho para modificar sus propiedades mecánicas, eléctricas y ópticas, economizar y ayudar en el proceso, aunque el propósito original era bajar costos, actualmente son más importantes en la modificación de las propiedades.

Estos pueden ser rellenos orgánicos e inorgánicos, fibrosos, sílicas cargas negras y blancas pueden actuar como relleno reforzante, semi-reforzante y no reforzante.

En la selección de un relleno [Gary R. Hamed, 2000], se toma en consideración: el tamaño de partícula, el área superficial, la estructura y la actividad superficial. En la figura 2.7 se presenta la clasificación de ciertos agentes reforzantes con respecto al tamaño de partícula.

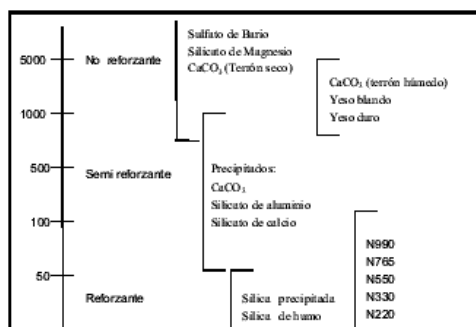


Figura 2.7 Clasificación de agentes reforzantes

Fuente: C. M. Blow, Rubber Technology and Manufacture,

2.4.7.3 Ayudas de proceso

Se usan para reducir el tiempo y la energía durante el mezclado, además de mejorar la dispersión de los componentes en polvo, proporcionando elasticidad en el proceso del caucho. Para la selección de las ayudas de proceso se consideran los siguientes factores su compatibilidad, costo, eficiencia, manchado y las propiedades a bajas temperaturas.

Estos pueden ser ablandadores, plastificantes, peptizantes, lubricantes, agentes de adhesión, suavizantes, ayudas de dispersión, aceites y resinas. Existe un gran número de compuestos que actúan como ayudas de proceso, como se muestran en la tabla 2.4.

Tabla 2.4 Tipos de ayudas de Proceso

Nombre Comercial	Compañía	Uso
Interlube A	Anchor	Mejora el flujo
NE Plasticer	Chemical	en el moldeo Plastificante no estable
Rubitac	British	
Rubolene	Solvent Oils	Plastificante
IML-1	Du Pont	Lubricante interno
Biltac	Hubron	Plastificante
Kenflex	Rubber Chemicals	Polimeros aromáticos
Softack		Plastificante
Wingstock95		Resina
Dutrex RT	Shell	Plastificante

Fuente: J. R. Beatty and M. L. Studebaker, Rubber, 1975

a) Peptizantes

Son usados principalmente en el caucho natural para ayudar a incrementar la eficiencia en la masticación del caucho e incrementar la velocidad del rompimiento molecular evitando la formación de radicales libres, se añaden al inicio del mezclado debido a que el azufre inhibe su acción, los cauchos sintéticos necesitan de altas concentraciones de peptizantes.

b) Semi-peptizantes

Son llamados así debido a que ayudan en el rompimiento de las moléculas de los cauchos naturales y sintéticos, en algunos casos facilitan el mezclado y procesado, generalmente son líquidos aunque también se les encuentra en forma de polvo.

c) Ablandadores

Se aplican en pequeñas cantidades para facilitar la incorporación de los rellenos, ablandar la pasta de caucho durante la vulcanización y así facilitar el procesamiento.

Los principales ablandadores se obtienen del:

- Petróleo (aceite, aromático, cera, asfalto).
- Pino (alquitrán de pino, resina).
- Alquitrán de hulla (aceite de alquitrán de hulla, resina).
- Aceites y grasas naturales (aceites vegetales o fundidos, ácidos grasos).
- Compuestos orgánicos sintéticos (plastificantes del tipo éster, polímeros líquidos, entre componentes sintéticos)

d) Plastificantes

Se usan para mejorar la deformación de la pieza y una de las ventajas es que no se volatilizan. Los plastificantes tipos éster derivados de ciertos ácidos orgánicos y alcoholes se aplican en los cauchos nitrilo-butadieno y cloropreno para obtener una

viscosidad de procesado apropiada, además ayudan a la incorporación de rellenos en pastas rígidas y para una mejor flexibilidad a bajas temperaturas.

e) **Lubricantes**

Los aceites de petróleo además de aplicarse como lubricantes se usan como aditivos para disminuir el costo de la pieza. Estos pueden ser incorporados durante el mezclado en los cauchos como es el caso del SBR, en los cuales se añaden en pequeñas cantidades junto con el relleno, logrando un ablandamiento durante la vulcanización. [J. R. Beatty, M. L. Studebaker, Rubber, 1975]

Estos lubricantes se clasifican en:

- **Aceites Aromáticos:** son buenos para ayudar a la dispersión del negro de humo durante el mezclado, presentan un efecto de decoloración en la pieza, además presentan un efecto adverso en la resistencia al calor y radiación ultravioleta.
- **Aceites Parafínicos:** son menos eficientes como ayudas de proceso, pero tienen mejor efecto durante el envejecimiento, en la decoloración o la estabilidad al calor. Su desempeño a bajas temperaturas es mejor que los aromáticos.
- **Aceites Nafténicos:** su efecto se sitúa entre los aceites aromáticos y parafínicos.

2.4.7.4 Anti degradante

La función de los anti-degradantes [Layer W, Lattimer P, 1990], es prevenir que las propiedades cambien durante su servicio debido a una degradación por oxidación o el ataque por ozono. La volatilidad es un factor importante a considerar, es mejor que sea soluble en el caucho pero insoluble en los componentes líquidos, la pérdida durante el procesado y servicio ocasiona una disminución en su duración. Para la selección de los anti-degradantes se consideran los siguientes criterios: costo, solubilidad, estabilidad al calor, a la luz, al oxígeno y a otros factores, además dependerá de la aplicación de la pieza.

El mecanismo de degradación inicia por la reacción del ozono con los dobles enlaces del caucho para formar ozónidos, las cuales se descomponen al romper los dobles enlaces y bajo esfuerzo aparece la fractura, siendo una reacción repetitiva. Si el caucho no se encuentra bajo esfuerzo, los dobles enlaces son capaces de recombinarse, presentan la fractura en forma de escarcha.

- La completa dispersión de los ingredientes, la pobre dispersión acelera este fenómeno.
- La presencia de material extraño, las impurezas metálicas o polvo aceleran la fractura de una pieza terminada.
- La historia térmica del material antes del moldeo, materia prima envejecida antes del moldeo reduce la fractura.

Las ceras protegen al caucho del deterioro ambiental que ocasiona un envejecimiento prematuro, formando una película en la superficie del caucho que lo protege del ataque por el ozono, presentando un efecto barrera, que depende de la solubilidad y temperatura. Existen dos tipos de ceras: la cera parafínica y la micro cristalina; esta última tiene menos tendencia a ser visible en la superficie. Por lo general se recomienda mezclar las dos para una máxima protección en un amplio rango de temperaturas de exposición. Su ventaja es que son de bajo costo, no manchan y no afectan la vulcanización. [Michalak H, 1974].

2.4.7.5 Sistema de vulcanización

Según [Fath A, Rubber World, 1993], se usan para retardar o acelerar el sistema de entrecruzamiento. Sin su uso la vulcanización del caucho sería muy lenta y tardaría días o meses en obtenerse un material vulcanizado con determinadas propiedades. Son sustancias químicas las cuales al reaccionar con las moléculas del caucho forman una red tridimensional entre los segmentos de la cadena formando enlaces C-C, C-S-C y C-Sx-C, a todo este proceso se le conoce como vulcanización, curado,

entrecruzamiento. En la tabla 2.5 se describen las ventajas y desventajas de algunos agentes vulcanizantes.

Tabla 2.5 Ventajas y desventajas de algunos agentes vulcanizantes

Tipo	Caucho	Ventajas	Desventajas
Acelerador y donador de azufre	Caucho natural, BR, BR, EPDM	Versátil	Resistencia al calor
Peróxido	Cauchos saturados como EPM	Excelente resistencia al calor	Control en la velocidad de curado, pobre resistencia a la fatiga
Resinas	Principalmente caucho butilo	Resistencia al calor, módulo estable	Curado lento
Oxido metálico	Cauchos halogenados	Mezcla con CR, CSM	Resistencia al agua

Fuente: Michael A. Fath, Rubber World, 1993

Con la vulcanización se incrementa el esfuerzo tensil, el módulo, la dureza, la resistencia a la abrasión y por consiguiente disminuye la elongación, compresión permanente y la solubilidad. La resistencia a la tensión y al rasgado muestra un valor óptimo, debido a los cambios producidos por el grado de entrecruzamiento.

Con un entrecruzamiento excesivo se obtienen productos rígidos, con un entrecruzamiento normal se mejora la propiedad de resistencia a la tensión y al rasgado, además de la fatiga.

Un entrecruzamiento pobre proporciona una degradación oxidativa y térmica con una baja compresión permanente. En la tabla 2.6 se describen las propiedades del caucho crudo y vulcanizado.

Tabla 2.6 Cambio en las propiedades físicas del caucho crudo y vulcanizado

Caucho sin vulcanizar	Caucho vulcanizado
Baja tensión	Alta tensión
Alta retención	Baja retención
Termoplástico	Termofijo
Pegajosidad	Ausencia de pegajosidad
Baja viscosidad	Alta viscosidad
Alto ablandamiento	Bajo ablandamiento
Bajo modulo	Alto modulo
Bajo esfuerzo a la tensión	Alto esfuerzo a la tensión
Alta elongación	Baja elongación
Baja dureza	Alta dureza
Alta deformación permanente	Baja deformación permanente
Bajo rebote	Alto rebote
Alto hinchamiento ante solventes	Bajo hinchamiento ante solventes

Fuente: Michael A. Fath, Rubber World, 1993

2.4.7.6 Sistema de vulcanización con azufre

Es el agente [Koczorawskai E, 1998], de vulcanización más ampliamente usado en los cauchos, cuya estructura está conformada por dobles ligaduras como en el caso de los cauchos: natural, estireno-butadieno (SBR), polibutadieno, nitrilo, policloropreno y polisopreno.

Un sistema de vulcanización típico está compuesto por el azufre, óxido metálico como el óxido de zinc, ácido graso (para solubilizar el óxido metálico) y uno o más aceleradores orgánicos. Se usa en una concentración de 1 a 3ppr, los métodos para la vulcanización pueden ser:

- Azufre solo.
- Azufre convencional y aceleradores.
- Baja cantidad de azufre y aceleradores.
- Sistema donador de azufre.

2.5 HIPÓTESIS

¿Con el estudio de un banco de pruebas para las muestras de cauchos se podrá mejorar en las propiedades de las gomas de caucho crudas posteriormente vulcanizadas y por ende verificar sus propiedades con los respectivos análisis?

2.6 SEÑALAMIENTO DE VARIABLES

2.6.1 Variable independiente

Estudio de un banco de pruebas para caucho.

2.6.2 Variable dependiente

Mejoramiento de la calidad de productos terminados en la Fábrica CALZAMATRIZ

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE

La presente investigación tiene un análisis de estudio cuantitativo, el mismo que se tomarán datos informativos sobre los diferentes compuestos de cauchos utilizados en la fábrica Calzamatrix, para la elaboración de las suelas de caucho.

3.2 MODALIDAD DE INVESTIGACIÓN

3.2.1 Campo

En el desarrollo del proyecto se utilizará la investigación de campo para la obtención de datos necesarios para el estudio, los mismos que serán adquiridos directamente de la fábrica Calzamatrix.

3.2.2 Descriptivo

Lo utilizaremos para conocer e identificar sobre la materia obtenida del caucho y los pasos que se deben tomar en la elaboración de la misma.

3.3 TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.3.1 Exploratoria

Se podrá investigar cada uno de los medio en que se utiliza el caucho y su forma de procesamiento en la elaboración de los diferentes artículos de caucho.

3.3.2 Descriptiva

Este tipo de investigación se podrá describir los procesos de obtención gomas de caucho y otros productos que utilizan este material.

3.3.3 Experimental

En la investigación se realizará los diferentes experimentos para la comprobación y verificación del correcto funcionamiento del banco de pruebas.

3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA

Se tomará como población las diferentes suelas de caucho producidas en la Fábrica Calzamatrix, las mismas que son utilizadas para la elaboración de calzado industrial. Determinando las propiedades y sus características mecánicas que deben tener estas suelas, necesarias para la durabilidad del producto, también se podrá identificar los pasos para recolección y el tratamiento que se da al caucho en sus diferentes procesos de elaboración de las pastas.

3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.5.1 Variable Independiente: “Estudio de un banco de pruebas para muestras de caucho”

Tabla 3.1 Operación de la variable independiente

CONCEPTO	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	INSTRUMENTOS
Un banco de pruebas es un mecanismo en donde se puede realizar experimentos con los diferentes tipos de materiales, en el cual se toma datos informativos de los ensayos realizados, determinando sus características y propiedades mecánicas.	Toma de datos del ensayo	Analizar el porcentaje de materia prima que se requiere para la elaboración de la mezcla.	¿Determinar el tiempo de desgaste que dura una goma de caucho?	Observación directa. Bibliografía
	Identificar las propiedades del caucho.	Evaluar cada una de las causas de los defectos que se presenta en las muestras de caucho.	¿Bajo qué parámetro se puede medir la calidad del compuesto de caucho?	Observación directa. Bibliografía

Fuente: Autor

3.5.2 Variable Dependiente.- “Mejoramiento de la calidad del producto terminado en la FÁBRICA CALZAMATRIZ”

Tabla 3.2 Operación de la variable dependiente

CONCEPTO	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	INSTRUMENTOS
<p>El control de la calidad es un factor importante para garantizar la durabilidad de un determinado artículo, mediante el cual se va controlando los parámetros que debe cumplir en la elaboración llegando a mejor la productividad.</p>	<p>Mejorar la producción</p> <p>Disminuir el desgaste</p>	<p>Determinar la pérdida de volumen y de masas de cada uno de los compuesto de caucho</p> <p>Se puede aplicar tanto en suelas de caucho y también en los elastómeros.</p>	<p>¿Cuáles son las especificaciones técnicas que deben cumplir los compuestos de caucho para su utilización?</p> <p>¿Qué tipo de ensayo se puede aplicar para medir el desgaste?</p>	<p>Ensayo de laboratorio</p> <p>Norma INEN 1926</p> <p>Ficha técnicas</p> <p>Observación directa.</p>

Fuente: Autor

3.6 RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

Para la recolección de la información nos basaremos en los datos obtenidos de la fábrica, en ellos se podrá identificar los diferentes problemas que se observa en la elaboración y vulcanización de las suelas de caucho.

De la norma INEN 1926, ISO 4649 se determinará los parámetros que debe cumplir las muestras de caucho para el ensayo de abrasión.

3.7 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

Identificar los principales defectos que se puedan dar en la elaboración de la pasta de caucho para lo cual se debe tener en cuenta las cantidades de cada peso de los diferentes químicos a utilizar para dicha pasta.

3.7.1 Procesamiento y análisis

- En el análisis de resultados se podrá determinar la cantidad de desgaste que se produce en una suela de caucho durante el ensayo.
- Representar los resultados mediante tablas y gráficos en función de los objetivos
- Comprobar la hipótesis.
- Establecer conclusiones y recomendaciones

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el proceso de elaboración de las mezclas de cauchos se llevan a cabo algunos pasos, en los cuales se debe mencionar la correcta selección de la materia prima siendo este un factor primordial en la homogenización de estos compuestos y un correcto pesaje de los químicos garantiza la calidad del producto.

Mediante estas mezclas de los químicos se puede obtenerlos diferentes combinaciones de cauchos como son Caucho Nitrilo, Fame, Diésel y Taype, entre los más utilizados en la producción de las suelas de goma, los mismos que serán evaluados en un laboratorio de ensayo, en él se recopilará la información necesaria para el análisis de las diferentes pruebas a realizar a los compuestos mencionados.

Mediante el ensayo de abrasión se podrá determinar la pérdida de volumen y masa, para lo cual deberemos determinar los datos iniciales de cada una de las muestra a ensayar.

4.1.1 Preparación de la lija en el abrasímetro

Una vez construido el abrasímetro este debe cumplir con los parámetros que nos indican las normas ISO 4649 e INEN 1926, como es el peso con el que se realizar la práctica igual a 10 *N*, la velocidad del cilindro de 40 *rpm*, el avance de la de probeta de 4.2*mm* por cada vuelta del tambor y papel abrasivo número 60.

Se debe preparar una probeta de hierro y se pasará por la superficie abrasiva hasta lograr una especificación menor de $200mg$ de pérdida en su masa y de su volumen dejando a la lija lista para el ensayo.



Imagen 4.1 Probeta de hierro

Fuente: Autor

Tabla 4.1 Preparación de la lija

CARACTERÍSTICAS DE LA PROBETA	
Espesor (mm)	8,00
Díámetro (mm)	16,00
Peso inicial (gr)	12,55
Peso final (gr)	12,39
Volumen inicial (cm^3)	1,602
Volumen final (cm^3)	1,58
Densidad de la probeta (gr/cm^3)	7,83
Pérdida de masa (gr)	160,00

Fuente: Autor

Con el ajuste y el desgaste que denota la lija el equipo está apto para sacar el factor de lija y posteriormente realizamos los ensayos con los diferentes compuestos de caucho.

4.1.2 Elaboración de las muestras para el ensayo

- Para el ensayo se elaboró una matriz hecha en aluminio para la vulcanización de los diferentes compuestos de caucho, y se procede al prensado del mismo el cual estará a una temperatura 160°C.



Imagen 4.2 Caucho vulcanizado

Fuente: Autor

- Para la obtención de las muestras se debe utilizar un taladro de pedestal con una boquilla calibrada con un diámetro de 16mm, la cual estará a una velocidad de 1000 rpm y se debe utilizar un refrigerante como agua con detergente para evitar el calentamiento de la probeta.



Imagen 4.3 Taladro de pedestal

Fuente: Autor



Imagen 4.4 Boquilla

Fuente: Autor

- Una vez vulcanizada las placas de caucho se procede a tomar 5 muestras de cada una de los diferentes compuestos mencionados, en distintos puntos de la muestra para el ensayo.



Imagen 4.5 Obtención de las muestras

Fuente: Autor

- De las muestras se procede a tomar los datos iniciales antes del ensayo, como es la altura, los diámetros en diferentes puntos, la masa inicial, el volumen inicial, la dureza y la densidad.



Imagen 4.6 Muestras

Fuente: Autor

- Después de haber realizado el ensayo de abrasión se toman nuevamente los datos para calcular la pérdida de masa y volumen, con el cual podemos determinar el grado de desgaste de cada una de los compuestos preparados para este ensayo, el mismo no debe superar los 200mm^3 de pérdida de volumen como indica la norma INEN 1924.



Imagen 4.7 Banco de pruebas del ensayo de abrasión

Fuente: Autor



Imagen 4.8 Muestras ensayadas

Fuente: Autor

4.2 ANÁLISIS E IDENTIFICACIÓN DE LAS MUESTRAS

De las combinaciones de caucho para suelas de calzado que se elabora en la fábrica, por su utilidad podemos determinar el compuesto más resistente al desgaste siendo estos utilizados en diferentes campos, como es para el uso industrial.

Tabla 4.2 Clasificación de las muestras

GRUPO	NOMBRE DE LA SUELA	DENOMINACIÓN	DUREZA Shore
INDUSTRIAL	NITRILO	A	65 A
	FAME	B	56 A
	DIÉSEL	C	58 A
	TAYPE	D	58 A

Fuente: Autor

Para el análisis de los compuestos mencionados anteriormente, se realizó dos muestras con formulaciones diferentes variando en el peso o *PHR* (partes por ciento de resina), de los químicos que conforman en estas mezclas, la misma que está indicada en cada tabla de las muestras de caucho.

Logrando determinar los cambios físicos que se produce en estas mezclas de caucho con estas variaciones, para comprobar la pérdida de volumen que se produce entre estos compuestos de similares características.

Tabla 4.3 Formulación del compuesto Nitrilo

Formulación	1		2	
Químicos	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>
Caucho nitrilo	10,00	66,66	7,50	50,0
SBR 1502	1,00	6,66	2,00	13,33
Natural	1,00	6,66	2,00	13,33
Master Bach	3,00	20,00	3,50	23,33
Negro de humo	1,00	6,66	1,00	6,66
Zeosil	7,00	46,66	7,00	46,66
Caolín	0,00	0,00	0,00	0,00
Aceite	4,00	26,66	4,00	26,66
Estearico	0,00	0,00	0,00	0,00
Óxido de zinc	0,350	2,333	0,350	2,333
Azufre	0,250	1,667	0,240	1,667
MTBS	0,100	1,533	0,215	1,533
TMTD	0,230	0,667	0,095	0,667
TMQ	0,100	0,867	0,130	0,867
Colofonia	0,230	1,533	0,230	1,533
Dietilnicol	0,060	0,400	0,130	0,400
Resina	0,120	0,800	0,120	0,800
Total	28,44	189,80	28,51	196,00

Fuente: Fábrica Calzamatriz

Tabla 4.4 Nitrilo 66,66 Phrs

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					NITRILO				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					65 Shore A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad del tambor					40 rpm				
Caucho Nitrilo					10 kg				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)					Altura (mm)				Masa Inicial
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
A1	16,0	15,6	15,8	15,8	8,1	8,2	8,3	8,2	1,973
A2	15,9	16,0	15,9	15,9	8,5	8,5	8,5	8,5	2,017
A3	15,8	15,7	16,0	16,0	8,6	8,6	8,7	8,6	1,945
A4	16,0	15,8	15,8	15,8	8,2	8,3	8,4	8,3	2,064
A5	16,0	16,0	15,8	15,9	8,5	8,4	8,4	8,4	1,962
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
A1	0,001202	0,001188	1,871	1660,8	1553,7	107,1	0,128		
A2	0,001186		1,904	1689,6	1581,2	108,4	0,112		
A3	0,001175		1,907	1733,2	1622,8	110,4	0,096		
A4	0,001179		1,762	1611,3	1493,17	118,13	0,137		
A5	0,001196		1,824	1631,5	1524,2	107,3	0,112		
Promedio de pérdida de volumen y masa						110,26	0,117		

Fuente: Autor

Tabla 4.5 Nitrilo 50 Phrs

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					NITRILO				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					62 Shore A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad del tambor					40 rpm				
Caucho Nitrilo					7.5 kg				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)					Altura (mm)				Masa Inicial
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
A1	15,9	15,8	15,7	15,8	8,3	8,3	8,4	8,3	1,996
A2	16,0	15,8	15,8	15,8	8,1	8,1	8,1	8,1	1,957
A3	16,0	15,7	15,8	15,8	8,4	8,4	8,5	8,4	1,945
A4	15,9	16,0	15,7	15,8	8,5	8,6	8,5	8,5	2,064
A5	15,8	16,0	15,8	15,8	8,7	8,7	8,5	8,6	1,962
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
A1	0,001167	0,001194	1,798	1710	1505,8	204,14	0,295		
A2	0,001208		1,862	1660	1559,4	100,54	0,095		
A3	0,001247		1,815	1630	1520,1	109,90	0,13		
A4	0,001104		1,917	1720	1605,5	114,47	0,147		
A5	0,001168		1,823	1670	1526,8	143,20	0,139		
Promedio de pérdida de volumen y masa						134,45	0,1612		


Fuente: Autor

Tabla 4.6 Formulación del compuesto Fame

Formulación	1		2	
Químicos	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>
Caucho nitrilo	0,00	0,00	0,00	0,00
SBR 1502	6,50	43,33	6,50	43,33
Natural	6,50	43,33	6,50	43,33
Master Bach	2,00	13,33	2,00	13,33
Negro de humo	2,00	13,33	2,00	13,33
Zeosil	6,00	40,0	4,50	30,00
Caolín	2,80	0,0	2,80	0,0
Aceite	4,00	18,66	4,00	18,66
Estearico	0,060	0,400	0,060	0,400
Óxido de zinc	0,400	2,667	0,400	2,667
Azufre	0,260	1,733	0,260	1,733
MTBS	0,120	1,600	0,120	1,600
TMTD	0,130	0,800	0,130	0,800
TMQ	0,100	0,867	0,100	0,867
Colofonia	0,260	1,733	0,260	1,733
Dietilenglicol	0,130	0,867	0,130	0,867
Resina	0,130	0,867	0,130	0,867
Total	31,39	183,53	29,89	173,53


Fuente: Fábrica Calzamatrix

Tabla 4.7 Fame 40 Phrs de Zeosil

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					FAME				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					56 Shore A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad del tambor					40 rpm				
Zeosil					6,0 kg				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)					Altura (mm)				Masa Inicial
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
B1	16,0	16,0	16,0	16,0	8,0	8,0	7,9	7,9	1,845
B2	15,9	15,8	15,8	15,8	8,5	8,6	8,6	8,5	1,928
B3	16,0	15,9	15,8	15,8	8,4	8,4	8,3	8,3	1,963
B4	15,9	15,9	15,7	15,7	7,8	7,8	7,8	7,8	1,865
B5	15,9	15,9	15,8	15,8	8,2	8,2	8,4	8,2	1,954
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
B1	0,0011827	0,001181	1,715	1560	1451,8	108,21	0,13		
B2	0,0011975		1,776	1610	1503,4	106,57	0,152		
B3	0,0011615		1,823	1690	1543,2	146,78	0,14		
B4	0,0011804		1,737	1580	1470,4	109,59	0,128		
B5	0,0011842		1,805	1650	1528,0	122,02	0,149		
Promedio de pérdida de volumen y masa						118,63	0,1398		

Fuente: Autor

Tabla 4.8 Fame 30 Phrs de Zeosil

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					FAME				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					54 A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad					40 rpm.				
Zeosil					4,5 kgs				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)					Altura (mm)				Masa Inicial
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
B1	16,0	16,0	16,0	16,0	8,0	8,0	7,9	7,9	1,801
B2	15,9	15,8	15,8	15,8	8,5	8,6	8,6	8,5	1,946
B3	16,0	15,9	15,8	15,8	8,4	8,4	8,3	8,3	1,954
B4	15,9	15,9	15,7	15,7	7,8	7,8	7,8	7,8	1,601
B5	15,9	15,9	15,8	15,8	8,2	8,2	8,4	8,2	1,739
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
B1	0,001175	0,0011406	1,624	1560,1	1424	136,1	0,177		
B2	0,001113		1,681	1612,3	1474,2	138,1	0,265		
B3	0,001153		1,747	1673,8	1532,1	141,7	0,207		
B4	0,00116		1,513	1473,9	1327,2	146,7	0,088		
B5	0,001101		1,634	1561,3	1432,8	128,5	0,105		
Promedio de pérdida de volumen y masa						138,22	0,1684		


Fuente: Autor

Tabla 4.9 Formulación del compuesto Diésel

Formulación	1		2	
Químicos	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>
Caucho nitrilo	0,00	0,00	0,00	0,00
SBR 1502	4,00	26,67	4,00	26,67
Natural	8,00	53,33	8,00	53,33
Master Bach	3,00	20,00	3,00	20,00
Negro de humo	1,00	6,67	1,00	6,67
Zeosil	6,00	40,00	6,00	40,00
Caolín	3,00	20,00	4,50	30,00
Aceite	3,50	23,33	3,50	23,33
Estearico	0,130	0,867	0,130	0,867
Óxido de zinc	0,400	2,667	0,400	2,667
Azufre	0,270	1,800	0,270	1,800
MTBS	0,260	1,733	0,260	1,733
TMTD	0,150	0,767	0,150	0,767
TMQ	0,130	0,867	0,130	0,867
Colofonia	0,260	1,733	0,260	1,733
Dietilenglicol	0,130	0,867	0,130	0,867
Resina	0,130	0,867	0,130	0,867
Total	30,32	202,167	31,82	192,167

Fuente: Fábrica Calzamatriz

Tabla 4.10 Diésel 20 Phrs de Caolín

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					DIÉSEL				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					58 Shore A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad del tambor					40 rpm				
Caolín					3,0 kg				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)				Altura (mm)				Masa Inicial	
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
C1	15,9	15,9	15,7	15,8	8,0	8,0	8,0	8,0	1,841
C2	16,0	15,9	15,9	15,9	8,0	8,0	8,0	8,0	1,943
C3	15,7	15,7	15,8	15,7	8,5	8,5	8,3	8,3	1,922
C4	15,9	16,0	15,8	15,9	8,0	8,0	8,0	8,0	1,899
C5	16,0	16,0	15,8	15,9	8,6	8,6	8,6	8,6	1,800
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
C1	0,001165	0,001173	1,695	1578,8	1445,01	133,79	0,145		
C2	0,001173		1,787	1666,3	1523,44	142,86	0,156		
C3	0,001193		1,758	1637,7	1498,72	138,98	0,164		
C4	0,001203		1,717	1615,2	1463,77	151,43	0,182		
C5	0,001131		1,637	1544,2	1395,57	148,63	0,163		
Promedio de pérdida de volumen y masa						143,14	0,162		

Fuente: Autor

Tabla 4.11 Diésel 30 Phrs de Caolín

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					DIÉSEL				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					60 Shore A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad del tambor					40 rpm.				
Caolín					4,5 kg				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)					Altura (mm)				Masa Inicial
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
C1	15,8	16	16	15,9	8,1	8,5	8,3	8,3	1,808
C2	15,7	16	15,8	15,8	7,9	8,2	7,9	8,0	1,789
C3	15,9	15,8	16	15,9	7,8	8	7,9	7,9	1,879
C4	15,8	16	16	15,9	7,7	7,8	8,0	7,8	1,871
C5	15,5	16	15,9	15,8	8,2	8,3	8,1	8,2	1,727
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
C1	0,001132	0,0011468	1,633	1561,6	1423,96	137,64	0,175		
C2	0,001186		1,608	1548,5	1402,16	146,34	0,181		
C3	0,001275		1,707	1641,9	1488,49	153,41	0,172		
C4	0,001117		1,712	1627,3	1492,85	134,45	0,158		
C5	0,001124		1,563	1511,8	1362,92	148,88	0,164		
Promedio de pérdida de volumen y masa						144,14	0,170		


Fuente: Autor

Tabla 4.12 Formulación del compuesto Taype

Formulación	1		2	
	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>	<i>Kg</i>	<i>PHRS</i>
Químicos				
Caucho nitrilo	0,00	0,00	0,00	0,00
SBR 1502	6,00	40,00	4,50	30,00
Natural	4,00	26,67	4,00	26,67
Master Bach	3,00	20,00	3,00	43,34
Negro de humo	0,00	0,00	0,00	0,00
Zeosil	4,00	26,67	4,00	26,67
Caolín	5,00	33,33	5,00	33,33
Aceite	3,10	20,67	3,10	20,67
Esteárico	0,050	0,333	0,050	0,333
Óxido de zinc	0,300	2,000	0,300	2,000
Azufre	0,220	1,467	0,220	1,467
MTBS	0,200	1,333	0,200	1,333
TMTD	0,090	0,600	0,090	0,600
TMQ	0,100	0,733	0,100	0,733
Colofonia	0,220	1,467	0,220	1,467
Dietilenglicol	0,110	0,733	0,110	0,733
Resina	0,110	0,733	0,110	0,733
Total	26,5	176,73	25	190,07

Fuente: Fábrica Calzamatriz

Tabla 4.13 Taype con 40 Phrs de SBR 1502

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					TAYPE				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					58 Shore A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad del tambor					40 rpm.				
SBR 1502					6,0 kg				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)					Altura (mm)				Masa Inicial
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
D1	16,0	15,8	15,7	15,8	8,0	8,0	7,9	7,9	2,051
D2	16,0	15,7	15,7	15,8	8,5	8,6	8,6	8,5	1,942
D3	15,7	15,7	15,8	15,7	8,4	8,4	8,3	8,3	1,984
D4	15,8	15,8	16,0	15,8	7,8	7,8	7,8	7,8	1,893
D5	16,0	16,0	15,8	15,9	8,2	8,2	8,4	8,2	2,034
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
D1	0,001237	0,001207	1,895	1710,4	1570,14	140,26	0,156		
D2	0,001176		1,763	1632,04	1460,77	171,27	0,179		
D3	0,001213		1,837	1661,01	1522,08	138,93	0,147		
D4	0,001205		1,721	1570,9	1425,97	144,93	0,172		
D5	0,001204		1,869	1690	1548,60	141,40	0,132		
Promedio de pérdida de volumen y masa						147,36	0,157		

Fuente: Autor

Tabla 4.14 Taype con 30 Phrs de SBR 1502

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE ABRASIÓN									
Nombre del compuesto					TAYPE				
Normas					INEN 1926, ISO 4649				
Tiempo de abrasión					2'16"				
Dureza					59 Shore A				
Peso aplicado					10 N				
Velocidad del tambor					40 rpm.				
SBR 1502					4,5 kg				
DATOS INICIALES									
Diámetros (mm)					Altura (mm)				Masa Inicial
	1	2	3	Promedio	1	2	3	Promedio	gr
D1	16,0	15,8	15,7	15,8	8,0	8,0	7,9	7,9	1,894
D2	16,0	15,7	15,7	15,8	8,5	8,6	8,6	8,5	1,739
D3	15,7	15,7	15,8	15,7	8,4	8,4	8,3	8,3	1,725
D4	15,8	15,8	16,0	15,8	7,8	7,8	7,8	7,8	1,777
D5	16,0	16,0	15,8	15,9	8,2	8,2	8,4	8,2	1,723
RESULTADOS									
	Densidad individual	Densidad Total	Masa Final	Volumen Inicial	Volumen Final	Diferencia Volumen	Diferencia Masa		
	g/mm^3	g/mm^3	gr	mm^3	mm^3	mm^3	gr		
D1	0,001114	0,0011638	1,674	1601,7	1438,3	163,4	0,220		
D2	0,001162		1,582	1520,6	1359,5	161,1	0,157		
D3	0,001337		1,547	1487,8	1329,5	158,3	0,178		
D4	0,001108		1,605	1539,2	1379,2	160	0,172		
D5	0,001098		1,558	1490,9	1338,8	152,1	0,165		
Promedio de pérdida de volumen y masa						158,98	0,178		

Fuente: Autor

Con los datos obtenidos de los ensayos se puede hacer una comparación entre los cuatro tipos de compuestos de caucho y un análisis de la pérdida de volumen que se produce por la acción del contacto entre la probeta de caucho y la tela abrasiva, tomando como resultados los datos de las tablas, las mismas que deben cumplir con las Normas INEN 1926 e ISO 4649 para su aprobación.

En la figura 4.1 se pudo determinar el grado de pérdida de volumen que tiene cada uno de los compuestos utilizados normalmente para la elaboración de las suelas de caucho, en donde se observa que el compuesto nitrilo es más resistente a la abrasión por ende la dureza es mayor que los otros compuestos analizados.

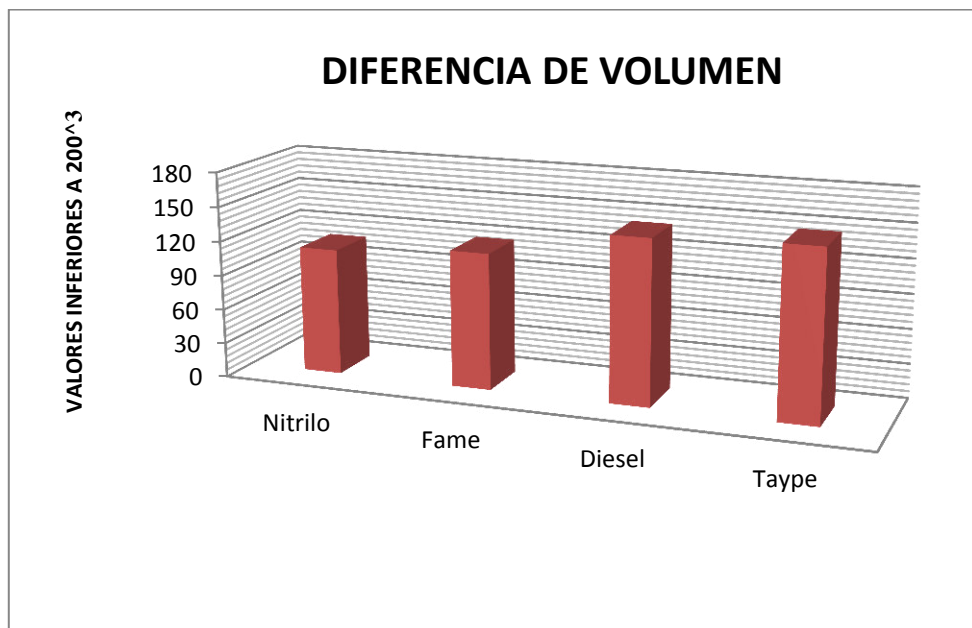


Figura 4.1 Diferencia de volumen

Fuente: Autor

Mientras tanto que en la figura 4.2 se observa un incremento en la pérdida de volumen en comparación a la anterior, para este caso se realizó una modificación en los pesos de los químicos que conforman cada uno de estos, pudiendo identificar el comportamiento que se produce en ellos.

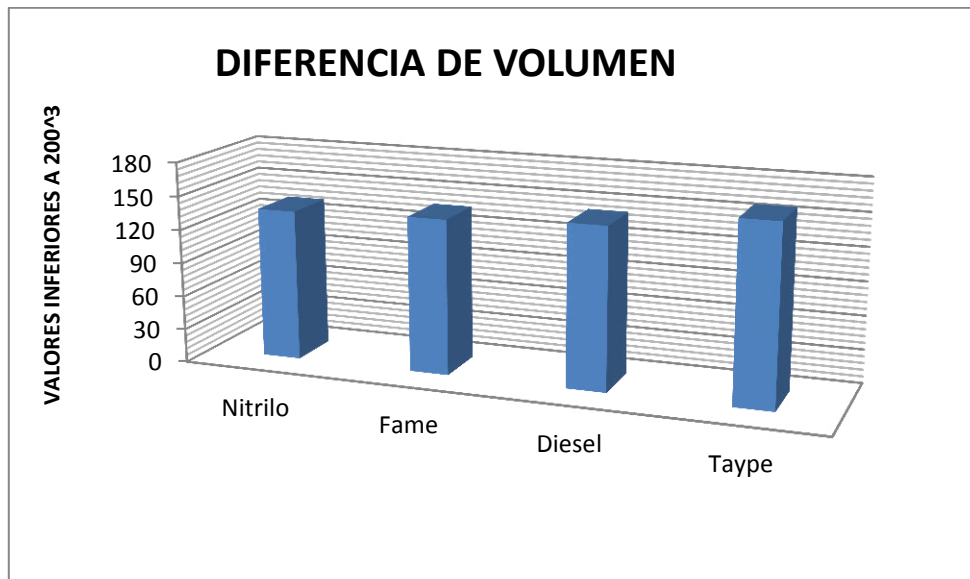


Figura 4.2 Diferencia de volumen menos un 25%

Fuente: Autor

- En el caso del compuesto Nitrilo se reduce un 25% del peso del caucho nitrilo, como se puede observar en la tabla 4.4, en el cual se produce un incremento en la pérdida de volumen en comparación con la tabla 4.5, siendo el caucho nitrilo un elemento principal en la formulación para tener una mezcla de óptima calidad, sin embargo el costo de producción se elevaría considerablemente.
- En el compuesto Fame no interviene el caucho nitrilo, en este caso se cambia el químico Zeosil el mismo que actúa como una carga reforzante, en las tablas 4.7 y tabla 4.8 se observa un incremento en el desgaste de volumen producto de la variación de Zeosil.
- Para el compuesto Diésel el caolín actúa como una carga muerta lo que permite aumentar en el peso total de la mezcla, reduciendo los costos de elaboración de las suelas de caucho, así mismo la resistencia a la abrasión y la dureza son de menor calidad como se puede observar en la tabla 4.10 y tabla 4.11.

- El compuesto Taype es una mezcla de menor calidad que los otros compuestos analizados por lo tanto se puede observar un incremento en la pérdida de volumen por la acción de la abrasión

4.3 COMPROBACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Analizando los resultados obtenidos del ensayo de abrasión de los diferentes compuestos como es de Nitrilo, Fame, Diésel y Taype, que son utilizados para la elaboración de suelas para calzado industrial, se puede determinar las diferentes características que se presenta en estos compuestos.

La variación de los pesos que conforman cada una de estas mezclas influye sobre manera en la calidad de los productos, lo que se pudo identificar en el ensayo de abrasión.

A más del análisis realizado anteriormente, se busca validar la hipótesis con un método confiable, para ello comprobamos la hipótesis empleando el método de chi cuadrado.

4.3.1 Método del chi-cuadrado

La prueba de Chi-cuadrado (X^2), permite calcular la probabilidad de obtener resultados que únicamente por efecto del azar se desvíen de las expectativas en la magnitud observada si el modelo es correcto.

Para realizar una prueba de Chi-cuadrado, el primer paso es comparar el número de individuos observado en cada categoría con los números esperados considerando el tamaño de la muestra y el modelo propuesto. Las desviaciones son elevadas al cuadrado y divididas por los valores esperados, lo cual proporciona un valor de Chi-cuadrado. Se utiliza el número de individuos y no las proporciones, X^2 tomando en consideración el tamaño de la muestra.

La fórmula para X^2 es como se indica a continuación:

$$X^2_{Prueba} = \sum \frac{(\text{valor calculado} - \text{valor esperado})^2}{\text{valor esperado}} \quad \text{Ec. 4.1}$$

El siguiente paso es determinar los grados de libertad. Los grados de libertad son el número de categorías o clases variables independientes que existe. Generalmente, esto es igual a uno menos el número total de clases.

Los grados de libertad de la columna son el número de filas (categorías) menos 1, o bien, $(r - 1)$ los grados de libertad de cada fila es igual al número de columnas (muestras) menos 1, o bien $(k - 1)$.

El efecto neto es que el número de grados de libertad para la tabla es el producto de (número de filas -1) por (número de columnas -1).

$$v = (r - 1)(k - 1) \quad \text{Ec. 4.2}$$

La prueba chi cuadrado requiere la comparación entre X^2_{Prueba} y X^2_{Tabla} . Si el valor estadístico de prueba es menor que el valor a tabular, la hipótesis nula H_0 es aceptada, caso contrario H_1 se rechaza.

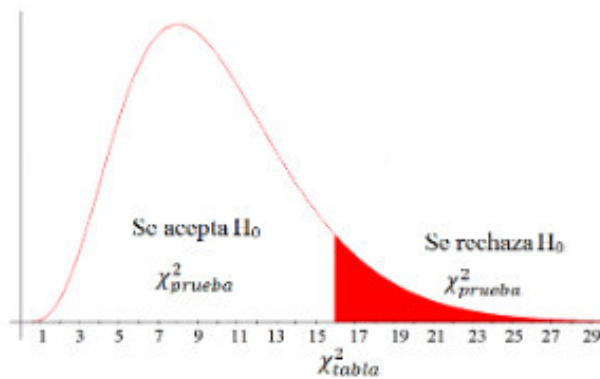


Figura 4.3 Curva del método chi-cuadrado

Fuente: Autor

Se acepta H_0 si: $X^2_{Prueba} \leq X^2_{Tabla}$

Se rechaza H_1 si: $X^2_{Prueba} > X^2_{Tabla}$

Bajo esta restricción comprobamos la hipótesis analizando cada una de las muestras.

4.3.2 Aplicando el método para el compuesto nitrilo

Comprobando con el método del chi cuadrado para el compuesto de Nitrilo indicada en el tabla 4.15, tenemos que para la pérdida de volumen mediante la abrasión no debe superar los $200mm^3$ como nos indica la norma INEN 1926, aplicando la fórmula del chi cuadrado considerando un nivel de significancia del $\alpha = 0,005$ y una confiabilidad del 95.5%.

Tabla 4.15 Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Nitrilo

Nº de Ensayos	1	2	3	4	5
Resultados calculado	107,1	108,4	110,4	118,13	107,3
Resultados esperado	200	200	200	200	200

Fuente: Autor

Aplicando la ecuación 4.1 tenemos el valor de prueba igual a:

$$X^2_{Prueba} = 201,57$$

Si r = número de filas $r = 2$

Si, k = número de columnas, $k = 5$

Utilizando la ecuación 4.2 tenemos el valor de los grados de libertad es igual a:

$$v = (r - 1)(k - 1)$$

$$v = 4$$

Para un valor de los grados de libertad calculado y con un nivel de significancia igual a $\alpha = 0,005$ tomamos de la tabla los valores percentiles que se encuentra en el **Anexo 1**, el valor de X^2_{Tabla}

$$X^2_{Tabla} = 14,9$$

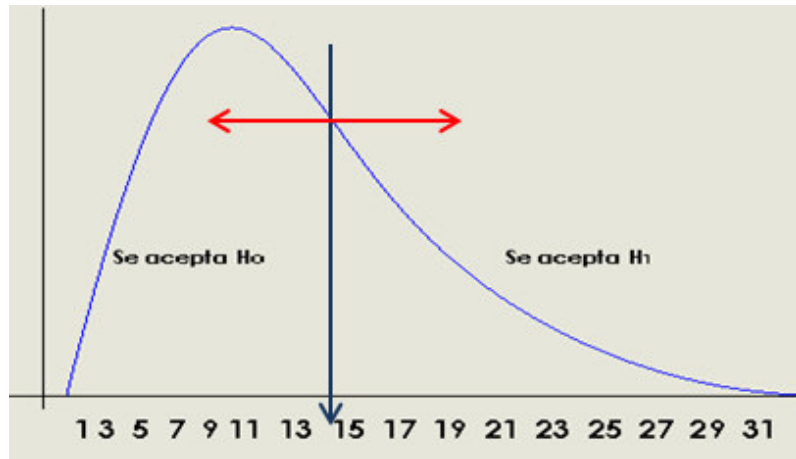


Figura 4.4 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto nitrilo.

Fuente: Autor

Analizando la curva del chi cuadrado se puede ver que el valor calculado X^2_{Prueba} es mayor al tabulado X^2_{Tabla} . Entonces aplicando la ecuación 4.1 podemos calcular de valor de X^2_{Prueba} .

$$X^2_{Prueba} > X^2_{Tabla}$$

$$201,57 > 14,9$$

Con este análisis se rechaza la hipótesis nula H_0 , que es el valor tabulado, y para un nivel de significancia $\alpha = 0,005$, por lo tanto los datos obtenidos aprueban que a través de un ensayo de abrasión se pueda llegar a determinar la pérdida de volumen de la muestra de caucho.

4.3.3 Aplicando el método para el compuesto fame

De igual forma para este ensayo se realiza con un nivel de significación de

$\alpha = 0,005$. Aplicando la fórmula del chi-cuadrado de la ecuación 4.1 tenemos:

Tabla 4.16 Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Fame

N° de Ensayos	1	2	3	4	5
Resultados calculado	108,21	106,54	146,78	109,59	122,02
Resultados esperado	200	200	200	200	200

Fuente: Autor

$$X^2_{Prueba} = 171,18$$

De igual manera aplicamos la ecuación 4.2 para calcular el valor de los grado de libertad tenemos $\nu = 4$, y un valor de significancia del valor tabulado es de

$$X^2_{Tabla} = 14,9$$

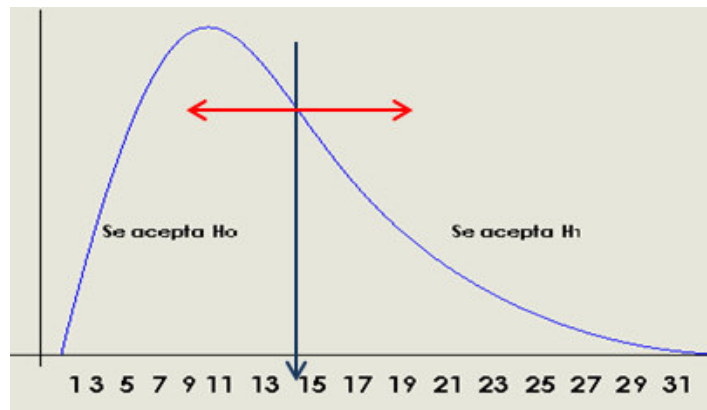


Figura 4.5 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto fame

Fuente: Autor

$$X^2_{Prueba} > X^2_{Tabla}$$

$$171,18 > 14,9$$

Con este análisis se rechaza la hipótesis nula H_0 , y para un nivel de significancia del $\alpha = 0,005$ por lo tanto los datos obtenidos aprueban que a través de un ensayo de abrasión se puede llegar a determinar la pérdida de volumen de la muestra de caucho.

4.3.4 Aplicando el método para compuesto diésel

De igual manera para este análisis se va a realizar un valor de significancia igual a $\alpha = 0,005$ y aplicando la ecuación 4.1 del chi cuadrado tenemos.

Tabla 4.17 Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Diésel

Nº De Ensayos	1	2	3	4	5
Resultados calculado	133,79	142,86	138,98	151,43	148.63
Resultados esperado	200	200	200	200	200

Fuente: Autor

$$X^2_{prueba} = 81,82$$

Con un de grado de libertad de $v = 4$, y $\alpha = 0,005$, que el valor tabulado es de $X^2_{Tabla} = 14,9$

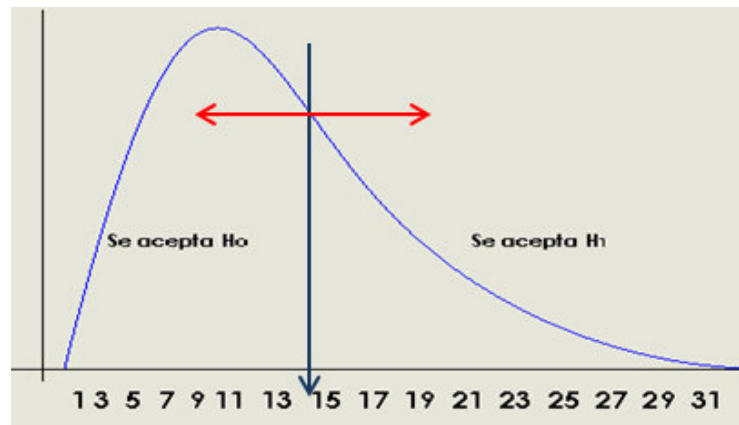


Figura 4.6 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto diésel

Fuente: Autor

$$X^2_{Prueba} > X^2_{Tabla}$$

$$81,82 > 14,9$$

Con este análisis se rechaza la hipótesis nula H_0 , y para un nivel de significancia del $\alpha = 0,005$ por lo tanto los datos obtenidos aprueban que a través de un ensayo de abrasión se puede llegar a determinar la pérdida de volumen de la muestra de caucho.

4.3.5 Aplicando el método compuesto taype

De igual forma que las muestras anteriores aplicando las mismas condiciones tenemos que:

Tabla 4.18 Resultados del ensayo de la abrasión del compuesto Taype

Nº de Ensayos	1	2	3	4	5
Resultados calculado	140,26	171,27	138,93	144,933	141,40
Resultados esperado	200	200	200	200	200

Fuente: Autor

$$X^2_{Prueba} = 72,92$$

Con un grado de libertad de $v = 4$, y $\alpha = 0,005$, tenemos:

$$X^2_{Tabla} = 14,9$$

Planteando en la curva de distribución tenemos:

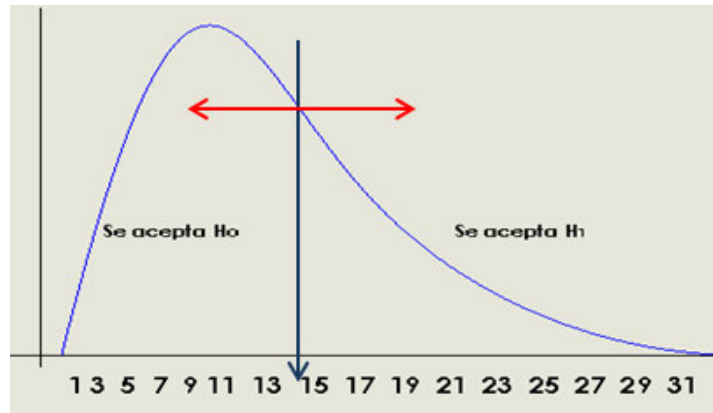


Figura 4.7 Curva de distribución del chi cuadrado para el compuesto Taype

Fuente: Autor

$$X^2_{Prueba} > X^2_{Tabla}$$

$$79,72 > 14,9$$

Con este análisis se rechaza la hipótesis nula H_0 , y para un nivel de significancia del $\alpha = 0,005$ por lo tanto los datos obtenidos aprueban que a través de un ensayo de abrasión se puede llegar a determinar la pérdida de volumen de la muestra de caucho.

Una vez obtenidos todos los resultados de los análisis mediante el método del chi-cuadrado realizado a los cuatro compuestos mencionados anteriormente, se puede observar que la hipótesis nula H_0 obtenida de la tabla de los valores percentiles tomados del **Anexo 1** se rechaza para cada uno los compuestos sometidos al ensayo, por tanto los resultados del ensayo de abrasión se acepta ya que son valores mayores que la tabulada, de esta manera se cumple con las condiciones expuestas por este método.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- En la elaboración de las mezclas de caucho, los químicos que intervienen en la formulación del compuesto influyen mucho en las características del producto ya que se puede tener cambios en las propiedades físicas del mismo.
- Al aumentar un 25% más caucho puro como es el nitrilo podemos obtener un compuesto de mejores características tales como la resistente a la abrasión, dureza, densidad, como se pudo determinar en los ensayos.
- Al utilizar caolín en la formulaciones se puede aumentar el peso de la mezcla logrando reducir costos de fabricación de las suelas, sin embargo esto perjudica a la calidad del producto por lo tanto la resistencia a la abrasión es muy pobre y va a tener una mayor pérdida de volumen.
- El caolín actúa como una carga inerte en la formulación de las mezclas pero este no debe sobre pasar un 35% de peso total de mezcla, ya que no estaría cumpliendo con las especificaciones necesarias para una suela de calzado industria.
- Todas las muestras ensayas cumplen con la norma que nos indica que no debe superar los $200mm^3$ de pérdida de volumen.
- Se comprobó la resistencia a la abrasión y la dureza que tiene cada una de las muestras ensayas, las mismas que son utilizadas para la fabricación de calzado industrial.

- Cada uno de los compuestos tienen distintas durezas estas son medidas a una escala denominada Shore A, así podemos ver que el compuesto Nitrilo tiene una dureza 65, Fame igual 56, Diesel igual 58, Taype 58, la variación de la dureza en estos compuestos depende del tipo de formulación que tiene cada mezcla.
- Se pudo hacer una comparación con PVC y el caucho, y se determinó que el caucho es más propenso al desgaste ya que este depende mucho en el control del tiempo, presión y temperatura en una vulcanización, mientras que el PVC se realiza por un proceso de inyección y el flujo continuo.

5.2 RECOMENDACIONES

- Para la toma de muestra de los compuestos se debe tener cuidado con la velocidad del taladro que sea el indicado ya que se podría recalentar la muestra de caucho.
- Determinar los parámetros iniciales de cada uno de los compuestos de caucho para las suelas de calzado previo al ensayo.
- Utilizar un refrigerante para evitar el calentamiento y facilite el corte del caucho.
- Evitar que la tela abrasiva no esté contaminada con residuos de caucho que de ensayos anteriores, esto podría influir en el desgaste de las muestras y los valores de las pérdidas de masa y volumen no serán los adecuados.
- Controlar el avance del tambor giratorio y el avance de la probeta para que el desgaste de la muestra sea uniforme en toda la cara de contacto con la tela abrasiva.
- Tomar en cuenta el peso que se aplica en el ensayo de abrasión para determinar el desgaste de la muestra. Verificar que las muestras y el abrasímetro cumplan con las especificaciones requeridas por la norma

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 DATOS INFORMATIVOS

6.1.1 Tema

“ESTUDIO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MUESTRAS DE CAUCHO Y SU INCIDENCIA EN EL MEJORAMIENTO DE LA CALIDAD DEL PRODUCTO TERMINADO EN LA FÁBRICA CALZAMATRIZ”

6.1.2 Beneficiario

El proyecto está dirigido a solucionar la problemática que tiene la Fábrica CALZAMATRIZ en la calidad del producto terminado, ya que es necesario tener datos informativos del comportamiento de los compuestos de caucho en el proceso del presando y posteriormente vulcanizado.

6.1.3 Ubicación

El desarrollo del proyecto será para la Fábrica CALZAMATRIZ, está ubicado en el sector de la American Park de la ciudad de Ambato provincia de Tungurahua.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

En nuestro medio existen pocas instituciones que tienen estos equipos como es LA ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, la Empresa PLASTICAUCHO y otras, por lo tanto se vio la necesidad de contar con un equipo de estas características como es un “**Abrasímetro De Tambor Giratorio**”, ya que la Fábrica CALZAMATRIZ trabaja con compuestos de cauchos, en la cual debe realizar

diferentes pruebas ya sea de dureza, densidad, abrasión, para poder comprobar la calidad del producto obtenido.

En el ABRASÍMETRO DE TAMBOR GIRATORIO se puede determinar el desgaste de las muestras de caucho, mediante el desplazamiento lineal de la probeta la misma recorrerá una cierta distancia la cual se puede aplicar determinado un peso como nos indica las Normas INEN 1926, ISO 4649.

6.3 JUSTIFICACIÓN

El objetivo principal de este proyecto es determinar el grado de desgaste de las diferentes clases de compuestos que se elaboran en la Fábrica CALZAMATRIZ, las cuales son utilizadas en distintas suelas de goma como es en el calzado de industrial, casual, deportivo y de confort los mismos que debe cumplir con ciertos requisitos para ser evaluados. El análisis que se realiza a estos compuestos debe estar dentro de los parámetros establecidos por las Normas ISO 4649, INEN 1926.

El procedimiento del ensayo de acuerdo con esta Norma proporciona un método de medición para la evaluación de la resistencia del caucho y de los elastómeros, al desgaste por fricción. La determinación de la pérdida de volumen por el roce con una prueba de esmeril de poder abrasivo definido por este método es adecuado para el ensayo comparativo, para el control de la uniformidad de los productos especificados, sin embargo, los resultados de esta prueba da sólo información limitada sobre el uso del comportamiento de los elastómeros en la práctica.

6.4 OBJETIVOS

6.4.1 Objetivo general

Diseñar un banco de pruebas para el ensayo de abrasión bajo la norma ISO 4649, INEN 1926.

6.4.2 Objetivos específicos

- Determinar los parámetros necesarios para el diseño.
- Analizar cada una de las partes de la máquina.
- Investigar los materiales adecuados para la construcción del banco de pruebas.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

La construcción del ABRASÍMETRO se realizó en la fábrica Calzamatrix ya que cuenta con suficientes máquinas como son torno, fresadora, soldadora entre otros equipos de mano con la que se elaboró las diferentes partes de la máquina, en las que también se pudo realizar ensayos de las muestras de caucho mencionadas anteriormente para realizar el ensayo de abrasión, lo que resulta beneficioso el desarrollo del proyecto.

6.6 FUNDAMENTACIÓN

Para obtener la velocidad requerida tanto en el cilindro como en el avance de la probeta se requiere un sistema de reductor de velocidades el cual comprende en un tornillo sin fin y corona, también será necesario la utilización de un variador de frecuencias con el podemos variar la velocidad del tambor desde 1 hasta $60rpm$, el tambor giratorio está calibrada para $40rpm$ para el ensayo, mientras que el avance de la probeta es $4.2mm$ por cada giro del tambor.

6.7 METODOLOGÍA

Para la construcción del DISEÑO DEL ABRASÍMETRO se utilizan las normas ya antes mencionadas, las cuales nos indica las características necesarias que debe cumplir el mismo.

6.7.1 Diseño del abrasímetro

La máquina para el ensayo de abrasión en caucho y elastómeros está basada bajo los parámetros de diseños de acuerdo con las Normas ISO 4649, INEN 1926.

a) Probeta

- Material (Caucho vulcanizado)
- Diámetro (d) = $16.2mm$
- Espesor (t) = $8 - 10mm$
- Velocidad de rotación (w) = $0.9 rev/min \cong 0.0942 rev/seg.$ (maximo)
- Velocidad de avance (V_{pp}) = $4.2 mm/rev_{(tambor)}$
- Longitud total de abrasión (L_{abras}) = $40m$

b) Tambor Rotativo

- Diámetro (D_{tam}) = $150mm$
- Velocidad de rotación (w_{tam}) = $40rpm \cong 4.189 rad/seg.$

c) Cargas

- Fuerza de trabajo (F_t) = 5; 10 y 20N
- Factor de carga (N_c) = 2.0
- Factor de seguridad mínimo (N_s) = 3.0
- Expectativa de vida útil de la máquina 500000 *ciclos de trabajo*

6.7.2 Esquema conceptual de la máquina

En la base de los parámetros de diseño y considerando que se va a utilizar un solo motor para realizar todos los movimientos requeridos en la máquina en la figura 6.1

se muestra un esquema preliminar concebido para la máquina, con sus componentes principales.

1. Tambor rotativo.
2. Reductor de velocidades del tambor.
3. Mecanismo para generar el movimiento giratorio de la probeta.
4. Sistema porta probeta.
5. Brazo motriz.
6. Mecanismo para generar el movimiento del avance de la probeta.
7. Reductor de velocidad para el mecanismo de avance.
8. Motor eléctrico.

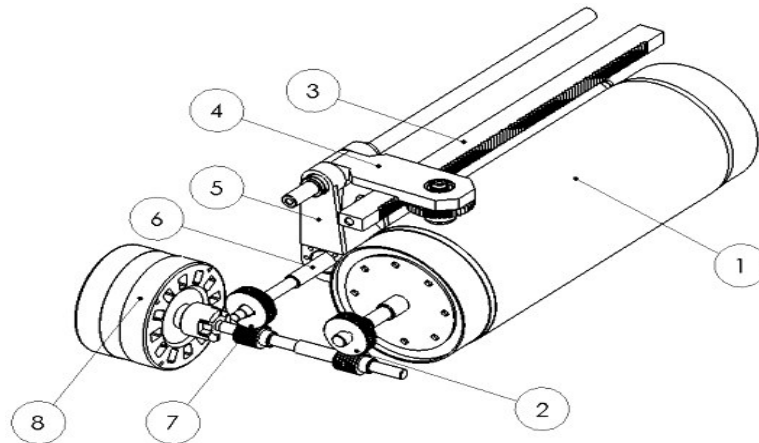


Figura 6.1 Esquema de la máquina

Fuente: Autor

6.7.3 Análisis cinemático de la máquina

Para generara tanto el movimiento del tambor abrasivo como de avance de la probeta se utilizará un solo motor con velocidad nominal de $1750rpm$, mediante un variador de frecuencia se reducirá su velocidad a $1600rpm$.

6.7.3.1 Tambor rotativo

Debido a que en el tambor abrasivo requiere una velocidad de giro de $40rpm$ es necesario un mecanismo para reducir a la velocidad de acuerdo con la siguiente relación de transmisión.

$$i_{t1} = \frac{w_{mot}}{w_{tam}} \quad Ec. 6.1$$

$$i_{t1} = \frac{1750rpm}{40rpm} = 43.75$$

En donde:

i_{t1} : Relación de transmisión teórica.

w_{mot} : Velocidad de giro requerida en el motor [rpm].

w_{tam} : Velocidad de rotación del tambor [rpm].

Como la relación de transmisión es elevada, es conveniente utilizar un reductor de tornillo sin fin y corona.

Debido a que las cargas requeridas en la máquina no son elevadas se utilizará un tornillo sin fin con un hilo de entrada y por disponibilidad en mercado, la corona tendrá 40 dientes por lo tanto.

$$i_{r1} = \frac{N_{cor1}}{Z_{tor1}} \quad Ec. 6.2$$

$$i_{r1} = \frac{40 \text{ dient}}{1 \text{ dient}} = 40$$

$$i_{t1} = \frac{w_{mot}}{w_{tam}}$$

$$w_{mot} = i_{t1} * w_{tam} \quad Ec. 6.3$$

$$w_{mot} = 40 * 40rpm$$

$$w_{mot} = 1600rpm$$

En donde:

i_{r1} : Relación de transmisión real.

N_{cor1} : Número de dientes de la corona.

Z_{tor1} : Número de dientes del tornillo.

Esta velocidad de giro en el motor se lograra mediante un variador de frecuencia.

6.7.3.2 Porta probeta

Para convertir el movimiento giratorio en movimiento lineal al porta probeta, se utilizará un mecanismo de tornillo de bolas y tuerca, el mismo que deberá proporcionar el movimiento requerido de $4.2mm$ por revolución del tambor, el cual deberá ir acoplado a un reductor de velocidad.

Debido a que los tornillos de bolas de diámetros pequeños solo se fabrican en pasos (P_h) igual $5mm$, el análisis para el avance se realizará en base a este paso.

El tiempo en que el tambor completa una relación es

$$40rev - 60seg.$$

$$1rev - x = 1.5seg$$

Por lo tanto, la velocidad de avance de la porta probeta (V_{pp}) es:

$$V_{pp} = \frac{e}{t} \quad Ec. 6.4$$

$$V_{pp} = \frac{4.2mm}{1.5seg}$$

$$V_{pp} = 2.8 \text{ mm/seg} \equiv 168 \text{ mm/min}$$

La velocidad de giro (w_{tor1}) requerido en el husillo de bolas es:

$$V_{pp} = w_{tor1} * p \quad \text{Ec. 6.5}$$

$$w_{tor1} = \frac{168 \text{ mm/min}}{5 \text{ mm/rev}} = 33.6 \text{ rev/min}$$

En donde:

p : Paso del husillo [mm/rev]

De igual forma que en el tambor rotativo se utilizará un reductor de tornillo sin fin y corona, la relación de transmisión utilizando la ecuación 6.1 tenemos.

$$i_{t2} = \frac{w_{motr}}{w_{tam}}$$

$$i_{t2} = \frac{1600 \text{ rpm}}{33.6 \text{ rpm}} = 47.7 \text{ rpm}$$

Por disponibilidad en el mercado se utilizara una corona de 50 dientes por lo tanto utilizaremos la ecuación 6.2:

$$i_{r2} = \frac{N_{cor2}}{Z_{tor2}} = \frac{50}{1}$$

$$i_{r2} = 50$$

Por lo tanto la velocidad de giro calculado para el husillo de bolas es:

$$w_{torc} = \frac{w_{motr}}{i_{r2}} \quad \text{Ec. 6.6}$$

$$w_{torc} = \frac{1600rpm}{50} = 32rpm$$

Para el cálculo de la velocidad del avance de la probeta utilizaremos la ecuación 6.5

$$V_{ppc} = w_{torc} * p$$

$$V_{ppc} = 32 \frac{rev}{min} * 5 \frac{mm}{rev}$$

$$V_{ppc} = 160 \frac{mm}{min} \equiv 2.7 \frac{mm}{seg}.$$

Para generar el movimiento rotativo de la probeta se utilizará un mecanismo de piñón y cremallera, el mismo que debe transmitir a la probeta una velocidad de giro máximo de $0,9 \frac{rev}{min}$, por lo tanto.

$$V_{ppc} = w_p * r_{pn} \quad Ec. 6.7$$

$$r_{pn} = \frac{V_{ppc}}{w_p}$$

$$r_{pn} = \frac{2.7 \frac{mm}{seg}}{0.0942 \frac{rad}{seg}}$$

$$r_{pR} = 28.7mm$$

$$\phi_{pn} = 2 * r_{pr} \quad Ec. 6.8$$

$$\phi_{pn} = 2 * 28.7mm$$

$$\phi_{pn} = 57.4mm$$

En donde:

w_p : Velocidad de giro de la probeta [$\frac{rad}{seg}$].

r_{pn} : Radio del piñón [mm].

ϕ_{pn} : Diámetro primitivo del piñón [mm].

Para un módulo estándar igual a 1.5, el número de dientes requerido en el piñón es:

$$\phi_{pn} = m_{pn} * z_{pn} \quad \text{Ec. 6.9}$$

$$z_{pn} = \frac{\phi_{pn}}{m_{pn}}$$

$$z_{pn} = \frac{57,4}{1,5}$$

$$z_{pn} = 38.2\text{dtes} \cong 38\text{dtes}$$

En donde:

m_{pn} : Módulo del piñón [mm].

z_{pn} : Número de dientes.

En consecuencia el diámetro real del piñón es:

$$\phi_{pn c} = m_{pn} * z_{pn} = 1.5 * 38 = 57 \text{ mm}$$

Y la velocidad de rotación es:

$$w_{pc} = \frac{V_{ppc}}{\phi_{pn c} / 2} \quad \text{Ec. 6.10}$$

$$w_{pc} = \frac{2.7 \text{ mm/seg}}{57/2 \text{ mm}}$$

$$w_{pc} = 0.0947 \text{ rad/seg} \equiv 0.9 \text{ rev/seg}$$

En donde

w_{pc} : Velocidad de giro de la probeta [rev/seg]

6.7.4 Tiempo requerido para cada prueba

Tomando en cuenta que la norma determina que en cada prueba se debe alcanzar una longitud total de abrasión es $40m$, el número total de vueltas que debe girar el tambor rotativo es:

$$L_{abras} = \pi * D_{tam} * \#_{vuelta} \quad Ec. 6.11$$

$$\#_{vuel} = \frac{L_{abras}}{\pi * D_{tam}}$$

$$\#_{vuel} = \frac{40m}{\pi * 0.15m}$$

$$\#_{vuel} = 84.88 \cong 85vueltas$$

En donde:

$\#_{vuel}$: Números de vueltas.

L_{abras} : Longitud total de abrasión [m].

Debido a que el tambor gira a $40rpm$, el tiempo requerido para una prueba completa es:

$$40rev - 1min$$

$$85rev - x = 2.215min \equiv 127.5seg$$

Y el número de vueltas que debe girar el husillo durante una carrera de trabajo es:

$$1min - 32rev$$

$$2.125min - x = 68rev$$

6.7.5 Tambor rotativo

A partir de los parámetros de diseños y los cálculos de la sección anterior se diseña el tambor rotativo.

6.7.5.1 Longitud mínima requerida ($L_{tam_{min}}$)

La longitud mínima requerida viene dada por el número de vueltas realizadas para cada prueba y el avance de la probeta en cada vuelta del tambor.

$$L_{tam_{min}} = \#_{vuel} * V_{pp} \quad Ec. 6.12$$

$$L_{tamb_{min}} = 85vuel * 4.2 \text{ mm}/vuel$$

$$L_{tamb_{min}} = 357mm$$

Tomando en cuenta que el papel abrasivo no debe cubrir toda la longitud del tambor y el ancho del brazo porta probeta, se aumenta una longitud de $50mm$ a cada lado de la longitud calculada:

$$L_{tamb} = L1 + L_{tamb_{min}} + L2 \quad Ec. 6.13$$

$$L_{tamb} = (50 + 357 + 50)mm$$

$$L_{tamb} = 457mm$$

$$L_{tamb} = 460mm \text{ (Se toma en longitud redondeada de } 460mm)$$

6.7.5.2 Determinación de cargas

Las cargas generadas en el tambor se deben a la frecuencia de fricción que se produce entre la probeta y el papel abrasivo como se puede ver en la figura 6.2.

En donde:

- a) Probeta.
- b) Cilindro del tambor.
- c) Eje del tambor.
- d) Pernos de sujeción.

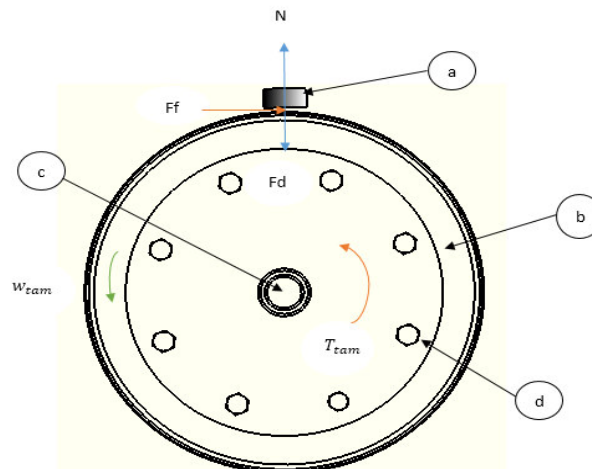


Figura 6.2 Determinación de cargas

Fuente: Autor

6.7.5.3 Fuerza de fricción (F_f)

Tomando en cuenta que la fuerza de trabajo máximo en las pruebas de $20N$ y aplicando el factor de carga de 2.0 tenemos, que la fuerza de diseño (F_D) es:

$$F_D = F_t * N_c \quad \text{Ec. 6.14}$$

$$F_D = 20N * 2$$

$$F_D = 40N \cong 9.0lbf.$$

En donde:

F_D : Fuerza de diseño [N].

F_t : Fuerza de trabajo [N].

N_c : Factor de carga

Aplicando la ecuación de equilibrio estático en Y se tiene en la figura 6.2

$$\sum Fy = 0$$

$$-F_D + N = 0$$

$$N = 40N$$

Por lo tanto, la fuerza de fricción máxima a la que se podrá someter la probeta es:

$$F_f = \mu_{c-s} * N \quad \text{Ec. 6.15}$$

$$F_f = 4.0 * 40N$$

$$F_f = 160N$$

En donde:

μ_{c-s} : Coeficiente de fricción de caucho – lija igual 4.0 (Se toma el valor máximo del coeficiente de fricción entre caucho y lija). **Ver Anexo 2.**

6.7.5.4 Torque requerido (T_{tamb})

El torque máximo requerido para impulsar el tambor viene dado por el diámetro del tambor y la fuerza de fricción figura 6.2.

$$T_{tamb} = F_f * \frac{D_{tamb}}{2} \quad Ec. 6.16$$

$$T_{tamb} = 160N * \frac{0.150m}{2}$$

$$T_{tamb} = 12N.m \cong 106.21lbf * plg$$

Análisis de esfuerzo

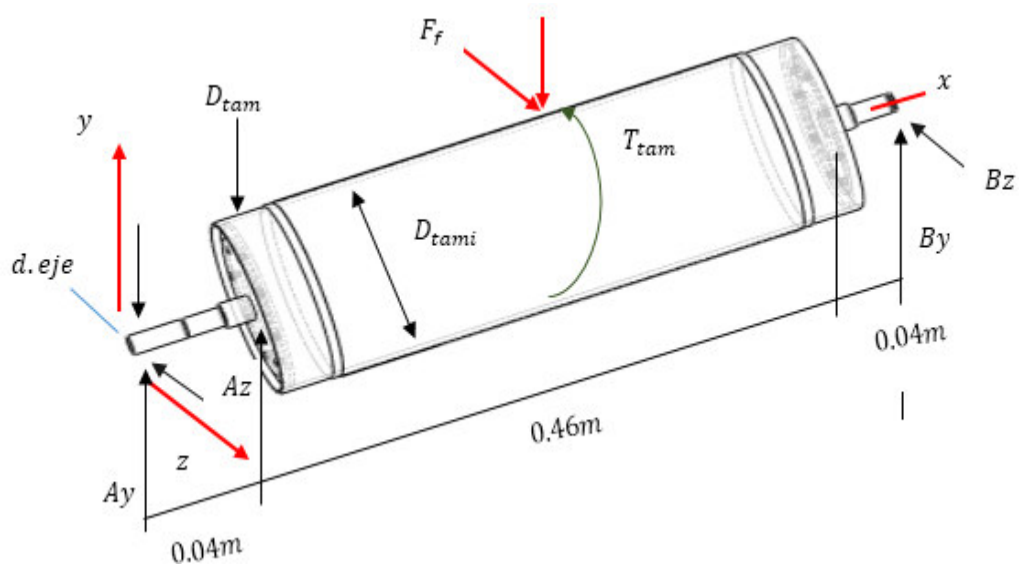
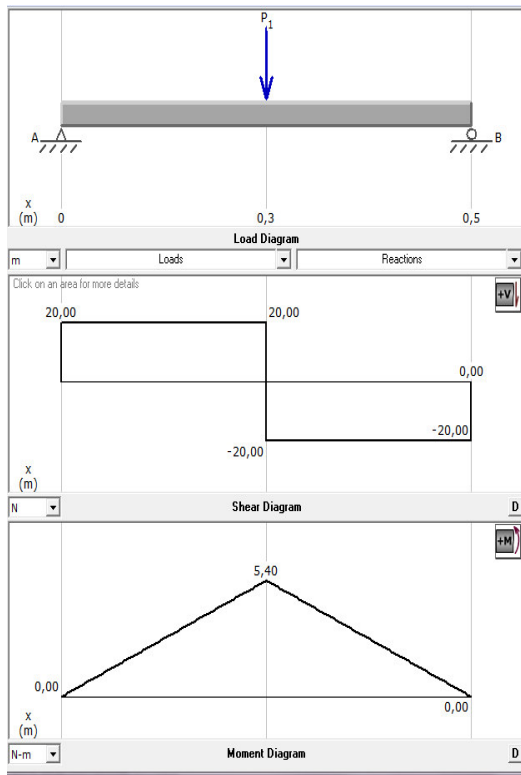


Figura 6.3 Análisis de esfuerzo

Fuente: Autor

Plano x-y



Plano x-z

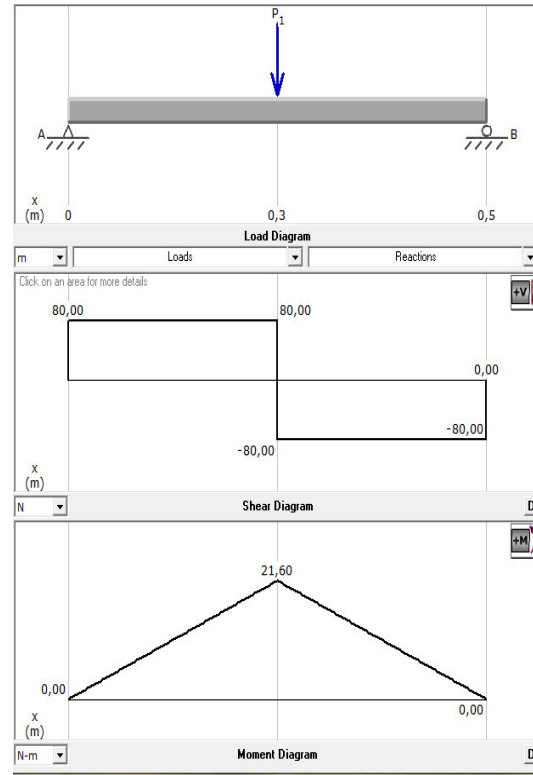


Figura 6.4 Diagrama de fuerza del tambor

Fuente: Autor

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y = 40N$$

$$\sum M_{A_z-z} = 0$$

$$40N * (0.23 + 0.04) + B_y(0.54) = 0$$

$$B_y = 20N$$

$$A_y = 20N$$

$$\sum M_{A_y-y} = 0$$

$$-160N(0.27) + B_z(0.54) = 0$$

$$B_z = 80$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-A_z - B_z + F_f = 0$$

$$A_z = B_z - F_f$$

$$A_z = 80N$$

$$M_{max} = \sqrt{M_{max1}^2 + M_{max2}^2} \quad Ec. 6.17$$

$$M_{max} = \sqrt{(5.4)^2 + (21.6)^2}$$

$$M_{max} = 22.26 N.m$$

6.7.6 Diseño del cilindro del tambor

a) Flexión

Se asume un espesor de 1mm, $D_{tami} = 148mm$

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S} = \frac{M_{max}}{\pi \left(\frac{D_{tam}^4 - D_{tami}^4}{32 D_{tam}} \right)} \quad Ec. 6.18$$

$$\sigma = \frac{22,26 N.m}{\pi \left(\frac{(0.15)^4 - (0.148)^4}{32 * 0.15} \right)}$$

$$\sigma = \frac{22.26 N.m}{17 * 10^{-5} m^3} = 1.29 * 10^6 N/m^2 \cong 1.29 MPa$$

b) Torsión

$$\tau = \frac{T * r}{J} = \frac{T_{tam} * \frac{D_{tam}}{2}}{\pi \left(\frac{D_{tam}^4 - D_{tami}^4}{32} \right)} \quad Ec. 6.19$$

$$\tau = \frac{12 N.m * \frac{0.15 m}{2}}{\pi \left(\frac{(0.15)^4 - (0.148)^4}{32} \right)}$$

$$\tau = 364 * 10^3 N/m^2 \cong 0.346 MPa$$

Aplicando el círculo de Mohr como se puede ver en la figura 6.5

$$\sigma_1 = 1.377MPa ; \quad \sigma_2 = 0.087MPa ; \quad \tau_{max} = 0.346MPa.$$

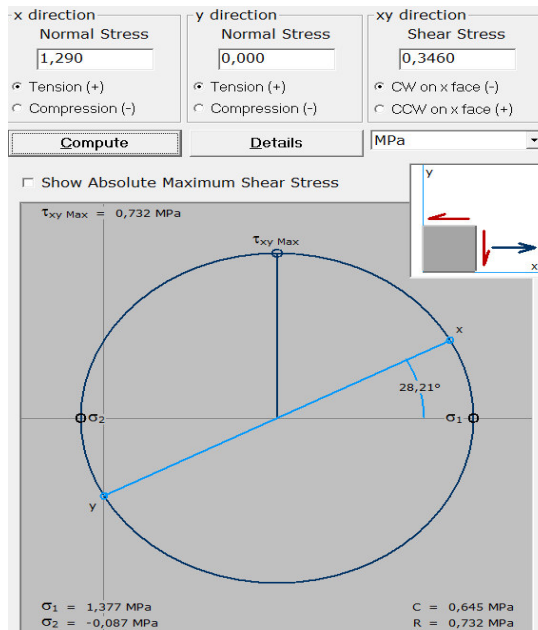


Figura 6.5 Círculo de Mohr

Fuente: Autor

Mediante la teoría de la energía de distorsión, el esfuerzo de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad \text{Ec. 6.20}$$

$$\sigma' = \sqrt{(1.377)^2 + (-0.087)^2 - (-0.087)(1.377)}$$

$$\sigma' = 1.42MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad es:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{240MPa}{1.42MPa} \quad \text{Ec. 6.21}$$

$$N_s = 169.0$$

Debido a que el cilindro del tambor se va a fabricar a partir de tubo comercial, el límite de fluencia se toma se acero ASTM A53 Grado B es igual a $240MPa$. Ver **Anexo 3**.

El factor de seguridad se justifica debido a que por requerimiento de la norma el diámetro del tambor debe ser de $150mm$, ya que la carga es relativamente baja, el factor de seguridad tiene un valor elevado.

c) Fatiga

El momento máximo ($M_{max} = 22.26N.m$), flexionante constante crea un esfuerzo normal flexionante completamente reversible.

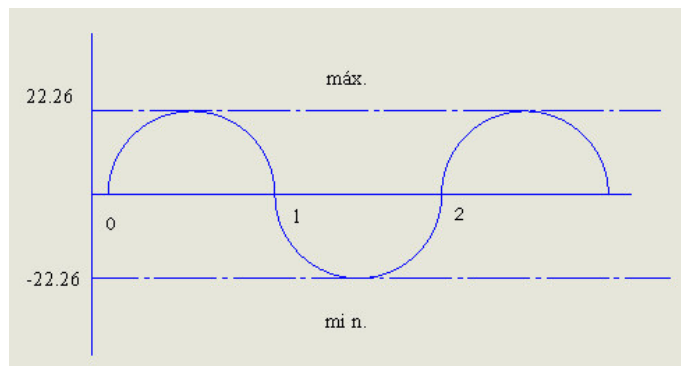


Figura 6.6 Momento máximo

Fuente: Autor

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_m = \frac{22.26 + (-22.26)}{2}$$

$$M_m = 0$$

$$M_a = \frac{22.26 - (-22.26)}{2}$$

$$M_a = 22.26Nm$$

El momento de torsión constante ($T_{tam} = 12Nm$) genera un esfuerzo cortante constante.

$$T_m = \frac{12 + 12}{2}$$

$$T_m = 12Nm$$

$$T_a = \frac{22.26 - 22.26}{2}$$

$$T_a = 0$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = 0.346MPa$$

$$\sigma_a = 1.29MPa$$

$$\tau_a = 0$$

Se determina el límite a la fatiga con la siguiente ecuación:

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad \text{Ec. 6.22}$$

En donde

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga de la probeta.

k_a : Factor de superficie.

k_b : Factor de tamaño.

k_c : Factor de carga.

k_d : Factor de modificación de temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_f : Factor de concentración de efectos varios.

S_{sut} : Resistencia ultima a la tensión del material.

Para determinar cada uno de los factores que interviene en la ecuación del límite de fatiga nos basaremos en las tablas del libro de Shigley octava edición.

Para el cálculo del límite de la resistencia a la fatiga tomaremos los parámetros que nos vienen indicados en el **Anexo 4**.

$$S'_e = 0.5 * S_{sut} \quad \text{Ec. 6.23}$$

$$S'_e = 0.5 * 415 \text{Mpa}$$

$$S'_e = 207.5 \text{Mpa}$$

El factor de la superficie laminado en caliente viene dado en el **Anexo 5**.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec. 6.24}$$

$$k_a = 57.7 * 207.5^{(-0.718)}$$

$$k_a = 0.761$$

El factor de tamaño podemos determinar de acuerdo con el diámetro calculo por lo tanto de acuerdo con el **Anexo 6** podemos calcular este factor.

$$k_b = 1.51 * d^{-0.157} \quad \text{Ec. 6.25}$$

$$k_b = 1.51 * 150^{(-0.157)}$$

$$k_b = 0.688$$

El factor de carga para flexión y torsión podemos encontrar en el **Anexo 7**.

$$k_c = 1$$

El factor de modificación de temperatura viene dado en el **Anexo 8**.

$$k_d = 1$$

Para un factor de confiabilidad del 99% podemos tomar del **Anexo 9** el valor siguiente:

$$k_e = 0.814$$

El factor de efectos diversos tenemos:

$$k_f = 1$$

Aplicando la ecuación 6.23 podemos encontrar el límite a la fatiga.

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

$$S_e = 207.5 * 0.761 * 0.688 * 1 * 0.814 * 1 * 1$$

$$S_e = 88.43 \text{Mpa}$$

Recalculando el factor de seguridad tenemos:

$$n = \frac{S_e}{\sigma} \geq 1 \quad \text{Ec. 6.26}$$

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. 6.27}$$

$$\sigma = \frac{32 * 22.26}{\pi * 0.15^3}$$

$$\sigma = 67181.77 \text{ N/m}^2$$

$$n = \frac{88.43 * 10^6}{67181.77}$$

$$n = 125 \geq 1$$

d) Diseño del eje del tambor

Para determinar el diámetro del eje del tambor (d_{eje}) figura 6.7, utilizamos la ecuación del diseño de flechas sujetas a cargas de flexión y torsión [Shigley J. Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición].

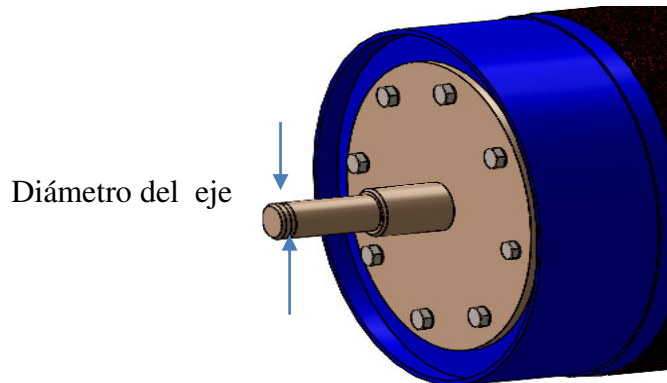


Figura 6.7 Diseño del eje del tambor

Fuente: Autor

$$d_{eje} = \left[\frac{16N_s}{\pi S_y} (4M_{max}^2 + 3T_{tam}^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad Ec. 6.28$$

Donde $S_y = 250MPa$, debido a que el eje se va a fabricar con eje laminado de acero ASTM A36. **Ver Anexo 11.**

$$d_{eje} = \left[\frac{16 * 3}{\pi * 250 * 10^6 N/m^2} * (4(22.26Nm)^2 + 3(12Nm)^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje} = 1.44 * 10^{-2}m \equiv 14.4mm$$

Por lo tanto se toma un diámetro de 15mm.

El factor de seguridad del eje tambor determinamos mediante análisis al límite a fatiga, por lo tanto ocuparemos las ecuaciones ya antes mencionadas así mismos se podrá revisar en los anexos adjuntos.

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

$$S'_e = 0.5 * S_{sut}$$

$$S'_e = 0.5 * 400$$

$$S'_e = 200Mpa$$

Para determinar k_a el material viene dado un factor de la superficie laminado en frio.

$$k_a = a * Sut^b$$

$$k_a = 4.51 * 400^{(-0.258)}$$

$$k_a = 0.928$$

En donde $k_c = k_d = k_f = 1$, y con una confiabilidad del 99% $k_e = 0.868$

Reemplazando tenemos:

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

$$S_e = 154.8MPa$$

Aplicando la ecuación 6.26.

$$n = \frac{S_e}{\sigma} \geq 1$$

En donde

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = 67.18 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{154.8 \text{ Mpa}}{67.18}$$

$$n = 2.3 \geq 1$$

6.7.7 Diseño de los pernos

Como se puede ver en las figuras 6.2 y 6.3 los pernos están sometidos a las siguientes cargas externas.

- Cargas cortantes debidas a la fuerza de diseño (F_D) y el torque que impulsa al tambor (T_{tam}).
- Cargas de tracción debido a la fuerza de fricción (F_f) que se genera en dirección axial cuando la probeta avanza en esta dirección.

Para asegurar una sujeción adecuada del cilindro se van a utilizar 8 pernos UNC Grado SAE por lo tanto $S_p = 33 \text{ kpsi}$ y $S_y = 36 \text{ kpsi}$. **Ver Anexo 12**

El diámetro de los pernos se estima a partir de las ecuaciones [Virgil Faires, Diseño de Elementos de Máquinas, Cuarta Edición].

$$F_e = \frac{S_y}{6} * A_t^{3/2} \quad \text{Ec. 6.29}$$

$$A_t = \left(\frac{6 * F_e}{S_y} \right)^{3/2} \text{ lbf}$$

Dónde:

A_t : Área del esfuerzo atracción.

F_e : Fuerza extrema axial.

$$F_e = \frac{F_f}{8_{pernos}} \quad \text{Ec. 6.30}$$

$$F_e = \frac{160N}{8_{pernos}}$$

$$F_e = 20N \cong 4.5lbf$$

Por lo tanto reemplazado en la ecuación 6.24 tenemos:

$$A_t = \left(\frac{6 * 4.5}{36000} \right)^{3/2}$$

$$A_t = 0.0082plg^2$$

De la tabla del **Anexo 13** se selecciona el perno con el área inmediata superior a la calculada, es decir $0.0091plg^2$, que corresponde al perno: $\phi = 0.138 - 32UNC$, que tiene un diámetro nominal $d = 0.138 plg$ y diámetro menor $d_r = 0.0974 plg$ y el número de hilos por pulgada es $N_h = 32$.

El esfuerzo de apriete (S_i), se calcula a partir de la ecuación:

$$S_i = 0.75 * S_p \quad \text{Ec. 6.31}$$

$$S_i = 0.75 * 33$$

$$S_i = 24.75kpsi$$

En consecuencia la fuerza inicial de apriete F_i requerida para evitar la separación de las partes es:

$$F_i = S_i * A_t \quad \text{Ec. 6.32}$$

$$F_i = 24,75 * 10^3 * 0.0091 = 225.22lbf$$

Para perforaciones roscadas (fig. 6.8) la longitud roscada debe ser aproximadamente igual a diámetros en el caso del acero.

Por lo tanto la placa roscada del cilindro como la placa perforada del eje serán 3mm de espesor ($1/8$ plg.).

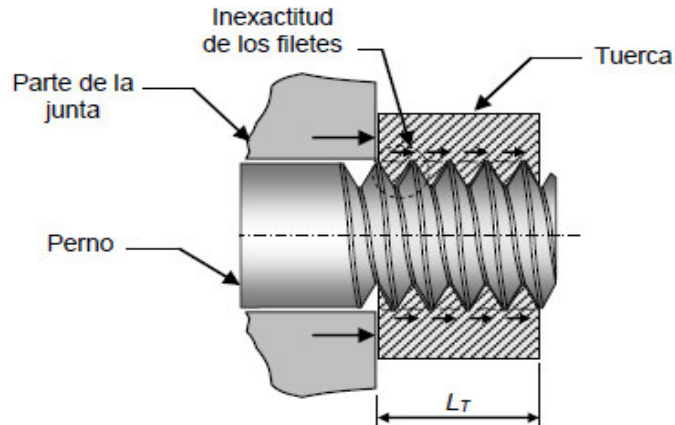


Figura 6.8 Partes de los pernos

Fuente: Diseño de tornillos, Iván Egas

A partir de estos datos se comprueba que el perno resiste las cargas a la que está sometida, como sigue:

$$k_b = \frac{A_b * E_b}{L} \quad \text{Ec. 6.33}$$

$$k_b = \frac{0.0091(30 * 10^6)}{\frac{1}{8}}$$

$$k_b = 2.184 * 10^6 \text{ lbf/plg}$$

$$k_c = d * E_c * a^{e(d/L)} \quad \text{Ec. 6.34}$$

$$k_c = (0.138plg) \left(30 * 10^6 \text{ lbf} / \text{plg} \right) \left(0.7872 e^{0.6287(0.138/0.125)} \right)$$

$$k_c = 6.52 * 10^6 \text{ lbf} / \text{plg}$$

En donde:

A_b : Área del perno = A_t

E_b : Módulo elástico = $30 * 10^6 \text{ lbf} / \text{plg}$

L : Longitud roscada de la junta = $1/8$

E_c : Módulo de elasticidad = $30 * 10^6 \text{ lbf} / \text{plg}$

$a \wedge b$: Constante tabla 8.5. **Ver Anexo 14.**

Por lo tanto, el factor de seguridad del perno a tracción (N_f) es:

$$N_f = (S_p * A_t - F_i) \frac{k_c + k_b}{k_b F_e} \quad \text{Ec. 6.35}$$

$$N_f = \left(\left(\left(33 * 10^3 \text{ lbf} / \text{plg}^2 \right) 0.0091 \text{ plg}^2 \right) - 225.22 \text{ lb} \right) \left(\frac{6.52 + 2.184}{2.184 * 4.5 \text{ lbf}} \right) \frac{10^6}{10^6}$$

$$N_f = 66.44$$

Además el perno está sometido a las cargas de corte debido a la fuerza de diseño (F_D) y el torque del motor como se ve en la figura 6.9

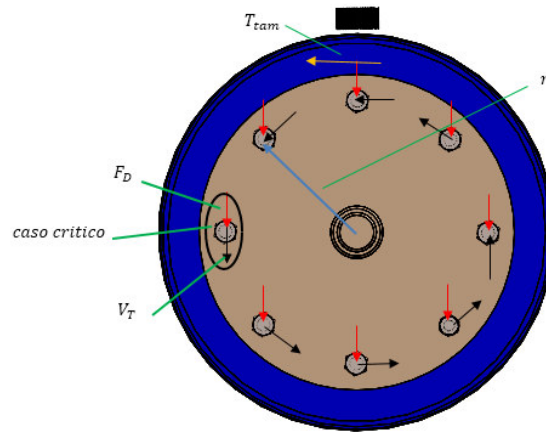


Figura 6.9 Diseños de los pernos

Fuente: Autor

$$V_T = \frac{T_{tam}}{r} = \frac{12N.m}{0.04m} \quad Ec. 6.36$$

$$V_T = 300N$$

Por lo tanto, la fuerza cortante (V_p) en cada perno es:

$$V_p = \frac{V_T}{\#pernos} = \frac{300N}{8} \quad Ec. 6.37$$

$$V_p = 37.5N \approx 8.43lbf$$

El esfuerzo debido a las cargas cortantes es:

$$S_s = \frac{V}{\frac{\pi}{4}d_r^2} = \frac{(F_D + V_p)4}{\pi d_r^2} \quad Ec. 6.38$$

$$S_s = \frac{(9 + 8.43)lb * 4}{\pi(0.0974)^2plg^2}$$

$$S_s = 2340psi \equiv 2.34kpsi$$

El factor de seguridad para las cargas cortantes es:

$$N_s = \frac{S_{ys}}{S_s} = \frac{0.577S_y}{S_s} \quad \text{Ec. 6.39}$$

$$N_s = \frac{0.577 * 36kpsi}{2.34kpsi}$$

$$N_s = 8.88$$

El factor de seguridad real para la combinación de cargas es:

$$N = \left[\frac{1}{N_F^2} + \frac{1}{N_s^2} \right]^{-1/2} \quad \text{Ec. 6.40}$$

$$N = \left[\frac{1}{(66.44)^2} + \frac{1}{(8.88)^2} \right]^{-1/2}$$

$$N = 8.8$$

$$8.8 > 3$$

Ya que el factor de seguridad es mayor que el mínimo admisible, el diseño es seguro.

6.7.8 Diseño de reductor de velocidad del tambor

Como ya se indicó en la sección anterior el reductor de velocidad será el tornillo sin fin y corona con una relación de transmisión de 40:1. La velocidad angular del tornillo W_w es igual al del motor W_{tam} es decir 40 rpm (4.189 rad/seg).

Por facilidad de fabricación será del tipo envolvente simple como se puede ver en la figura 6.10

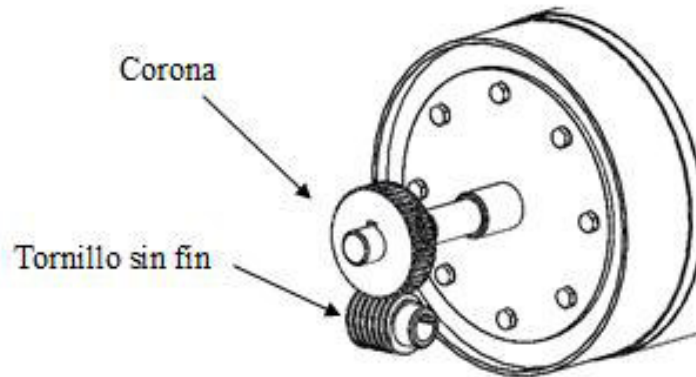


Figura 6.10 Diseño del reductor

Fuente: Autor

6.7.8.1 Potencia de salida

La potencia requerida en la corona (potencia de salida) debe ser igual a la requerida para impulsar el tambor abrasivo, es decir:

$$Pot_G = T_{tam} * W_G \quad Ec. 6.41$$

$$Pot_G = 12Nm * 4.189 \text{ rad/seg}$$

$$Pot_G = 50.27W$$

Datos

- $Pot_G = 50.27W$
- $w_w = 1600rpm = 167.55 \text{ rad/seg}$
- $w_G = 40rpm = 4.189 \text{ rad/seg}$
- $i_{r1} = 40$
- material del tornillo sin fin es de Acero A36 como se en la figura 6.11

- material de la corona = bronce fosfórico [Khumi y Gupt, Diseño de máquinas, Engranajes Helicoidales]
- distancia entre ejes $x = 35mm$ (debido a las dimensiones del motor)
- torque entre la corona $T_G = T_{tam} = 12N$.

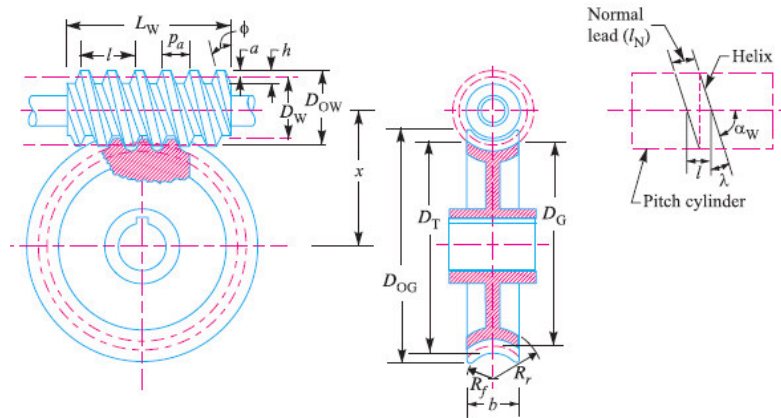


Figura 6.11 Potencia de salida

Fuente: Khumi Gupt, Diseño de máquinas

a) Dimensionamiento

El número de hilos o entradas (n) del tornillo sin fin *t.s.f* se determina en base a la tabla 31.2 del **Anexo 15**

En la tabla 31.2, se determina que para i mayores que 36 se debe utilizar un tornillo de una sola entrada $n = 1 = Z_w$

Entonces el número de dientes de la corona (N_w) es:

$$i_{r1} = \frac{Z_G}{n} \quad \text{Ec. 6.42}$$

$$Z_G = 40 * 1$$

$$Z_G = 40 \text{dientes.}$$

El diámetro mínimo del tornillo sin fin se estima con la siguiente ecuación tomada del libro Khumi Gupta, Diseño de máquinas:

$$D_w = \frac{(x)^{0.875}}{1.416} \quad \text{Ec. 6.43}$$

$$D_w = \frac{(35)^{0.875}}{1.416}$$

$$D_w = 15.85mm$$

Por lo que se selecciona un diámetro de $D_w = 20mm$.

De la ecuación de la distancia entre centro se calcula el diámetro del paso de la corana que es:

$$x = \frac{D_w + D_G}{2} \quad \text{Ec. 6.44}$$

$$D_G = 2x - D_w$$

$$D_G = (2 * 35) - 20$$

$$D_G = 50mm$$

Por lo tanto, el módulo (m) del sistema es:

$$D_G = m * Z_G \quad \text{Ec. 6.45}$$

$$m = \frac{50mm}{40}$$

$$m = 1.25mm$$

Cuando los ejes del tornillo y la corona están a 90° , el paso axial p_a del sin fin es igual al paso de la corona p_c , entonces;

$$p_a = p_c = \pi * m \quad \text{Ec. 6.46}$$

$$p_c = \pi * 1.25$$

$$p_c = 3.927mm$$

Y el avance L es:

$$L = p_c * n \quad \text{Ec. 6.47}$$

$$L = 3.927 * 1$$

$$L = 3.927mm$$

El ángulo de avance λ , viene dada en la figura 6.12

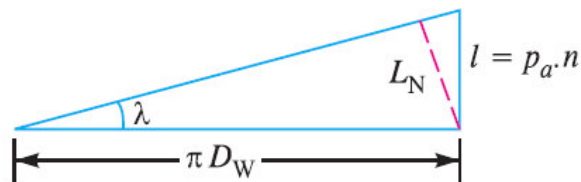


Figura 6.12 Ángulo de avance

Fuente: Khumi Gupt, Diseño de máquinas

$$\tan\lambda = \frac{L}{\pi D_w} \quad \text{Ec. 6.48}$$

$$\tan\lambda = \frac{3.927}{\pi * 20mm}$$

$$\lambda = \tan^{-1}(0.0625)$$

$$\lambda = 3.58^\circ$$

De la tabla 31.1 del **Anexo 16** se determina que para $\lambda = 3.58^\circ$, el ángulo de presión del diámetro debe ser $\phi = 14.5^\circ$.

Con las ecuaciones de las proporciones de los dientes del tornillo sin fin de la tabla 31.3, se calcula: **Ver Anexo 17**

- Máximo agujero para el eje = $17.427mm$
- Addendum = $1.249mm$
- Mínimo de longitud de hélice del tornillo = $18.5mm$
- Profundidad del diente = $2.7mm$

Con la tabla 31.4, se calcula para la corona. **Ver Anexo 18**

$$D_{OG} = 53.98mm$$

$$D_T = 52.50mm$$

$$b = 15.84mm \quad \implies \text{Se toma } 15mm.$$

La velocidad de deslizamiento (V_r) viene dada por:

$$V_r = \frac{\pi D_w W_w}{\cos \lambda} \quad \text{Ec. 6.49}$$

$$V_r = \frac{\pi * 0.02m * 167.55 \text{ rad/seg}}{\cos(3.58^\circ)}$$

$$V_r = 10.548 \text{ m/s} = 632.9 \text{ m/min}$$

Y el coeficiente de fricción para V_r superiores a 180 m/min , está dada por [Khumi Gupta, Diseño de máquinas, Cap. 31].

$$\mu = 0.025 + \frac{V_r}{18000} \quad \text{Ec. 6.50}$$

$$\mu = 0.025 + \frac{632.9 \text{ m/min}}{18000}$$

$$\mu = 0.06$$

Por lo tanto, el coeficiente n del reductor del tornillo sin fin y corona es: [Khumi Gupta, Diseño de máquinas, Cap. 31].

$$n = \frac{\tan\lambda(\cos\phi - \mu\tan\lambda)}{\cos\phi * \tan\lambda + \mu} \quad \text{Ec. 6.51}$$

$$n = \frac{\tan 3.58(\cos 14.5 - 0.06 * \tan 3.58)}{(\cos 14.5 * \tan 3.58) + 0.06}$$

$$n = 0.5 = 50\%$$

A partir de la eficiencia se calcula la potencia de entrada en el tornillo sin fin:

$$Pot_{E1} = \frac{Pot_G}{n} \quad \text{Ec. 6.52}$$

$$Pot_{E1} = \frac{50.27W}{0.5}$$

$$Pot_{E1} = 100.54W$$

De acuerdo con AGMA, la máxima potencia de entrada permisible, para garantizar la disipación de calor viene dada por: [Khumi Gupta, Diseño de máquinas, Cap. 31].

$$Pot_{per} = \frac{3650x^{1.7}}{i_{r1} + 5} \quad \text{Ec. 6.53}$$

$$Pot_{per} = \frac{3650 * 0.035^{1.7}}{40 + 5}$$

$$Pot_{per} = 0.271kw \approx 271W$$

Ya que $100.54W < 271W$.

b) Esfuerzo

El torque en el tornillo sin fin se determina a partir de la potencia de entrada:

$$Pot_{E1} = T_w * W_w \quad Ec. 6.54$$

$$T_w = \frac{Pot_{E1}}{W_w}$$

$$T_w = \frac{100.54 \text{ N.m/seg}}{167.55 \text{ rad/seg}}$$

$$T_w = 0.6 \text{ N.m}$$

La fuerza tangencial (W_{Tw1}) que actúa en el tornillo sin fin (fig. 6.13) igual a la fuerza axial (W_{AG1}) que actúa en la corona:

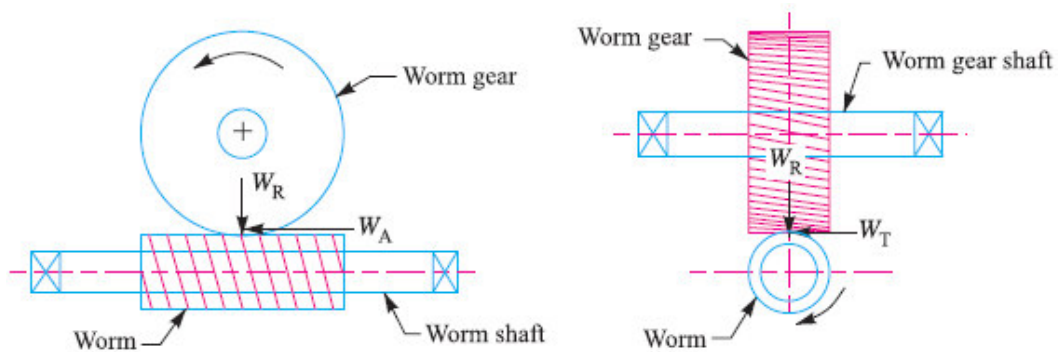


Figura 6.13 Diseño del tornillo sin fin y corona

Fuente: Khumi Gupta, Diseño de máquinas

$$W_{Tw1} = \frac{T_w}{D_w/2} \quad Ec. 6.55$$

$$W_{Tw1} = \frac{2 * 0.6N.m}{0.02m}$$

$$W_{Tw1} = 60N = W_{AG}$$

La fuerza axial o de empuje (W_{Aw1}), aplicada al tornillo sin fin (fig. 6.13) es igual a la fuerza tangencial (W_{Tg1}) en la corona.

$$W_{Tg1} = \frac{T_G}{D_G/2} \quad \text{Ec. 6.56}$$

$$W_{Tg1} = \frac{12N.m * 2}{0,05m}$$

$$W_{Tg1} = 480N = W_{Aw1}$$

La fuerza radial o de separación W_{Rw1} aplicada al reductor es:

$$W_{Rw1} = W_{Aw1} \tan\phi \quad \text{Ec. 6.57}$$

$$W_{Rw1} = 480N * \tan 14.5$$

$$W_{Rw1} = 124,14N = W_{Rg1}$$

Las fuerzas que actúan en el tornillo sin fin son de igual magnitud pero de sentido opuesto a la fuerza que actúan en la corona, por lo que el análisis de esfuerzos se realizará para la corona por ser un material menos resistente (bronce fosfórico) que tiene las siguientes propiedades.

- Tensión estática permisible $\sigma_a = 84MPa$ **Ver Anexo 19**
- Límite de resistencia a la flexión $\sigma_e = 168MPa$ **Ver Anexo 19**
- Límites de resistencia superficial $\sigma_{es} = 630MPa$ **Ver Anexo 21**

De acuerdo con la ecuación de Lewis [Khumi Gupta, Cap. 31] la fuerza tangencial permisible es:

$$W_{T_p} = (\sigma_o * C_v) * b * \pi * m * y \quad \text{Ec. 6.58}$$

En donde:

W_{T_p} : Fuerza tangencial permisible [N].

C_v : Factor de velocidad

b : Ancho de cara [mm].

y : Factor de Lewis

m : Módulo [mm].

La velocidad lineal de la corona V es:

$$V = W_G * \frac{D_G}{2} \quad \text{Ec. 6.59}$$

$$V = 4.189 \text{ rad/seg} * \frac{0,05m}{2}$$

$$V = 0.1047 \text{ m/seg}$$

$$C_v = \frac{6}{6 + V} \quad \text{Ec. 6.60}$$

$$C_v = \frac{6}{6 + 0.1047}$$

$$C_v = 0.9828$$

$$\text{Para } \phi = 14.5^\circ \implies y = 0.124 - \frac{0.684}{Z_G} \quad \text{Ec. 6.61}$$

$$y = 0.124 - \frac{0.684}{40} = 0.1069$$

Por lo tanto reemplazando en la ecuación 6.58 tenemos:

$$W_{Tp} = (84 * 10^6 \text{ N/m}^2 * 0.9828) * 0.015 * \pi * 0.00125 * 0.1069$$

$$W_{Tp} = 519.9N$$

Ya que $W_{TG} < W_{Tp}$

$480N < 519.9N$ El diseño es seguro.

La resistencia a la carga estática permisible (W_s), viene dada por:

$$W_s = \sigma_e * b * \pi * m * y \quad \text{Ec. 6.62}$$

$$W_s = (168 * 10^6) * 0.015 * \pi * 0.00125 * 0.1069$$

$$W_s = 1057.9N$$

Debido a que $W_{TG} < W_s$, lo cual el diseño es seguro.

La máxima carga de desgaste permisible en el tornillo sin fin W_w se calcula a partir de:

$$W_w = D_G * b * k \quad \text{Ec. 6.63}$$

$$W_w = 50 * 15 * 0.83$$

$$W_w = 622.5N$$

En donde:

k: factor de combinación de material = 0.83 **Ver Anexo 22**

Ya que W_{TG} es menor que W_w entonces el diseño es seguro.

6.7.9 Movimiento giratorio de la probeta

Como se determinó en las secciones anteriores, para generar el movimiento giratorio de la probeta, se empleará un mecanismo de rueda dentada (piñón) y cremallera, con las siguientes características (fig. 6.14)

Datos:

- $Z_{pr} = 38dte$
- $m_m = 1.5mm$
- $w_{pc} = 0.0947rad/seg \approx 0.9^{rev}/seg$
- $D_{pr} = 57mm$
- $\phi = 14.5^\circ$
- Ancho del piñón $b = 10mm$

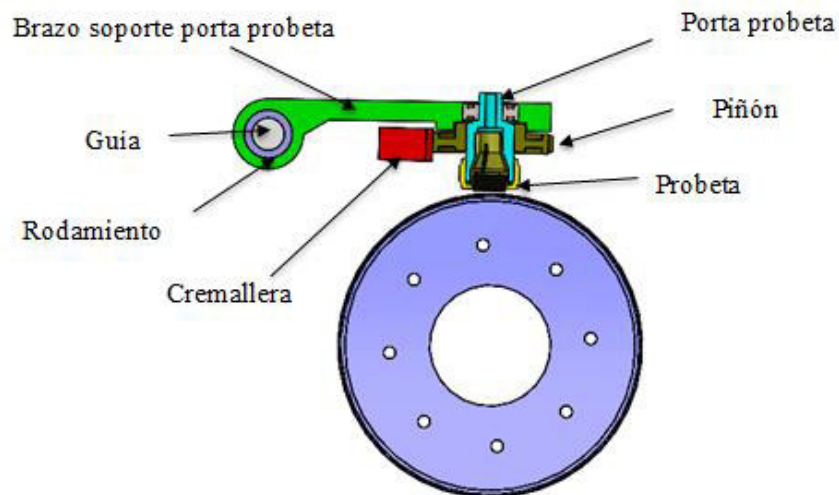


Figura 6.14 Movimiento giratorio

Fuente: Autor

Con la tabla 28.1 se determina la diferencia proporcionada del sistema. **Ver Anexo 23**

$$\text{Addendum } a = 1.5\text{mm}$$

$$\text{Dedendum } b = 1.875\text{mm}$$

$$\text{Espesor del diente } t = 2.356\text{mm}$$

El torque necesario para que gire la probeta viene dada por la fuerza de fricción (F_f) y el diámetro de la probeta es $d = 162\text{mm}$ (fig. 6.15)

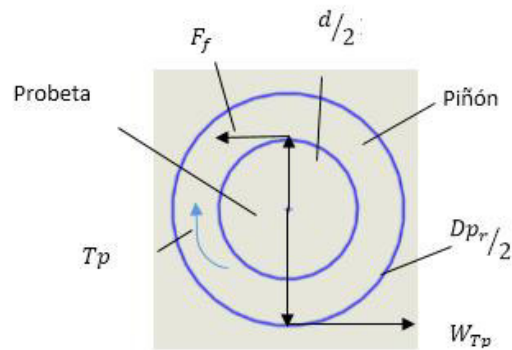


Figura 6.15 Determinación de fuerzas

Fuente: Autor

$$T_p = F_f * \frac{d}{2} \quad \text{Ec. 6.64}$$

$$T_p = 160\text{N} * \frac{0.0162}{2}$$

$$T_p = 1.296\text{N.m}$$

Entonces la fuerza tangencial (W_{Tp}) en el piñón se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_{Tp} = \frac{2T_p}{D_{pr}} = \frac{2 * 1.296\text{N.m}}{0.057\text{m}} \quad \text{Ec. 6.65}$$

$$W_{Tp} = 45.48\text{N}$$

La potencia requerida para que gire la probeta se utilizará la ecuación 6.54

$$Pot_p = T_p * W_{pc}$$

$$Pot_p = 1.296N.m * 0.0947 \text{ rad/seg}$$

$$Pot_p = 0.123W$$

La fuerza normal W_{Np} en el diente del piñón es:

$$W_{Np} = \frac{W_{Tp}}{\cos\emptyset} = \frac{45.48N}{\cos 14.5} \quad \text{Ec. 6.66}$$

$$W_{Np} = 46.98N$$

La velocidad lineal del piñón es:

$$V = W_{pc} * \frac{D_{pr}}{2}$$

$$V = 0.0947 * \frac{0.057}{2}$$

$$V = 0.0027 \text{ m/s}$$

$$C_v = \frac{3}{3 + V} = \frac{3}{3 + 0.0027}$$

$$C_v = 0.999$$

Para $\emptyset = 14.5^\circ$

$$y_p = 0.124 - \frac{0.684}{Z_{pn}}$$

$$y_p = 0.124 - \frac{0.684}{38}$$

$$y_p = 0.106$$

Por lo tanto, de la ecuación de Lewis se determina la mínima resistencia estática que debe tener el material del piñón para resistir la fuerza tangencial:

$$W_{Tp} = (\sigma_o * C_v) b * \pi * m * y_p$$

$$\sigma_o = \frac{W_{Tp}}{C_v * b * \pi * m * y_p}$$

$$\sigma_o = \frac{45.48N}{0.999 * 0.01m * \pi * 0.0015m * 0.016}$$

$$\sigma_o = 9.12 * 10^6 N/m^2$$

$$\sigma_o = 9.12MPa$$

En consecuencia, se selecciona aluminio para fabricar el piñón y la cremallera, pues tiene resistencia estática de $42MPa$.

Debido a que la velocidad de giro es muy baja, no es necesario comprobar la disipación de calor. La cremallera se fabricará con las mismas características que el piñón.

Para una eficiencia del 85% del mecanismo de piñón y cremallera, la potencia de entrada es:

$$Pot_{E2} = \frac{Pot_p}{n} = \frac{0.123W}{0.85}$$

$$Pot_{E2} = 0.145W$$

6.7.10 Sistema porta probeta

El sistema porta probeta está constituido por los elementos mostrados en la figura 6.16, las cargas que soporta cada uno de estos elementos se generan por el rozamiento entre la probeta y el papel abrasivo los valores de estas cargas son:

- Fuerza máxima de trabajo = $20N$
- Fuerza de diseño $F_D = 40N$
- Fuerza de fricción entre la probeta y la lija $F_f = 160N$
- Torque requerido para girar la probeta $T_p = 1.296N$.

6.7.10.1 Diseño de la mordaza de sujeción

Estos elementos se fabricará con aceros estructurales ASTM A36 ya que se instala en el interior del porta probeta, el cual impide que se deforme de forma radial, solo estará sometido a esfuerzos de corte debido al torque requerido y a esfuerzos normales por la fuerza de trabajo.

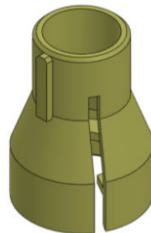


Figura 6.16 Mordaza de sujeción

Fuente: Autor

6.7.10.2 Diseño del porta probeta

Este elemento contiene en su interior a la mordaza de sujeción y también será fabricado de acero ASTM A36 (fig. 6.17). Este elemento estará sometido también a los esfuerzos generados por las cargas T_p y F_D , así como también a los generados por la fuerzas de fricción F_f .



Figura 6.17 Diseño de la porta probeta

Fuente: Autor

6.7.10.3 Brazos soporte

Con el objeto de no afectar la fuerza de trabajo, este elemento será fabricado de Aluminio 2014, y se desplaza en forma paralela al eje del tambor rotativo, la que estará sometida a la fuerza de fricción en el plano horizontal en dirección paralela y perpendicular al eje de las guías y a la fuerza del diseño (fig. 6.18).

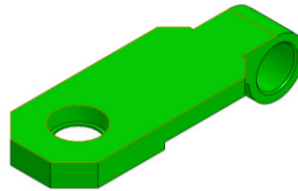


Figura 6.18 Brazo soporte

Fuente: Autor

6.7.10.4 Guía

El eje guía se fabricará con un acero laminado ASTM A36 y se aplicará un tratamiento superficial de cromado, para evitar la corrosión. Las cargas a la que está sometida la guía se calcula a partir de la figura 6.19.

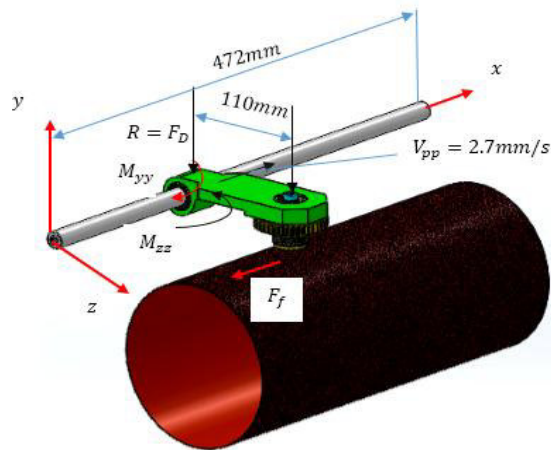


Figura 6.19 Guía

Fuente: Autor

El caso crítico ocurre cuando el brazo porta probeta se encuentra en la mitad del recorrido a lo largo de la guía, por lo tanto:

$$M_{zz} = \frac{F_D * L}{4} = \frac{40N * 0.472m}{4}$$

$$M_{zz} = 4.72N.m$$

$$M_{yy} = F_f * L = 160N * 0.11m$$

$$M_{yy} = 17.6N.m$$

$$M_{max} = \sqrt{M_{zz}^2 + M_{yy}^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{47.2^2 + 17.6^2}$$

$$M_{max} = 18.22N.m$$

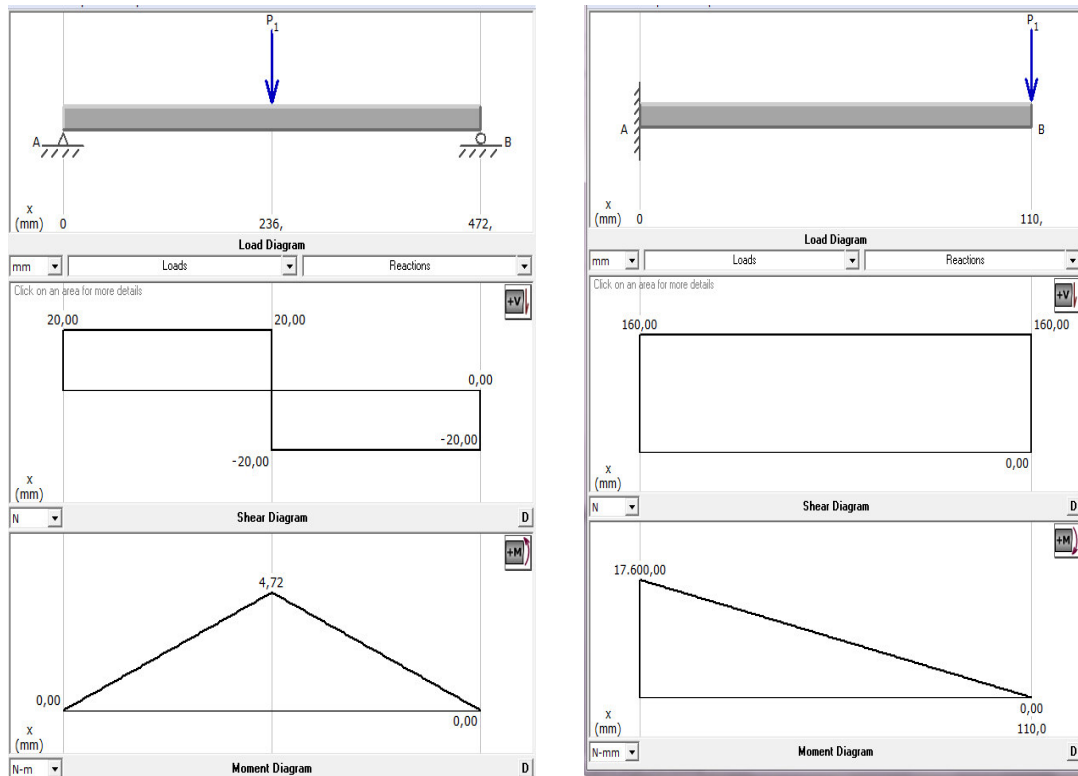


Figura 6.20 Diagrama de fuerzas de la guía

Fuente: Autor

El esfuerzo normal generado por el momento (M_{max}) debe ser menor que el límite de fluencia del material dividido para el factor de seguridad, para lo cual determinaremos el diámetro del eje de la guía.

$$d_G = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{max} * n}{\pi S_y}} \quad Ec. 6.67$$

$$d_G = \sqrt[3]{\frac{18.22 N \cdot m * 32 * 3}{\pi (250 * 10^6 N/m^2)}}$$

$$d_G = 0.0131 m \equiv 13.1 mm$$

Dónde:

d_G : Diámetros de la guía

S_y : Límites de fluencia Acero ASTM A36

Debido a que en este rango ($13.1mm$) los rodamientos lineales solo existe en diámetros de $12mm$ y $16mm$, se selecciona la guía con un diámetro.

$$d_G = 16mm$$

Para determinar el análisis a fatiga en el eje guía utilizaremos la ecuación 6.23

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

Del anexo 11 tomamos los datos $S_{sut} = 400 MPa$ y $S_y = 250MPa$.

$$S'_e = 0.5 * S_{sut}$$

$$S'_e = 0.5 * 400Mpa$$

$$S'_e = 200Mpa$$

Para un maquinado laminado en frio tenemos

$$k_a = 0.961$$

Con el diámetro del eje calculado se tiene.

$$k_b = 1.51 * d^{-0.157}$$

$$k_b = 1.24 * 16^{(-0.107)}$$

$$k_b = 0.921$$

En donde $k_c = k_d = k_f = 1$

Con 99% de confiabilidad tenemos que $k_e = 0.814$

Reemplazando en la ecuación 6.23 tenemos:

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

$$S_e = 117MPa$$

Recalculando el factor de seguridad tenemos:

$$n = \frac{S_e}{\sigma} \geq 1$$

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = 45.3Mpa$$









$$n = \frac{117Mpa}{43.3Mpa}$$

$$n = 2.58 \geq 1$$

6.7.10.5 Rodamientos lineales (Catálogo Rexroth)

Para la selección de los rodamientos se tomó los datos del Catálogo Rexroth de la sección 4.7, los diámetros lineales deben tener un diámetro interior (F_w) igual a $16mm$ (diámetro de la guía) y debido a las limitaciones de espacio debe ser tipo compacto, por lo tanto, de la tabla 6.1 se selecciona un rodamiento de tipo compact/line.

Tabla 6.1 Características de los rodamientos lineales

Requirements	Type of linear bushing							
	Compact/ eLINE	Super A/B	Standard	Seg- mental	Super H/SH	Radial	Torque- resistant	Comb. lin- ear and rot- ary motion
								
Frequency of use	+++	+++	++	++	+	+	+	+
Low costs	+++	++	++	+++	+	+	+	+
Especially easy installation	+++	++	++	++	+	+	+	++
Very compact design	+++	+	+	+++	+	o	+	+
Corr.-resistant version available	+++	o	+++	+++	o	o	o	o
High loads	+	++	+	+	+++	+++	++	+
Self-alignment	o	+++ ¹⁾	o	o	+++	o	o	o
Especially smooth running	++	+++	++	++	+	++	++	++
High temperature > 100 °C	o	o	+++	o	o	o	o	o
Heavy contamination	o	o	+++	o	o	o	o	o
Damp/wet environment	++	o	+++	++	++	o	o	o
With aqueous metalworking fluids	++	o	+++	++	o	o	o	o
Suitability for vacuum	o	o	+++	o	o	o	o	o
Torque transmission	o	o	o	o	o	o	+++	o
Comb. linear and rotary motion	o	o	o	o	o	o	o	+++

1) Super A only

+++ Very good
++ Good

+ Satisfactory
o Adequate (not recommended)

Fuente: Catálogo Rexroth

Las cargas que soporta el rodamiento es

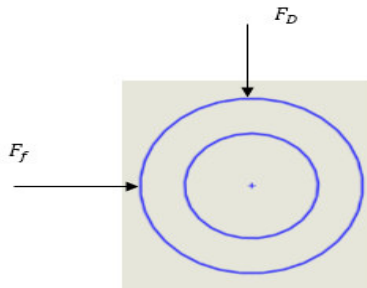


Figura 6.21 Cargas que soporta el rodamiento

Fuente: Autor

La fuerza resultante F_{RB} viene dada por la fuerza de fricción F_f y fuerza de diseño F_D ya calculado en la sección del tambor rotativo por lo tanto la fuerza resultante es.

$$F_{RB} = \sqrt{F_f^2 + F_D^2} \quad \text{Ec. 6.68}$$

$$F_{RB} = \sqrt{40^2 + 160^2}$$

$$F_{RB} = F_m = 164.92N$$

Para la guía de acero con un cromado superficial y una dureza mínima de 40HR, el factor de dureza es $f_H = 0.31$, como se puede ver en la tabla 6.2

Tabla 6.2 Factor de dureza

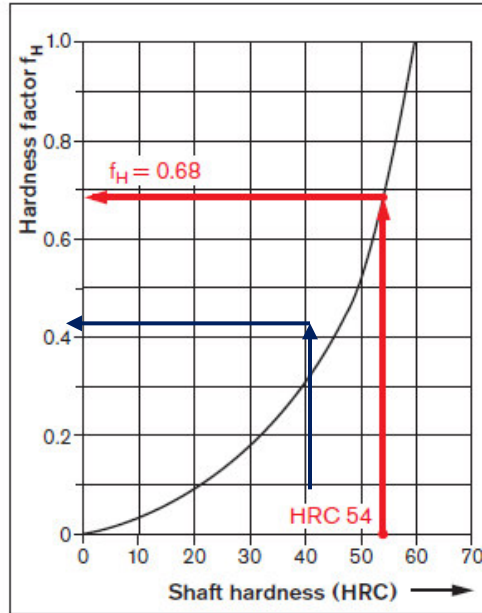


Chart for hardness factor f_H

Fuente: Catálogo Rexroth

Debido a que la temperatura de operación de la máquina es menor a 100 °C, el factor de temperatura $f_t = 1$, (tabla 6.3).

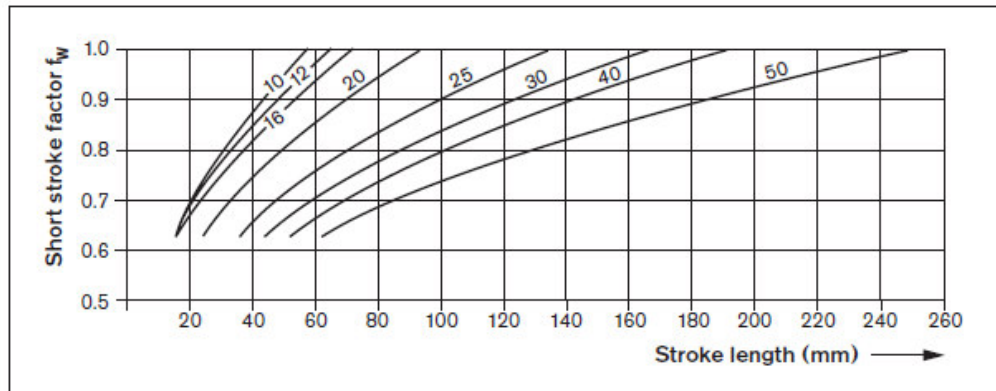
Tabla 6.3 Factor de temperatura f_t

Bearing temperature	100 °C	125 °C	150 °C	175 °C	200 °C
Temperature factor f_t	1	0.92	0.85	0.77	0.70

Fuente: Catálogo Rexroth

Ya que la longitud de la carrera de trabajo ($L_{tam_{min}} = 357mm$) es mayor que $260mm$, el factor de la carrera corta $f_W = 1$, (tabla 6.4).

Tabla 6.4 Factor de la carrera f_W



Fuente: Catálogo Rexroth

Para una expectativa de vida del rodamiento de 500000 ciclos de trabajo de la máquina, el factor de vida f_L , viene dada por:

$$L = 2 * \#ciclos * L_{carrera} \quad Ec. 6.69$$

$$L = 2 * 500000 * 0.357m$$

$$L = 3.57 * 10^5 m$$

De la tabla 6.5; $f_L = 0.64$

Tabla 6.5 Factor de vida f_L

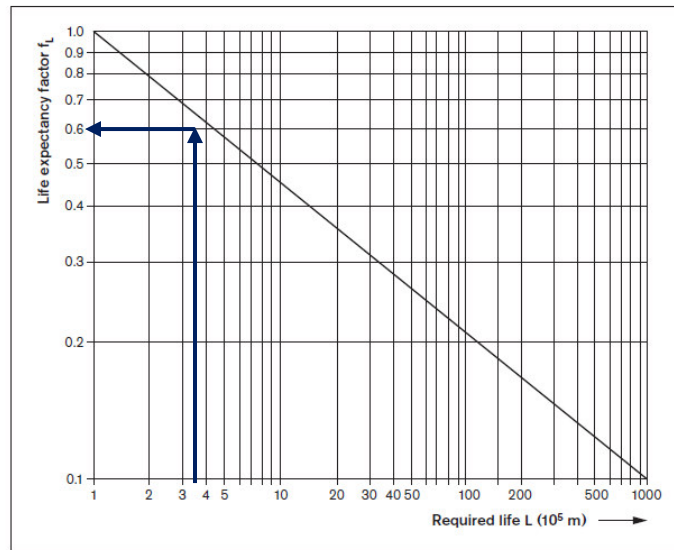


Chart for the life expectancy factor f_L

Fuente: Catálogo Rexroth

La capacidad de carga dinámica requiere C para el rodamiento viene dada por:

$$C = \frac{F_m}{f_H * f_t * f_w * f_L} \quad \text{Ec. 6.70}$$

$$C = \frac{164.92N}{0.31 * 1 * 1 * 0.64}$$

$$C = 831.25N$$

Del catálogo de rodamientos lineales SKF del **Anexo 24** seleccionamos el rodamiento *LBBR16*, que tiene una capacidad de carga dinámica de $930N$.

6.7.10.6 Brazo motriz

Este sistema es el que proporciona el movimiento de avance al brazo porta probeta, por tal motivo el brazo motriz debe transmitir y soportar una carga de igual magnitud a la fuerza de fricción (F_f), en dirección paralela al eje de la guía.

Este elemento se fabricará con acero ASTM A36 y como se indicó debe soportar una carga igual a la fuerza de fricción, y los elementos del brazo motriz se muestran en la figura 6.22.

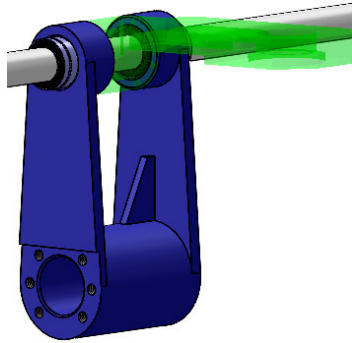


Figura 6.22 Brazo motriz

Fuente: Autor

6.7.10.7 Rodamientos lineales

Se utilizará los mismos rodamientos que ya se han calculado anteriormente para el brazo porta probeta ya que cumplen las mismas especificaciones ya calculadas *LBBR16*.

6.7.11 Mecanismo del movimiento de avance de probeta

Este mecanismo va conectado al brazo motriz y convierte el movimiento de giro del husillo en movimiento lineal del brazo, por lo tanto debe vencer las cargas generadas por la fuerza de fricción.

Como ya se determinó en la sección anterior este mecanismo será de tipo de husillo de bolas y como se observa en la figura 6.23, consta del husillo, la tuerca y los soportes.

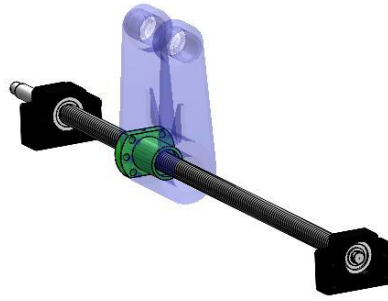


Figura 6.23 Mecanismo de movimiento

Fuente: Autor

De acuerdo con los cálculos realizados en el análisis de la máquina el husillo tiene un paso de 5 mm y gira a 32 rpm transmitiéndole al brazo motriz una velocidad de avance de 27 mm/seg .

6.7.11.1 Selección del husillo (catálogo SKF)

En función de la información del **Anexo 25** se selecciona un sistema estándar como única. Considerando una expectativa de vida del husillo igual a la de los rodamientos lineales de 500000 ciclos de trabajo y sabiendo que para completar un ciclo de trabajo el husillo debe girar $2 * 68\text{revol} = 136\text{rev}$ (68 de trabajo y 68 de regreso), la vida nominal en revoluciones es.

$$L = 136\text{rev} * 500000$$

$$L = 68 * 10^6\text{rev}$$

Entonces: $L_{10} = 68$

L_{10} : Vida en millones de revoluciones

El coeficiente de carga dinámica requerida C_{req} , viene dada por:

$$C_{req} = F_m * (L_{10})^{1/3} \qquad \text{Ec. 6.71}$$

$$C_{req} = 164.92 * (68)^{1/3}$$

$$C_{req} = 673.15N$$

Por lo tanto, se selecciona el husillo más pequeño de la serie estándar PND con rosca derecha y un paso de 5mm, el PND16 * R5. **Ver Anexo 26**

La velocidad de giro crítica del husillo es: **Ver Anexo 27**

$$n_{cr} = (49 * 10^6) * \frac{f_1 * d_2}{L^2} \quad Ec. 6.72$$

$$n_{cr} = (49 * 10^6) * \frac{0.8 * 12.7}{500^2}$$

$$n_{cr} = 1991.4rpm \quad 32 < 1191.4 Ok$$

Ya que el husillo gira a 32rpm, el diseño es seguro.

Dónde:

f_1 : Factor de corrección de montaje = 0.8 (catalogo SKF).

d_2 : El diámetro del fondo de la rosca = 12.7mm **Ver Anexo 28**

L : Distancia entre centros de 50 partes = 500mm

Ya que el husillo gira a 32 rpm, el diseño es seguro.

La carga de pandeo con factor de seguridad de (f_3): factor de corrección de montaje es (50 parte = 50 parte) = 1.0

$$F_c = (34 * 10^3) \frac{f_3 * d_2^4}{L^2} \quad Ec. 6.73$$

$$F_c = (34 * 10^3) \frac{1 * 12.7^4}{500^2} = 3537.97N$$

Ya que $162.92 < 3537.97$, el diseño es seguro.

La eficiencia teórica del sistema es:

$$n = \frac{1}{1 + \frac{\pi * d_o}{P_h} * \mu} \quad \text{Ec. 6.74}$$

$$n = \frac{1}{1 + \frac{\pi * 16}{5} * 0.006}$$

$$n = 0.94$$

Dónde:

d_o : Diámetro nominal del eje del husillo **Ver Anexo 26**

P_h : Paso =5mm

μ : Coeficiente de fricción = 0.006 (catalogo SKF)

La eficiencia práctica es:

$$n_p = 0.9 * n \quad \text{Ec. 6.75}$$

$$n_p = 0.9 * 0.94$$

$$n_p = 0.846 \approx 84.6\%$$

El torque de entrada viene dada por:

$$T_{hu} = \frac{F_m * P_h}{2000 * \pi * n_p}$$

$$T_{hu} = \frac{164.92N * 5}{2000 * \pi * 0.846}$$

$$T_{hu} = 0.155N.m$$

Por lo tanto, la potencia requerida en el husillo de bolas es:

$$Pot_{req} = \frac{F_m * w_{tor} * P_h}{60000 * n_p}$$

$$Pot_{req} = \frac{164.92 * 32 * 5}{60000 * 0.846}$$

$$Pot_{req} = 0.52W$$

Se comprueba con la siguiente ecuación:

$$Pot = \frac{F * V}{n}$$

$$Pot = \frac{164.98 * 0.0027 \text{ m/seg}}{0.846}$$

$$Pot = 0.526W$$

6.7.11.2 Selección de la tuerca del husillo

La tuerca se seleccionada es la que corresponde al husillo *PND16 * R5*, la misma que se detalla en el **Anexo 26**

Para la selección de los soportes es de forma semejante a la turca, los soportes para el husillo se recomiendan seleccionar del **Anexo 29** donde se encuentra más detallado.

6.7.12 Reductor de velocidades para el husillo de bolas

De igual forma que en el tambor, para el husillo se utilizará un reductor de velocidad de tornillo sin fin y corona, para los cálculos se aplicarán los siguientes datos determinados en secciones anteriores.

Datos.

- Torque requerido en el husillo $T_{hu} = 0.155N.m$ (entregada a la corona) = T_G
- Potencia de salida del reductor $Pot_{req} = 0.52W$
- Velocidad de giro de la corona $W_{G2} = W_{tor} = 32rpm$
- Velocidad de giro del tornillo sin fin $W_w = 1600rpm = 167.55 rad/seg$
- Relación de transmisión $i_{r2} = 50:1$
- Material del tornillo sin fin de Acero A36
- Material de la corona Bronce fosfórico
- Distancia entre centros $x = 35mm$

Aplicando el mismo proceso que el reductor del tambor se obtiene los siguientes resultados:

- $n = 1 = Z_w$
- $Z_w = 50$ dientes
- $D_w = 15.85mm \Rightarrow D_w = 20mm$
- $D_G = 50mm$
- $m = \frac{50mm}{50} = 1mm$
- $p_a = p_c = 3.1416mm$
- $L = 3.1416mm$
- $\phi = 14.5^\circ$
- $\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{3.1416}{\pi * 20} \right) = 2.86^\circ$

Aplicando las fórmulas del **Anexo 17** tenemos:

- Máximo agujero para el eje = 16.64mm
- Addendum = 1.0mm
- Mínima longitud del tornillo = 18.5mm

De acuerdo con el Anexo 10 tenemos:

- Profundidad del diente = 2.155mm
- $D_{og} = 53.184mm$
- $D_T = 51.998mm$
- $b = 13.977mm \Rightarrow$ se toma $b = 14.0mm$

$$V_r = \frac{\pi D_G W_G}{\cos \lambda}$$

$$V_r = 10.54 \text{ m/seg} = 632.4 \text{ m/min}$$

$$\mu = 0.025 + \frac{V_r}{18000}$$

$$\mu = 0.06$$

$$n = \frac{\tan \lambda (\cos \phi - \mu \tan \lambda)}{\cos \phi * \tan \lambda + \mu}$$

$$n = 0.445 = 44.5\%$$

$$Pot_{E3} = \frac{Pot_G}{n}$$

$$Pot_{E3} = \frac{0.52W}{0.445} = 1.17W$$

$$T_{w2} = \frac{Pot_{E3}}{W_w}$$

$$T_{w2} = 0.007N.m$$

Debido a que la potencia y torque que transmite el reductor es muy bajo debido a la baja velocidad de avance de la probeta (0.0027 m/seg) puesto que el tornillo sin fin y la corona son de las mismas características que se utilizó en el reductor del tambor y soportarán las cargas sin problemas.

$$W_{Tw2} = \frac{T_{w2}}{D_w/2}$$

$$W_{Tw2} = 0.7N = W_{AG2}$$

$$W_{TG2} = \frac{T_{G2}}{D_G/2}$$

$$W_{TG2} = 6.2N = W_{Aw2}$$

$$W_{Rw2} = \frac{T_{R2}}{D_R/2}$$

$$W_{Rw2} = 1.6N = W_{RG2}$$

6.7.13 Diseño del eje

Debido a que las cargas generadas por el tornillo sin fin del reductor de velocidad del husillo son despreciables en comparaciones con el tambor, y estas cargas estarían cubiertas por el factor de seguridad, el eje se diseña para las cargas del tornillo sin fin del reductor del tambor. (fig. 6.24)

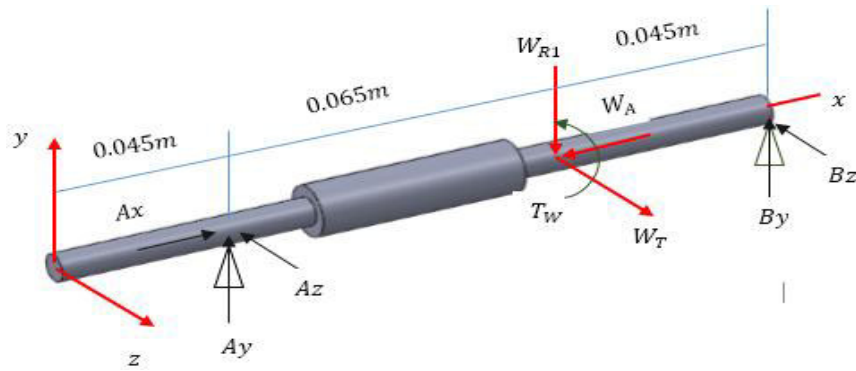


Figura 6.24 Eje de transmisión

Fuente: Autor

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x = 60N$$

$$\sum M_{A_y-y} = 0$$

$$-W_{T1} * 0.065 + B_z * 0.11 = 0$$

$$-480N * 0.065 + B_z * 0.11 = 0$$

$$B_z = 283.64N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - W_{R1} + B_y = 0$$

$$A_y - 124.11N + 73.36N = 0$$

$$A_y = 50.78N$$

$$\sum M_{A_z-z} = 0$$

$$-W_{R1} * 0.065 + B_y * 0.11 = 0$$

$$-124.11N * 0.065 + B_y * 0.11 = 0$$

$$B_y = 73.36$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-A_z - W_{T1} + B_z = 0$$

$$-A_z - 480N + 283.64N = 0$$

$$A_z = 196.36N$$

Plano x-y

Plano x-z

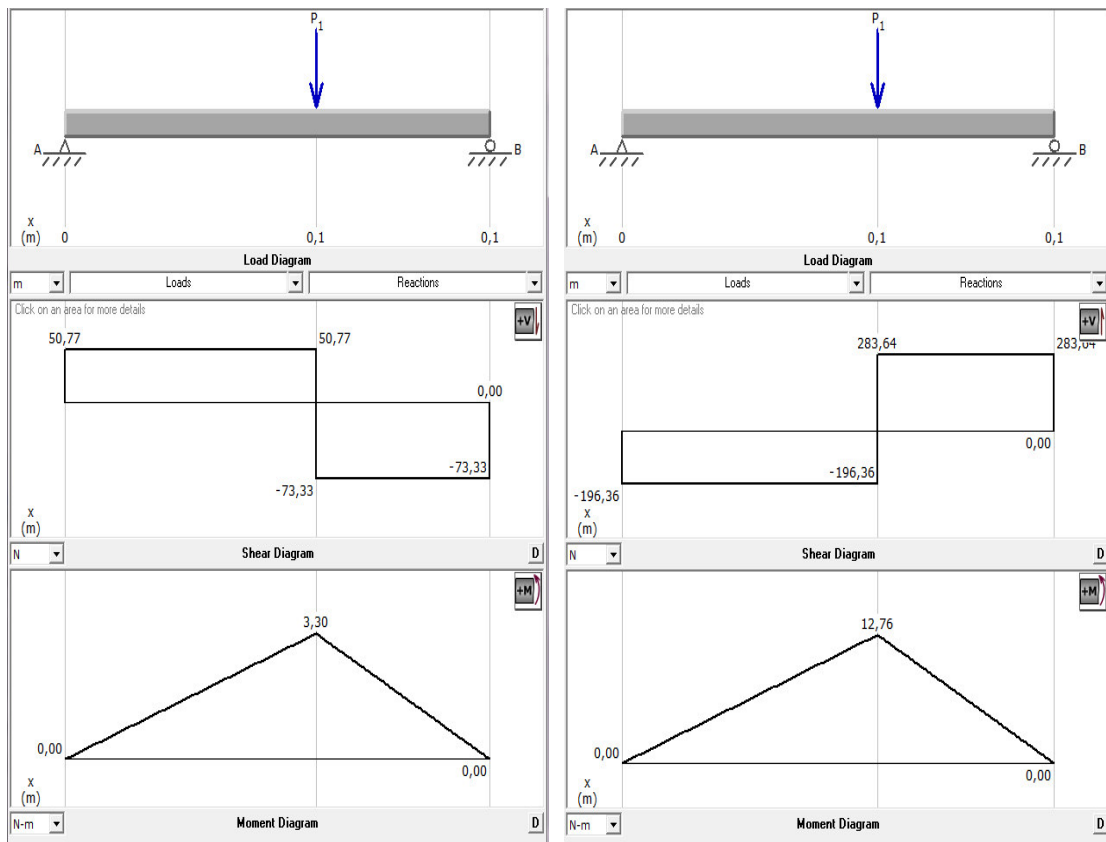


Figura 6.25 Diagrama de fuerzas del eje de transmisión

Fuente: Autor

$$M_{max} = \sqrt{M_{max1}^2 + M_{max2}^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{(3.3)^2 + (12.76)^2}$$

$$M_{max} = 13.18 N \cdot m$$

Asumo el diámetro de 12mm

a) Carga axial

$$\sigma_c = \frac{W_A}{A}$$

$$\sigma_c = \frac{-60}{\frac{\pi}{4} * (0.012m)^2}$$

$$\sigma_c = -0.53MPa$$

b) Flexión

$$\sigma_f = \pm \frac{32M_{max}}{\pi * \phi^3}$$

$$\sigma_f = \frac{32 * 13.18}{\pi * 0.012^3}$$

$$\sigma_f = \pm 77.7MPa$$

c) Torsión

$$\tau = \frac{16T_w}{\pi * \phi^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 0.6}{\pi * 0.012^3}$$

$$\tau = 1.77MPa$$

d) Del círculo de Mohr

$$\sigma_1 = 0.04MPa \quad \sigma_2 = -78.27MPa \quad \tau_{max} = 39.155MPa$$

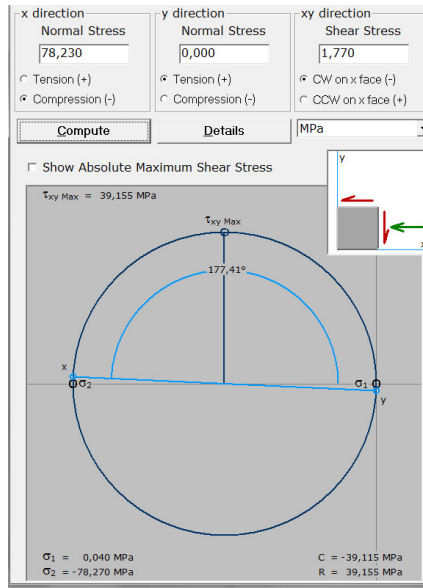


Figura 6.26 Círculo de Mohr

Fuente: Autor

El esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(-78.27)^2 + (0.04)^2 - (-78.27 * 0.04)}$$

$$\sigma' = 78.3 \text{ MPa}$$

Ya que el eje se va a fabricar con varilla de acero laminado ASTM A36, el factor de seguridad es:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{250}{78.3}$$

$$N_s = 3.19$$

Recalculando el diámetro asumido tenemos:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * M * n}{\pi * S_y}}$$

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * 13.81 * 3.19}{\pi * 250 * 10^6}}$$

$$d_{eje} = 0.0119m \equiv 11.9 \cong 12mm$$

Utilizando la ecuación 6.23 determinamos el límite a la resistencia a la fatiga

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

Para un Acero A36 a $S_{sut} = 400 MPa$ y $S_y = 250MPa$,

$$S'_e = 0.5 * S_{sut}$$

$$S'_e = 200Mpa$$

Para un maquinado superficial tenemos.

$$k_a = 0.921$$

Asumimos un diámetro de 12mm.

$$k_b = 1.24 * d^{-0.157}$$

$$k_b = 0.95$$

Para el factor de carga igual a $k_c = 1$ y el factor de temperatura igual $k_d = 1$

Con 99% de confiabilidad tenemos que $k_e = 0.814$

Y el factor de efectos diversos tenemos:

$$k_f = 1$$

Reemplazando en la ecuación 6.23 tenemos:

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

$$S_e = 142.44MPa$$

Calculando el factor de seguridad tenemos:

$$n = \frac{S_e}{\sigma} \geq 1$$

$$\sigma = \frac{32 * M_{max}}{\pi * d_{eje}^3}$$

$$\sigma = 81.40Mpa$$

$$n = \frac{142.44Mpa}{81.4Mpa} \geq 1$$

$$n = 1.74 \geq 1$$

6.7.13.1 Selección de rodamientos

La fuerza resultante que actúa en forma radial al eje es:

$$F_r = \sqrt{W_{R1}^2 + W_{T1}^2}$$

$$F_r = \sqrt{124.14^2 + 480^2}$$

$$F_r = 495.8N$$

La carga axial

$$F_a = 60N$$

Para una expectativa de vida de 500000 ciclos de trabajo, la vida útil de diseño L_D en millones de revoluciones es:

$$L_D = 500000 \text{ ciclos} * \left(\frac{2 * 2.125 \text{ min}}{\text{ciclo}} \right) * \left(\frac{1600 \text{ rev}}{1 \text{ min}} \right)$$

Tiempo por cada ciclo de trabajo y retorno
rpm del motor

$$L_D = 3400 * 10^6 \text{ rev}$$

La fuerza equivalente de diseño (F_D) viene dada por:

$$F_D = X_2 * V * F_r + Y_2 * F_a$$

$$F_D = 0.56 * 1 * 495.8N + (2.3 * 60N)$$

$$F_D = 415.65N$$

Dónde:

- $V = 1$ (si gira el anillo interior)
- $X_2 = 0.56$ **Ver Anexo 31**
- $Y_2 = 2.30$

Entonces la capacidad de carga dinámica C , es:

$$C = F_D \left(\frac{L_D}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 415.65 * \left(\frac{3400 * 10^6}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 6350N \approx 6.25KN$$

Por lo tanto, debido que el diámetro del eje es $12mm$ y las chumaceras vienen en un diámetro mínimo de $12mm$, se selecciona la chumacera PASE 12, con las componentes y dimensiones, que tiene una capacidad de carga dinámica C de $9.8KN$.

Ver Anexo 32

$$\frac{F_a}{C} = 0.006 \Rightarrow 0.006 < 0.014$$

6.7.14 Selección del motor

Para determinar la potencia del motor, se suma a cada unidad de las potencias de entrada requeridas en los diferentes sistemas:

$$Pot = Pot_{E1} + Pot_{E2} + Pot_{E3}$$

$$Pot = 100.54 + 0.145 + 1.1$$

$$Pot = 101.86W$$

Para una eficiencia del motor de 72% , la potencia nominada requerida es:

$$Pot_{req} = \frac{Pot}{\varepsilon} = \frac{101.86}{0.72}$$

$$Pot_{req} = 141.5W$$

Por lo tanto, se selecciona un motor de $1/4$ de hp de CA.

6.7.15 Selección de acoples (catálogo Lovejoy)

El torque nominal viene dada por.

$$T_n = \frac{Hp * 63025}{RPM} \quad Ec. 6.79$$

$$T_n = \frac{0.25 * 63025}{1600}$$

$$T_n = 9.85in. lb$$

Del **Anexo 33** se determina un factor de servicio F_s

$$F_s = 2.5$$

Por lo tanto el torque de diseño es:

$$T_D = F_s * T_n$$

$$T_D = 2.5 * 9.85in. lb$$

$$T_D = 24.6in. lb$$

Del **Anexo 34** se selecciona el elastómero de material Rubber –Nitrile Butadiene con tamaño $L/AL050$.

6.8 ADMINISTRACIÓN

6.8.1 Costos

En la construcción de la máquina se realizó la compra de diferentes materiales para la elaboración de las partes mecánicas detalladas en el diseño, también se adquirió insumos eléctricos para el funcionamiento de la máquina.

a) Lista de materiales para la construcción

Tabla 6.6 Materiales de construcción

Materiales	Unidades	Costo (\$)
Acero estructural	1	42,0
Tubo de hierro ASTM A36	1	20,0
Eje de acero ASTM A36	1	15,0
Barra de aluminio 2010	1	20,0
Chumaceras piso	2	12,0
Chumaceras cuadradas	4	23,0
Rodamientos de bolas	3	6,0
Eje AISI 1018	1	4,0
Eje ASTM A36	1	6,0
Eje ASTM A36	1	8,0
Eje AISI 1018	1	5,0
Rodamientos lineales	3	51,3
Tornillo de bolas con turca CNC SFU1605	1	53,0
Corona m1*50dtes	1	41,69
Corona m1.25*40dtes	1	41,69
Tornillo sin fin m1	1	57,54
Tornillo sin fin m1.25	1	54,43
Pernos halen	16	3,2
Pernos halen	16	5,12
Total 1		468,97

Fuente: Autor

b) Lista de materiales eléctricos

Tabla 6.7 Materiales eléctricos

Materiales	Unidades	Costo
Variador De Velocidades 1Hp de 220V	1	297
Disyuntor Chint	1	9,96
Contacto Chint 3P 220 V	1	22,4
Relés Auxiliar Red. Finder 2 Cont.	2	32,82
Base Relé 2P planos serie 5532	2	9,40
Botonera doble C-Luz 220V	1	6,00
Pulsador tipo hongo-emergencia	1	7,00
Selector Chint 3 posiciones	1	2,28
Luz Piloto	3	4,50
Fin de carrera microswitch	2	10,60
Potenciómetro	1	6,5
Cable concéntrico 3G	3 metros	3,60
Cable número 18	10 metros	1,56
Total 2		413,62

Fuente: Autor

c) Gastos varios

Tabla 6.8 Gastos extras

Materiales	Costo
Niquelado	30
Pintura electrostática	30
Transporte	40
Equipo de oficina	30
Internet	20
Otros	50
Total 3	200

Fuente: Autor

Para la construcción del abrasímetro no se tomó en cuenta el costo de hora de uso de las máquinas, ya que la fábrica cuenta con este tipo de equipos de maquinaria, por lo que nos facilitó para la construcción de cada parte mecánica.

Para verificar el costo total debemos tomar en cuenta los gastos detallados en las diferentes tablas.

d) Costo total de proyecto

Tabla 6.9 Total de inversión

Materiales de construcción	468,97
Material Eléctrico	413,62
Gastos varios	200
Total	1082,59

Fuente: Autor

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- Corral C, (2006), *Formulación y Vulcanización del Caucho*, Primera edición.
- Friedenthal E, (2000), *Tecnología Básica del Caucho*, Buenos Aires – Argentina
- Frederick R. Eirich, (1978), *Science and Technology of Rubber*, Academic Express New York San Francisco London.
- Gary R. Hamed, (2000), *Rubber Chemical and Technology*
- Howard L. Stephens, *Rubber World*, (1989), *Tecnología en Elastómeros*, Grupo Hulero Mexicano A.C
- H. Michalak, (1974), *Rubber Age*,
- Iván Egas, (2007), *Diseños de tornillos*, Capítulo 8.
- J. R. Beatty and M. L. Studebaker, (1975), *Rubber Age*
- Koczorawska, B. Jurkowsko and B. Jurkowski, (1998), *J. Appl. Polym. Sci.*
- Robert W. Layer and Robert P. Lattimer, (1990), *Rubber Chemical and Technology*.
- R. S. Khurmi, J. K. Gupta, (2005), *A Textbook of Machine Design*.
- Shigley's, B. (2008). *Diseño de Elementos de Máquinas*, Novena Edición
Madrid: McGraw–Hill Primis.
- Virgil Moring Faires, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Cuarta Edición.
- Richard Budynas and Keith Nisbett, (2000), *Mechanical Engineering Design*

- Catálogo SKF Husillos de bolas
- Catálogo Rexroth para Rodamientos Lineales.
- Catálogo para Rodamientos SKF.

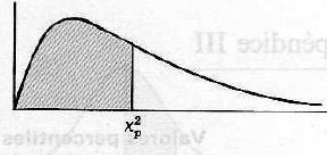
PÁGINAS WEB

- <http://www.revistadelcaucho.es/page1/page8/files/501.pdf>
- http://www.instron.com.ar/wa/solutions/ASTM_D412_tensile_testing_vulcanized_rubber_thermoplastic_elastomers.aspx
- <http://www.youblisher.com/p/156233-Norma-ASTM-D2000/>
- http://www.struktol.com/pdfs/Manual_del_caucho.pdf
- <http://cerclesbd.wordpress.com/2007/09/14/ii-cauchos-propiedades-y-aplicaciones/d>
- <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>
- <http://www.acerosarequipa.com>

ANEXOS

Apéndice IV

Valores percentiles (χ^2_p) para la distribución ji-cuadrado con ν grados de libertad (área en sombra = p)



ν	$\chi^2_{.995}$	$\chi^2_{.99}$	$\chi^2_{.975}$	$\chi^2_{.95}$	$\chi^2_{.90}$	$\chi^2_{.75}$	$\chi^2_{.50}$	$\chi^2_{.25}$	$\chi^2_{.10}$	$\chi^2_{.05}$	$\chi^2_{.025}$	$\chi^2_{.01}$	$\chi^2_{.005}$
1	7.88	6.63	5.02	3.84	2.71	1.32	.455	.102	.0158	.0039	.0010	.0002	.0000
2	10.6	9.21	7.38	5.99	4.61	2.77	1.39	.575	.211	.103	.0506	.0201	.0100
3	12.8	11.3	9.35	7.81	6.25	4.11	2.37	1.21	.584	.352	.216	.115	.072
4	14.9	13.3	11.1	9.49	7.78	5.39	3.36	1.92	1.06	.711	.484	.297	.207
5	16.7	15.1	12.8	11.1	9.24	6.63	4.35	2.67	1.61	1.15	.831	.554	.412
6	18.5	16.8	14.4	12.6	10.6	7.84	5.35	3.45	2.20	1.64	1.24	.872	.676
7	20.3	18.5	16.0	14.1	12.0	9.04	6.35	4.25	2.83	2.17	1.69	1.24	.989
8	22.0	20.1	17.5	15.5	13.4	10.2	7.34	5.07	3.49	2.73	2.18	1.65	1.34
9	23.6	21.7	19.0	16.9	14.7	11.4	8.34	5.90	4.17	3.33	2.70	2.09	1.73
10	25.2	23.2	20.5	18.3	16.0	12.5	9.34	6.74	4.87	3.94	3.25	2.56	2.16
11	26.8	24.7	21.9	19.7	17.3	13.7	10.3	7.58	5.58	4.57	3.82	3.05	2.60
12	28.3	26.2	23.3	21.0	18.5	14.8	11.3	8.44	6.30	5.23	4.40	3.57	3.07
13	29.8	27.7	24.7	22.4	19.8	16.0	12.3	9.30	7.04	5.89	5.01	4.11	3.57
14	31.3	29.1	26.1	23.7	21.1	17.1	13.3	10.2	7.79	6.57	5.63	4.66	4.07
15	32.8	30.6	27.5	25.0	22.3	18.2	14.3	11.0	8.55	7.26	6.26	5.23	4.60
16	34.3	32.0	28.8	26.3	23.5	19.4	15.3	11.9	9.31	7.96	6.91	5.81	5.14
17	35.7	33.4	30.2	27.6	24.8	20.5	16.3	12.8	10.1	8.67	7.56	6.41	5.70
18	37.2	34.8	31.5	28.9	26.0	21.6	17.3	13.7	10.9	9.39	8.23	7.01	6.26
19	38.6	36.2	32.9	30.1	27.2	22.7	18.3	14.6	11.7	10.1	8.91	7.63	6.84
20	40.0	37.6	34.2	31.4	28.4	23.8	19.3	15.5	12.4	10.9	9.59	8.26	7.43
21	41.4	38.9	35.5	32.7	29.6	24.9	20.3	16.3	13.2	11.6	10.3	8.90	8.03
22	42.8	40.3	36.8	33.9	30.8	26.0	21.3	17.2	14.0	12.3	11.0	9.54	8.64
23	44.2	41.6	38.1	35.2	32.0	27.1	22.3	18.1	14.8	13.1	11.7	10.2	9.26
24	45.6	43.0	39.4	36.4	33.2	28.2	23.3	19.0	15.7	13.8	12.4	10.9	9.89
25	46.9	44.3	40.6	37.7	34.4	29.3	24.3	19.9	16.5	14.6	13.1	11.5	10.5
26	48.3	45.6	41.9	38.9	35.6	30.4	25.3	20.8	17.3	15.4	13.8	12.2	11.2
27	49.6	47.0	43.2	40.1	36.7	31.5	26.3	21.7	18.1	16.2	14.6	12.9	11.8
28	51.0	48.3	44.5	41.3	37.9	32.6	27.3	22.7	18.9	16.9	15.3	13.6	12.5
29	52.3	49.6	45.7	42.6	39.1	33.7	28.3	23.6	19.8	17.7	16.0	14.3	13.1
30	53.7	50.9	47.0	43.8	40.3	34.8	29.3	24.5	20.6	18.5	16.8	15.0	13.8
40	66.8	63.7	59.3	55.8	51.8	45.6	39.3	33.7	29.1	26.5	24.4	22.2	20.7
50	79.5	76.2	71.4	67.5	63.2	56.3	49.3	42.9	37.7	34.8	32.4	29.7	28.0
60	92.0	88.4	83.3	79.1	74.4	67.0	59.3	52.3	46.5	43.2	40.5	37.5	35.5
70	104.2	100.4	95.0	90.5	85.5	77.6	69.3	61.7	55.3	51.7	48.8	45.4	43.3
80	116.3	112.3	106.6	101.9	96.6	88.1	79.3	71.1	64.3	60.4	57.2	53.5	51.2
90	128.3	124.1	118.1	113.1	107.6	98.6	89.3	80.6	73.3	69.1	65.6	61.8	59.2
100	140.2	135.8	129.6	124.3	118.5	109.1	99.3	90.1	82.4	77.9	74.2	70.1	67.3

Fuente: Catherine M. Thompson, Table of percentage points of the χ^2 distribution, Biometrika, Vol. 32 (1941), con autorización del autor y del editor.

Anexo 2


COEFICIENTE DE FRICCIÓN

Se requiere extremo cuidado en el uso de los coeficientes de fricción y referencias independientes adicionales deben ser utilizados. Para cualquier aplicación específica el método ideal de determinar el coeficiente de fricción es por ensayos. Una tabla corto se incluye por encima de la tabla principal para ilustrar cómo el coeficiente de fricción se ve afectada por las películas superficiales. Cuando una superficie metálica está perfectamente limpio en el vacío. La fricción es mucho más alta que el valor normal y aceptada convulsión puede ocurrir fácilmente

MATERIAL 1	MATERIAL 2	Coefficient Of Friction			
		Dry		Greasy	
		Static	Sliding	Static	Sliding
<u>Aluminum</u>	<u>Aluminum</u>	1.05-1.35	1.4	0.3	
<u>Aluminum</u>	<u>Mild Steel</u>	0.61	0.47		
<u>Brake Material</u>	<u>Cast Iron</u>	0.4			
<u>Brake Material</u>	<u>Cast Iron (Wet)</u>	0.2			
<u>Brass</u>	<u>Cast Iron</u>		0.3		
<u>Brick</u>	<u>Wood</u>	0.6			
<u>Bronze</u>	<u>Cast Iron</u>		0.22		
<u>Bronze</u>	<u>Steel</u>			0.16	
<u>Cadmium</u>	<u>Cadmium</u>	0.5		0.05	
<u>Rubber</u>	<u>Asphalt (Wet)</u>		0.25-0.075		
<u>Rubber</u>	<u>Concrete (Dry)</u>		0.6-0.85		
<u>Rubber</u>	<u>Concrete (Wet)</u>		0.45-0.75		
<u>Sapphire</u>	<u>Sapphire</u>	0.2		0.2	
<u>Silver</u>	<u>Silver</u>	1.4		0.55	
<u>Sintered Bronze</u>	<u>Steel</u>	-		0.13	
Solids	Rubber	1.0 - 4.0		-	
<u>Copper-Lead Alloy</u>	<u>Steel</u>	0.22		-	
<u>Diamond</u>	<u>Diamond</u>	0.1		0.05 - 0.1	

Fuente: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>

Anexo 3



TUBO ASTM A53

DENOMINACIÓN:
TN A53, TG A53

DESCRIPCIÓN:
Tubos para alta presión (SCH 40) fabricados con acero al carbono de calidad estructural, utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW).

USOS:
Conducción para alta presión de agua, gas, vapor, petróleo, aire presurizado y fluidos no corrosivos.

NORMAS TÉCNICAS:
Según Norma ASTM A53
Comprende dos tipos (grados)
Grado A: Schedule 10 *
Schedule 20 *
Schedule 30 *
Schedule 40

Grado B (Tratamiento Térmico): Schedule 40 *

REQUERIMIENTOS QUÍMICOS EN LA CUCHARA (MAX.%):

ASTM	C	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	V
Grado A	0.25	0.95	0.05	0.045	0.40	0.40	0.40	0.15	0.08
Grado B	0.30	1.20	0.05	0.045	0.40	0.40	0.40	0.15	0.08

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Grado A:
Resistencia a la Tracción = 330 Min. Mpa
Límite de Fluencia = 205 Min. Mpa
Grado B:
Resistencia a la Tracción = 415 Min. Mpa
Límite de Fluencia = 240 Min. Mpa

TOLERANCIA DIMENSIONAL:
Espesor mínimo : -12.5% del valor nominal
Peso : +/- 10% del valor nominal
Diámetro : 1/8" hasta 1 1/2": +/- 1/64"
2" hasta 6": +/- 1% del valor nominal.

MATERIA PRIMA
Acero estructural laminado en caliente

PRUEBA:
Hidrostática : 1,000 PSI
Doblado : Según Norma ASTM A53
Aplastamiento : Según Norma ASTM A53

PRESENTACIÓN:
1.- Longitud : - 6.40 m (21')
- Otras longitudes

2.- Acabado de extremos : - Refrentado (plano), limpios de rebordes.
- Biseado *
- Roscado (según norma ANSI B1.20.1)
- Ranura tipo Victaulic *

3.- Recubrimiento : - Negro
- Galvanizado (Según ASTM A53)
- Pintado *
- Aceitado *
- Desengrasado *

4.- Acabado Interno : - Escariado *

* Fabricación bajo pedido.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES:

DESIGNACIÓN	Diámetro Exterior (mm)	Espesor SCH-40 (mm)	Peso SCH-40 Kg/m
1/8"	10.3	1.73	0.370
1/4"	13.7	2.24	0.650
3/8"	17.1	2.31	0.840
1/2"	21.3	2.77	1.270
3/4"	26.7	2.87	1.690
1"	33.4	3.38	2.500
1 1/4"	42.2	3.96	3.390
1 1/2"	48.3	3.68	4.050
2"	60.3	3.91	5.440
2 1/2"	75.0	5.16	8.610
3"	88.9	5.49	11.290
3 1/2"	101.6	5.74	13.570
4"	114.3	6.02	16.070
5"	141.3	6.55	21.770
6"	168.3	7.11	28.260

LFDM041DW / 00 / SET 11

Fuente: www.acerosarequipa.com

Anexo 4

En el caso de aceros, se estimará el límite de resistencia a la fatiga como:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde S_{ut} es la resistencia última a la tensión del material.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 9na Edición.

Anexo 5

FACTOR DE SUPERFICIE k_a

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 9na Edición

Anexo 6

FACTOR DE TAMAÑO k_b

Para flexión y torsión:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 9na Edición

Anexo 7

FACTOR DE CARGA k_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases}$$

Cuando la torsión esta combinada con otro esfuerzo, como la flexión $k_c = 1$, y la carga combinada se maneja usando el esfuerzo de Von Mises.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 9na Edición

Anexo 8

FACTOR DE TEMPERATURA k_d

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 9na Edición

Anexo 9

FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e

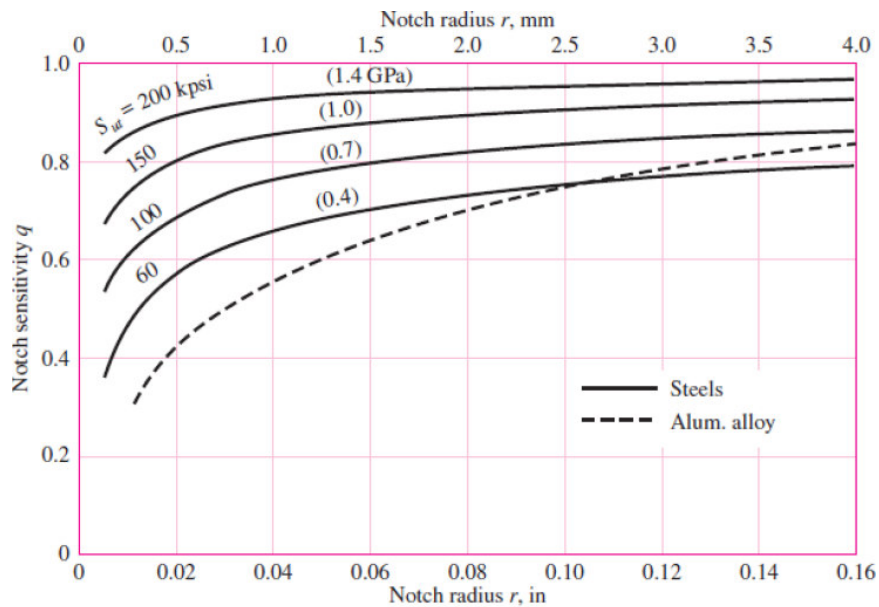
$$k_e = 1 - 0.08 z_a$$

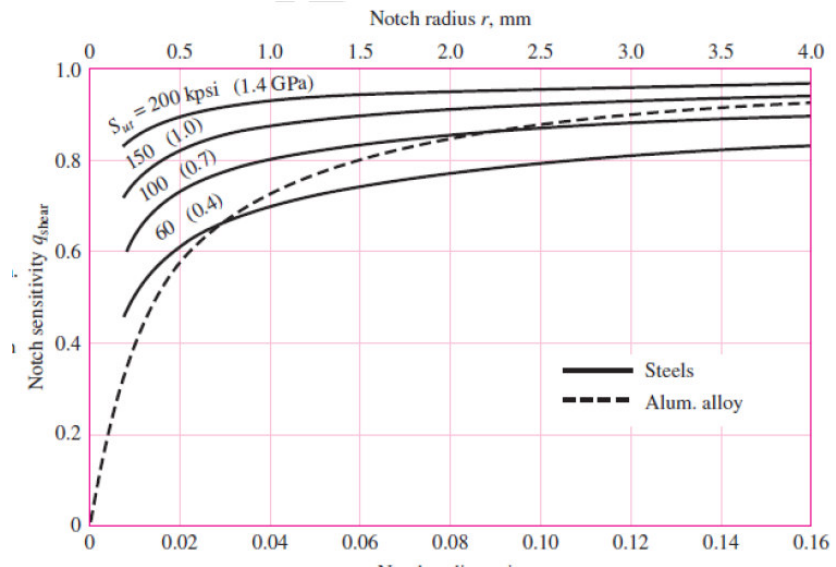
Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 9na Edición

Anexo 10

CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO K_f Y SENSIBILIDAD A LA MUESCA q





Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 4ta Edición

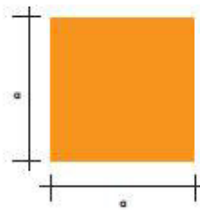


Especificaciones Generales

PERFILES LAMINADOS

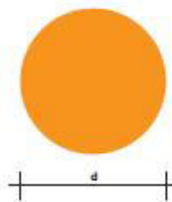
Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 m.
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta

VARILLA CUADRADA LISA



DENOMINACION	LADO		PESO		AREA
	mm	kg/m	kg/6m	cm2	
VCU 5/16	8.0	0.57	3.41	0.72	
VCU 3/8	9.0	0.64	3.83	0.81	
VCU 1/2	11.0	0.95	5.70	1.21	
VCU 5/8	15.0	1.77	10.60	2.25	
VCU 3/4	18.0	2.54	15.26	3.24	
VCU 24,5	24.5	4.72	28.30	6.00	

VARILLA REDONDA LISA



DENOMINACION	DIAMETRO	PESO		AREA
	mm	kg/m	kg/6m	cm2
VRL 5,5	5.5	0.34	2.04	0.43
VRL 8	8.0	0.50	2.96	0.63
VRL 10	10.0	0.62	3.70	0.79
VRL 12	12.0	0.89	5.33	1.13
VRL 15	15.0	1.39	8.32	1.77
VRL 18	18.0	2.00	11.98	2.55
VRL 22	22.0	2.98	17.90	3.80
VRL 24,5	24.0	3.70	22.20	4.71

Fuente: <http://www.dipacmanta.com/adescargas.php>

**Normas Americanas ASTM
Propiedades Mecánicas**

DESIGNACION ASTM	Grade	Lim. elástico (N/mm) Min MPa.	Resist. a Tracción (Rm) Mpa.	Alargamiento (Mín)		Resiliencia (Min)	
				%		C°	J
				8"	2"		
A36 / A 36M - 94	-	250	400 - 550	20	23	-	-
A 283 / A 283M - 93	C	205	380 - 515	22	25	-	-
A 529 / A 529M - 94	50	345	485 - 690	18	21	-	-
A 573 / A 573M - 93	70	290	485 - 620	18	21	-	-

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/134698664/Calidad-del-Acero-Norma-ASTM-A-36-A-36M-94>

Anexo 12

Tabla 8.3 Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	¼ a ¾	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1½	33	36	60	
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frio
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.2	¼ a 1	120	130	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

Fuente: Diseño de tornillos, Iván Egas, Capítulo 8

Anexo 13

Tabla 8.1 Dimensiones de roscas unificadas (UNS), serie de roscas bastas (UNC) y finas (UNF).

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A_T (in)	
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	½	½
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ¼	2 ¼
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	3.9988				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	5.9674				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

La longitud roscada de los tornillos UNS está dada por $L_r = 2d + 0.25$ in, si la longitud total, L_{Tb} , es menor o igual a 6 in, y por $L_r = 2d + 0.50$ in, si L_{Tb} es mayor de 6 in.

Fuente: Diseño de tornillos, Iván Egas, Capítulo 8

Anexo 14

Tabla 8.5 Parámetros para el cálculo de la constante elástica de las partes a unir. Modificada de [6].

Material	E (GPa)	ν	a	b
Acero	207	0.29	0.7872	0.6287
Aluminio	72	0.33	0.7967	0.6382
Cobre	121	0.33	0.7957	0.6355
Hierro fundido gris	~100	0.21	0.7787	0.6162

Fuente: Diseño de tornillos, Iván Egas, Capítulo 8

Anexo 15

Table 31.2. Number of starts to be used on the worm for different velocity ratios.

Velocity ratio ($V.R.$)	<u>36 and above</u>	12 to 36	8 to 12	6 to 12	4 to 10
Number of starts or threads on the worm ($n = T_w$)	<u>Single</u>	Double	Triple	Quadruple	Sextuple

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 16

Table 31.1. Recommended values of lead angle and pressure angle.

Lead angle (λ) in degrees	<u>0 – 16</u>	16 – 25	25 – 35	35 – 45
Pressure angle(ϕ) in degrees	<u>14½</u>	20	25	30

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 17

Table 31.3. Proportions for worm.

<i>S. No.</i>	<i>Particulars</i>	<i>Single and double threaded worms</i>	<i>Triple and quadruple threaded worms</i>
1.	Normal pressure angle (ϕ)	$14\frac{1}{2}^\circ$	20°
2.	Pitch circle diameter for worms integral with the shaft	$2.35 p_c + 10 \text{ mm}$	$2.35 p_c + 10 \text{ mm}$
3.	Pitch circle diameter for worms bored to fit over the shaft	$2.4 p_c + 28 \text{ mm}$	$2.4 p_c + 28 \text{ mm}$
4.	Maximum bore for shaft	$p_c + 13.5 \text{ mm}$	$p_c + 13.5 \text{ mm}$
5.	Hub diameter	$1.66 p_c + 25 \text{ mm}$	$1.726 p_c + 25 \text{ mm}$
6.	Face length (L_w)	$p_c (4.5 + 0.02 T_w)$	$p_c (4.5 + 0.02 T_w)$
7.	Depth of tooth (h)	$0.686 p_c$	$0.623 p_c$
8.	Addendum (a)	$0.318 p_c$	$0.286 p_c$

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 18

Table 31.4. Proportions for worm gear.

<i>S. No.</i>	<i>Particulars</i>	<i>Single and double threads</i>	<i>Triple and quadruple threads</i>
1.	Normal pressure angle (ϕ)	$14\frac{1}{2}^\circ$	20°
2.	Outside diameter (D_{OG})	$D_G + 1.0135 p_c$	$D_G + 0.8903 p_c$
3.	Throat diameter (D_T)	$D_G + 0.636 p_c$	$D_G + 0.572 p_c$
4.	Face width (b)	$2.38 p_c + 6.5 \text{ mm}$	$2.15 p_c + 5 \text{ mm}$
5.	Radius of gear face (R_p)	$0.882 p_c + 14 \text{ mm}$	$0.914 p_c + 14 \text{ mm}$
6.	Radius of gear rim (R_r)	$2.2 p_c + 14 \text{ mm}$	$2.1 p_c + 14 \text{ mm}$

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 19

Table 28.4. Values of allowable static stress.

<i>Material</i>	<i>Allowable static stress (σ_o) MPa or N/mm²</i>
Cast iron, ordinary	56
Cast iron, medium grade	70
Cast iron, highest grade	105
Cast steel, untreated	140
Cast steel, heat treated	196
Forged carbon steel-case hardened	126
Forged carbon steel-untreated	140 to 210
Forged carbon steel-heat treated	210 to 245
Alloy steel-case hardened	350
Alloy steel-heat treated	455 to 472
Phosphor bronze	84
<hr/>	
<i>Non-metallic materials</i>	
Rawhide, fabroil	42
Bakelite, Micarta, Celoron	56

Note : The allowable static stress (σ_o) for steel gears is approximately one-third of the ultimate tensile strength (σ_u) i.e. $\sigma_o = \sigma_u / 3$.

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 20

Table 28.8. Values of flexural endurance limit.

<i>Material of pinion and gear</i>	<i>Brinell hardness number (B.H.N.)</i>	<i>Flexural endurance limit (σ_o) in MPa</i>
Grey cast iron	160	84
Semi-steel	200	126
Phosphor bronze	100	168
Steel	150	252
	200	350
	240	420
	280	490
	300	525
	320	560
	350	595
	360	630
	400 and above	700

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 21

Table 28.9. Values of surface endurance limit.

<i>Material of pinion and gear</i>	<i>Brinell hardness number (B.H.N.)</i>	<i>Surface endurance limit (σ_{es}) in N/mm²</i>
Grey cast iron	160	630
Semi-steel	200	630
Phosphor bronze	100	630
Steel	150	350
	200	490
	240	616
	280	721
	300	770
	320	826
	350	910
	400	1050

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 22

Table 31.5. Values of load stress factor (K).

<i>S.No.</i>	<i>Material</i>		<i>Load stress factor (K) N/mm²</i>
	<i>Worm</i>	<i>Worm gear</i>	
1.	Steel (B.H.N. 250)	Phosphor bronze	0.415
2.	Hardened steel	Cast iron	0.345
3.	Hardened steel	Phosphor bronze	0.550
4.	Hardened steel	Chilled phosphor bronze	0.830
5.	Hardened steel	Antimony bronze	0.830
6.	Cast iron	Phosphor bronze	1.035

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 23

Table 28.1. Standard proportions of gear systems.

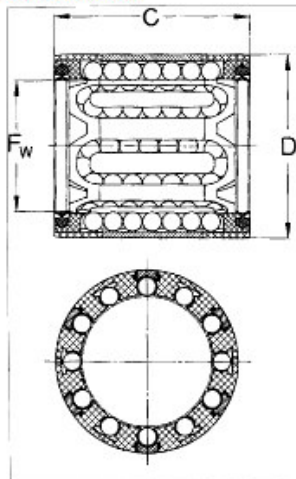
S. No.	Particulars	$14\frac{1}{2}^\circ$ composite or full depth involute system	20° full depth involute system	20° stub involute system
1.	Addendum	1m	1m	0.8 m
2.	Dedendum	1.25 m	1.25 m	1 m
3.	Working depth	2 m	2 m	1.60 m
4.	Minimum total depth	2.25 m	2.25 m	1.80 m
5.	Tooth thickness	1.5708 m	1.5708 m	1.5708 m
6.	Minimum clearance	0.25 m	0.25 m	0.2 m
7.	Fillet radius at root	0.4 m	0.4 m	0.4 m

Fuente: A Textbook of Machine Desing (R. S. Khurmi, J. K. Gupta)

Anexo 24

LBBR ..

Compact series 1
Linear ball bearings
LBBR (without seals)
-LS with one seal
-2LS with two seals



Designations	Dimensions			Basic load ratings	
	F _w	D	C	dynamic	static
	mm			N	
LBBR 3 (CAS4)*	3	7	10	60	44
LBBR 4 (CAS4)*	4	8	12	75	60
LBBR 5 (CAS4)*	5	10	15	170	129
LBBR 6A	6	12	22 ¹⁾	335	270
LBBR 8	8	15	24	490	355
LBBR 10	10	17	26	585	415
LBBR 12	12	19	28	695	510
LBBR 16	16	24	30	930	630
LBBR 20	20	28	30	1 160	800
LBBR 25	25	35	40	2 120	1 560
LBBR 30	30	40	50	3 150	2 700
LBBR 40	40	52	60	5 500	4 500
LBBR 50	50	62	70	6 950	6 300

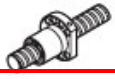





Example:
LBBR 4 (CAS4)
LBBR 20-LS
LBBR 50-2LS

* Without seal, 4 pieces, packed in cassette (only valid for sizes 3, 4, 5)
¹⁾ Width 22 does not correspond to series 1 in ISO standard 10285

Fuente: Catálogo SKF

Anexo 25

System characteristics

Ball nut type	Load-carrying capability	Rigidity	Accuracy	Friction
Single nut, Standard series 	+++	+++	+++	++
Adjustable nut, Standard series 	+++	+++	+++	++
Single nut, Speed series 	++	+	++	++
Single nut, eLINE series 	+	+	+	++
Single nut, Miniature series 	+	+	++	++
Double nut 	+++	+++	+++	+++

+++ Very good
 1) at the same linear speed

++ Good

+ Satisfactory

o Adequate

Fuente: Catálogo SKF

Anexo 26

Husillos precargados PND, norma DIN 69051

Husillos de bolas de rosca laminada. Tuerca con recirculación interna.

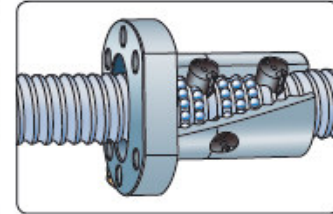
Versión estándar: con guía de recirculación de material compuesto.

Versión especial: con guía de recirculación de acero, que puede actuar como mecanismo de seguridad, para requerimientos severos o aplicaciones verticales. Contacte con nosotros.

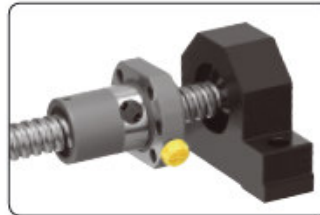
- Diámetro nominal: de 16 a 63 mm
- Paso: de 5 a 10 mm
- Agujero de lubricación para engrasadores manuales o automáticos del tipo SKF SYSTEM 24
- Tuerca de una pieza con brida integrada que ofrece precarga interna para rigidez óptima
- Rascadores disponibles
- El eje roscado puede ser fosfatado bajo demanda
- Accesorios de montaje: FLBU-PLBU y BUF (→ páginas 42 a 47).



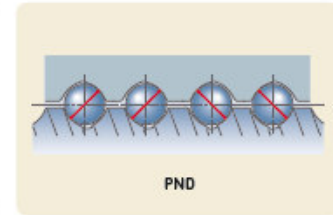
Estándar



Recirculación



Con soporte de pie



PND

Diámetro nominal	Paso (derecha)	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Par de precarga Promedio T_{pr}	Rigidez R_n	Inercia	Grasa	Peso	Husillo			Referencia
		Coef. de carga dinámica	Coef. de carga estática							Masa	Inercia	Grasa	
d_0	P_h	C_d	C_{es}		Nm	$N/\mu m$	$kgmm^2$	cm^3	kg	kg/m	$kgmm^2/m$	cm^3/m	
16	5	5,7	8,3	2x2	0,08	147	46	1	0,19	1,3	33	2,1	PND 16x5 R PND 16x10 R ¹⁾
	10	10,7	17		0,25	263	56	2,7	0,28	1,21	30,7	1,9	
20	5	8,2	12,2	2x2	0,14	248	91	1,3	0,26	2	85	2,7	PND 20x5 R
25	5	13	22,7	2x3	0,28	436	405	2	0,4	3,3	224	3,4	PND 25x5 R PND 25x10 R
	10	14,2	21,8		0,3	264	245	4,5	0,53	3,2	255	3,2	
32	5	19,1	40,4	2x4	0,52	734	453	3,2	0,715	5,6	641	3,2	PND 32x5 R PND 32x10 R
	10	22,6	41,8		0,61	490	490	7,6	0,81	5,6	639	4,1	
40	5	25,4	63,2	2x5	0,71	968	1110	4,8	1,3	9	1639	5,5	PND 40x5 R PND 40x10 R
	10	52,5	101,7		1,47	793	1290	15,5	1,8	8,4	1437	4,9	
50	10	70,6	157,6	2x5	2,47	1222	2940	27,5	2,6	13,6	3736	7,9	PND 50x10 R
63	10	78,4	202,9	2x5	3,46	1448	5290	26,8	3,2	22	9913	7,9	PND 63x10 R

¹⁾ PND 16x10 se realiza con doble tuerca.

Anexo 27

Fórmulas para cálculos

Coefficientes de duración de vida

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3$$

Coefficientes de carga

$$C_{req} = F_m (L_{10})^{1/3}$$

donde

L_{10} = vida [en millones de revoluciones]

C_a = coef. de carga dinámica [N]

C_{req} = coef. de carga dinámica requerida [N]

F_m = carga media constante [N]

Carga media constante

$$F_m = \frac{(F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + F_3^3 L_3 + \dots)^{1/3}}{(L_1 + L_2 + L_3 + \dots)^{1/3}}$$

donde

L_n = periodo de carga n (→ fig. 12)

F_n = carga media durante el periodo n (→ fig. 12)

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

donde

F_{min} = carga mínima (→ diagrama 2)

F_{max} = carga máxima (→ diagrama 2)

Velocidad crítica del eje del husillo (sin factor de seguridad)

$$n_c = 49 \times 10^6 \frac{f_1 d_2}{l^2}$$

donde

n_c = velocidad crítica [r/min]

d_2 = diámetro del fondo de la rosca [mm]

l = longitud, o distancia entre el centro de los rodamientos soporte [mm]

f_1 = factor de corrección del montaje

0,9 ●●— fijo, libre

3,8 ●●—● fijo, con soporte

5,6 ●●—●● fijo, fijo

Nota: generalmente se recomienda un factor de 0,8.

Velocidad límite del mecanismo (velocidad máxima aplicada durante cortos periodos de tiempo)

Recirculación por desviadores (SH/SHS-SQ/SQS/BQ/BDS-SK/BX-SN/BN/PN-SND/BNQ/PND):

$$n d_0 < 50\,000$$

Con recirculación a través de la brida (SL/TL-SLQ/TLQ):

$$n d_0 < 90\,000$$

Si $n d_0 > 50\,000$ o $90\,000$ respectivamente, consulte a SKF.

donde

n = velocidad de rotación [r/min]

d_0 = diámetro nominal del eje del husillo [mm]

La máxima aceleración admisible es $4\,000 \text{ rad/s}^2$

Carga de compresión (pandeo) con un factor de seguridad: 3

$$F_c = \frac{34 \times 10^3 f_3 d_2^4}{l^2}$$

donde

F_c = carga de compresión [N]

d_2 = diámetro del fondo de la rosca [mm]

l = longitud, o distancia entre el centro de los rodamientos soporte [mm]

f_3 = factor de corrección del montaje

0,25 ●●— fijo, libre

1 ●●—● con soporte, con soporte

2 ●●—●● fijo, con soporte

4 ●●—●●● fijo, fijo

Fig. 12

Carga media constante

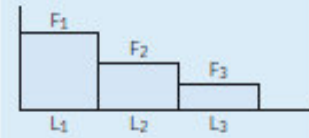


Diagrama 2

Carga media constante



Fig. 13



Rotación Traslación

Fig. 14



Traslación Rotación

Eficacia teórica

directa (→ fig. 13)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_h} \mu}$$

donde

 $\mu = 0,0065$ para SH/SHS $\mu = 0,006$ para SD/SDS/BD/BDS, SX/BX, SL/TL/SLI/TLT, SN/BN, SND/BND, PNP/PND d_0 = diámetro nominal del eje del husillo [mm] P_h = paso [mm]

indirecta (→ fig. 14)

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$$

Eficacia práctica

$$\eta_p = 0,9 \eta$$

El coeficiente utilizado de 0,9 es un promedio entre la eficacia práctica de un husillo nuevo y la realizada por un husillo usado correctamente. Se debería utilizar para aplicaciones industriales bajo condiciones de trabajo normales. Para casos extremos, consúltenos.

Par de entrada en estado de reposo

$$T = \frac{F P_h}{2000 \pi \eta_p}$$

donde

 T = par de entrada [Nm] F = carga máxima del ciclo [N] P_h = paso [mm] η_p = eficacia práctica**Potencia requerida en estado de reposo**

$$P = \frac{F n P_h}{60000 \eta_p}$$

donde

 P = potencia requerida [W] n = revoluciones por minuto [r/min]**Par de precarga [Nm]**

$$T_{pr} = \frac{F_{pr} P_h}{1000 \pi} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)$$

donde

 T_{pr} = par de precarga [N] F_{pr} = fuerza de precarga [N]**Par de frenado (considerando un sistema reversible)**

$$T_B = \frac{F P_h \eta'}{2000 \pi}$$

donde

 T_B = par de frenado [Nm] F = carga [N]

Por seguridad, utilizamos la eficacia teórica indirecta.

Par de motor nominal en la aceleración

Para un husillo horizontal

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h [F + m_L \mu_f g]}{2000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \Sigma I$$

Para un husillo vertical

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h [F + m_L g]}{2000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \Sigma I$$

donde

 T_t = par nominal [Nm] T_f = par producido por la fricción en los soportes de rodamiento, motor, obturaciones, etc. [Nm] T_{pr} = par de precarga [Nm] μ_f = coeficiente de fricción $\dot{\omega}$ = aceleración angular [rad/s²] m_L = masa de la carga [kg] g = aceleración de la gravedad [9,8 m/s²] $\Sigma I = I_M + I_L + I_S \cdot l \cdot 10^{-9}$ **Par de frenado nominal en la deceleración**

Para un husillo horizontal

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h \eta' [F + m_L \mu_f g]}{2000 \pi} + \dot{\omega} \Sigma I$$

Para un husillo vertical

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h \eta' [F + m_L g]}{2000 \pi} + \dot{\omega} \Sigma I$$

donde

$$I_L = m_L \left(\frac{P_h}{2 \pi} \right)^2 10^{-6}$$

donde

 I_M = inercia del motor [kgm²] I_S = inercia del eje del husillo por metro [kgmm²/m] l = longitud [mm]**Rigidez axial estática**

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_p}$$

Fijo-libre o fijo-con soporte

$$R_s = 165 \frac{d_2^2}{l}$$

Montaje fijo-fijo

$$R_s = \frac{165 d_2^2 l}{l_2 (l - l_2)}$$

donde

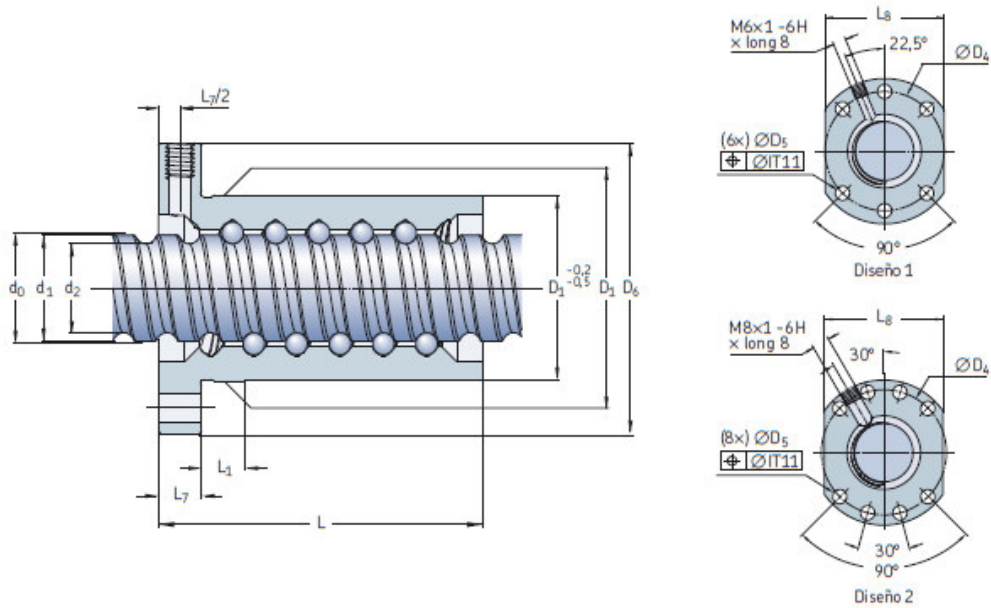
 R_s = rigidez del eje [N/μm] R_n = rigidez de la tuerca [N/μm] R_p = rigidez de la unidad soporte de rodamientos [N/μm]

Para obtener los detalles, vea la página 10.

Para más información, contacte con SKF.

Fuente: Catálogo SKF

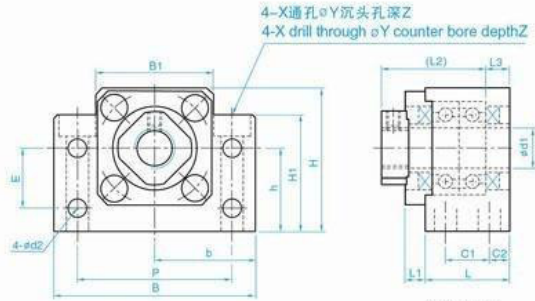
Anexo 28



Husillo Tuerca										Husillo			Rodamiento soporte		Tipo de rodamiento axial recomendado	Tipo de rodamiento soporte recomendado
$d_0 \times P_h$	D_1 g6	D_4	Diseño	D_5 H13	D_6 h13	L	L_1	L_7	L_8 h13	long. máx.	d_2	d_1	Tipo de rodamiento axial recomendado		Tipo de rodamiento soporte recomendado	
mm	mm	-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-		-	
16x5	28	38	1	5,5	48	43,5	10	10	40	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16		BUF 16	
16x10	28	38	1	5,5	48	47	37	10	40	2 000	12,6	15,2	FLBU 16/PLBU 16		BUF 16	
20x5	36	47	1	6,6	58	44,5	10	10	44	4 700	16,7	19,4	PLBU 20/FLBU 20		BUF 20	
25x5	40	51	1	6,6	62	44,5	10	10	48	4 700	21,7	24,6	PLBU 25/FLBU 25		BUF 25	
25x10	40	51	1	6,6	62	75	10	10	48	4 700	20,5	24,6	PLBU 25/FLBU 25		BUF 25	
32x5	50	65	1	9	80	51,5	10	12	62	5 700	28,7	31,6	PLBU 32/FLBU 32		BUF 32	
32x10	50	65	1	9	80	62,5	10	12	62	5 700	27,8	32	PLBU 32/FLBU 32		BUF 32	
40x5	63	78	2	9	93	58,5	10	14	70	5 700	36,7	39,6	PLBU 40/FLBU 40		BUF 40	
40x10	63	78	2	9	93	91	20	14	70	5 700	34	39,4	PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4 ¹⁾		BUF 40	
50x10	75	93	2	11	110	93	10	16	85	5 700	44	49,7	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5 ¹⁾		BUF 50	
63x10	90	108	2	11	125	95	10	18	95	5 700	57	62,8	PLBU 63/FLBU 63		BUF 63	

¹⁾ para aplicaciones de carga elevada utilice el tipo FLRBU y consulte las definiciones de rodamientos para extremo de eje y rodamientos soporte en el catálogo de husillos de rodillos.

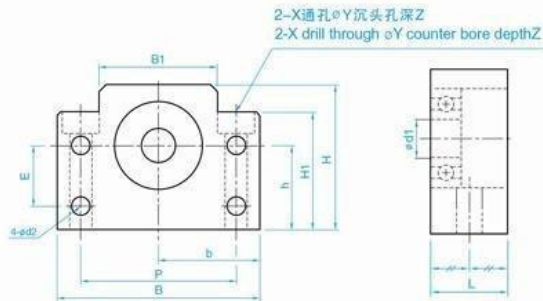
丝杠支撑座
BK
固定端 Fixed Side



单位(Unit) : mm

公称型号 Model No.	d1	L	L1	L2	L3	C1	C2	B	H	b ^{+0.02}	h ^{+0.02}	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z
BK 10	10	25	5	29	5	13	6	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BK 12	12	25	5	29	5	13	6	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BK 15	15	27	6	32	6	15	6	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5
BK 17	17	35	9	44	7	19	8	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5
BK 20	20	35	8	43	8	19	8	88	60	44	34	52	50	22	70	6.6	9	14	8.5
BK 25	25	42	12	54	9	22	10	106	80	53	48	64	70	33	85	9	11	17.5	11
BK 30	30	45	14	61	9	23	11	128	89	64	51	76	78	33	102	11	14	20	13
BK 35	35	50	14	67	12	26	12	140	96	70	52	88	79	35	114	11	14	20	13
BK 40	40	61	18	76	15	33	14	160	110	80	60	100	90	37	130	14	18	26	17.5

BF
支持端 Floated Side



单位(Unit) : mm

公称型号 Model No.	d1	L	B	H	b ^{+0.02}	h ^{+0.02}	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z
BF 10	8	20	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BF 12	10	20	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BF 15	15	20	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5
BF 17	17	23	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5
BF 20	20	26	88	60	44	34	52	50	22	70	6.6	9	14	8.5
BF 25	25	30	106	80	53	48	64	70	33	85	9	11	17.5	11
BF 30	30	32	128	89	64	51	76	78	33	102	11	14	20	13
BF 35	35	32	140	96	70	52	88	79	35	114	11	14	20	13
BF 40	40	37	160	110	80	60	100	90	37	130	14	18	26	17.5

Anexo 30

Tabla A-26 DIAGRAMAS PARA FACTORES TEÓRICOS DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO K_t (continuación)

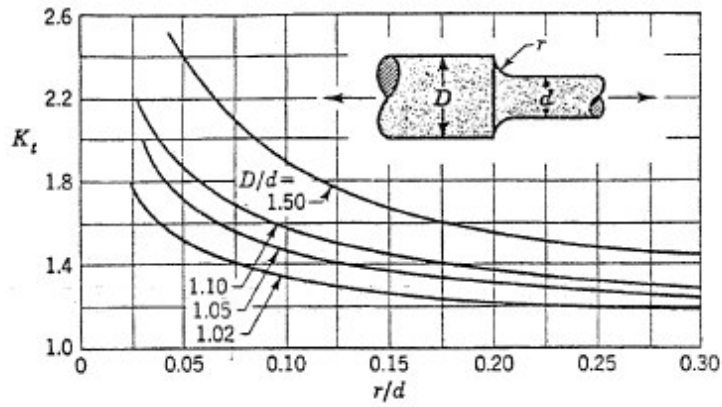


FIGURA A-26-7 Barra de sección circular en tensión con estrechamiento y entalle. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = \pi d^2/4$.

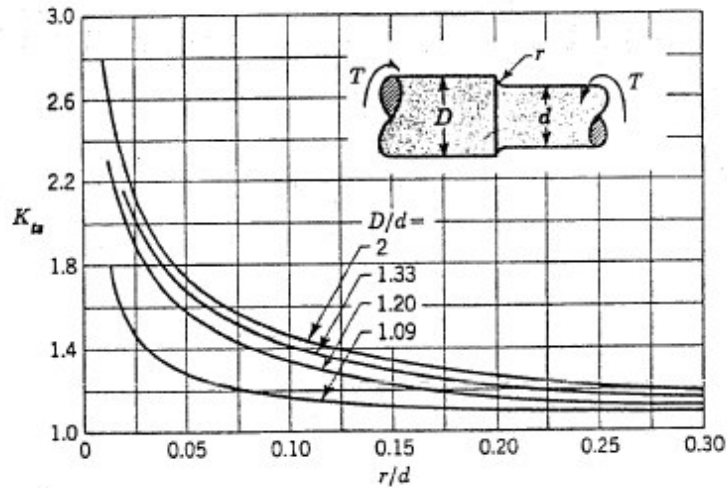


FIGURA A-26-8 Barra de sección circular en torsión con estrechamiento y entalle. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 4ta Edición

Anexo 31

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

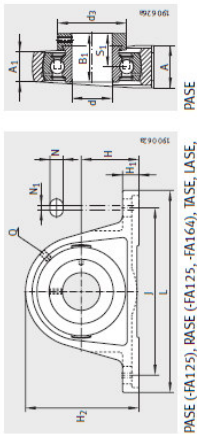
*Use 0.014 if $F_a/C_0 < 0.014$.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica (Joseph Edward Shigley) 9na Edición.

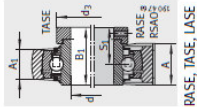
Anexo 32

Plummer block housing units

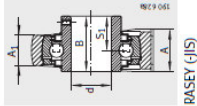
Cast iron housings with long base



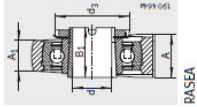
PASE (FA125), PASE (FA125 - FA164), TASE, LASE, PASEY, RASEY (JIS), RASEA, RASEL



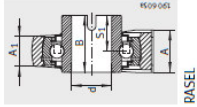
PASEY (FA125), PASEY (FA125 - FA164), TASEY, LASEY, PASEY (JIS), RASEY (JIS), RASEA, RASEL



PASEY (JIS), RASEY (JIS), RASEA, RASEL



RASEY (JIS), RASEA, RASEL



RASEY (JIS), RASEA, RASEL

Dimension table - Dimensions in mm

Designation	Housing	Radial insert ball bearing	Mass m -kg	Dimensions						
				d	H	h	L	A	A ₁	
PASE12	GG-ASE03	GM12-NPP-B	0.46	12	30.2	95	125	30	18	
PASE12	GG-ASE03	GM12-NPP-B	0.44	12	30.2	95	125	30	18	
PASE15	GG-ASE03	GM15-NPP-B	0.46	15	30.2	95	125	30	18	
PASE15	GG-ASE03	GM15-NPP-B	0.43	15	30.2	95	125	30	18	
PASE15	GG-ASE03	GM15-NPP-B	0.45	15	30.2	95	125	30	18	
PASE16	GG-ASE03	GM16-NPP-B	0.45	16	30.2	95	125	30	18	
PASE17	GG-ASE03	GM17-NPP-B	0.46	17	30.2	95	125	30	18	
PASE17	GG-ASE03	GM17-NPP-B	0.5	17	30.2	95	125	30	18	
PASE17	GG-ASE03	GM17-NPP-B	0.42	17	30.2	95	125	30	18	
PASE17	GG-ASE03	GM17-NPP-B	0.45	17	30.2	95	125	30	18	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B	0.55	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B-FA125.1	0.55	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B	0.59	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B-FA125.5	0.59	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B-FA164	0.59	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B	0.59	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B	0.59	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B	0.52	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B	0.56	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B-FA107	0.63	20	33.3	95	127	38	22	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B-FA107	0.51	20	33.3	97	130	32	19	
PASE20-N	GG-ASE04-EN	GM20-NPP-B	0.58	20	33.3	97	130	32	19	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B	0.64	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B-FA125.1	0.64	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B	0.64	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B-FA125.5	0.7	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B-FA164	0.7	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B	0.7	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B	0.7	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B	0.61	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B	0.65	25	36.5	103	130	36	21	
PASE25-N	GG-ASE05-N	GM25-NPP-B-FA107	0.79	25	36.5	105	140	38	23	

Designation	H ₁	H ₂	N	N ₁	B	B ₁	S ₁	Q	d ₃	d ₅	d ₅ max.	Basic load ratings			End cap?
												d _{yn}	C _r	stat. C _{0r}	
PASE12	10	57	11	8	22	28.6	22.1	M6	28	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE12	10	57	11	8	27.4	-	16	M6	-	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE15	10	57	11	8	22	28.6	22.1	M6	28	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE15	10	57	11	8	27.4	-	16	M6	-	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE15	10	57	11	8	27.4	-	15.9	M6	-	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE16	10	57	11	8	27.4	-	15.9	M6	-	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE17	10	57	11	8	27.4	-	28.6	22.1	M6	28	9.800	4.750	9.800	4.750	-
PASE17	10	57	11	8	27.4	-	37.4	23.4	M6	28	9.800	4.750	9.800	4.750	-
PASE17	10	57	11	8	27.4	-	16	M6	-	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE17	10	57	11	8	27.4	-	15.9	M6	-	9.800	4.750	9.800	4.750	-	
PASE20-N	14.5	64	11	8	-	31	23.5	F ₆ 1/8	33	12.800	6.600	12.800	6.600	KASK04	
PASE20-N	14.5	64	11	8	-	31	23.5	F ₆ 1/8	33	12.800	6.600	12.800	6.600	KASK04	
PASE20-N	14.5	64	11	8	-	43.7	26.6	F ₆ 1/8	33	12.800	6.600	12.800	6.600	KASK04	
PASE20-N	14.5	64	11	8	-	43.7	26.6	F ₆ 1/8	33	12.800	6.600	12.800	6.600	KASK04	
PASE20-N	14.5	64	11	8	-	43.7	26.6	F ₆ 1/8	33	12.800	6.600	12.800	6.600	KASK04	
PASE20-N	14.5	64	11	8	-	43.7	26.6	F ₆ 1/8	33	12.800	6.600	12.800	6.600	KASK04	



Jaw Application Service Factors Selection Data

Application Service Factors

Chart 1

	Service Factors						Service Factors						Service Factors					
	Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & Engines w/ or more cyl*	Reciprocating Engines*			Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & Engines w/ or more cyl*	Reciprocating Engines*			Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & Engines w/ or more cyl*	Reciprocating Engines*		
				1-Cyl	2-Cyl					1-Cyl	2-Cyl				1-Cyl	2-Cyl		
Agitators	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Feeders						Beater, Pulper,						
Band Resaw (lumber)	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Belt, Screw	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Jordans, Dresses	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	
Barge Haul Puller	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Reciprocating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Calenders, Dryers, Washers,						
Beaters	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Filter, Press-oil	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Thickener	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	
Blowers						Generators						Converting Machines,						
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Not Welding	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Conveyors	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5	
Lobe, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Welding	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Printing Presses	1.50	1.75	1.50	1.7	1.3	
Bottling Machinery	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Hoist	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Pug Mill	1.75	2.00	1.75	2.0	1.6	
Brew Kettles (distilling)	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Hammermills	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Pumps						
Can Filling Machinery	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Kilns	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	
Car Dumpers	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Laundry Washers—						Gear, Rotary, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	
Car Pullers	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Reversing	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Reciprocating:						
Card Machine	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0	Lumber Machinery						1-Cyl. Single or						
Chiller (oil)	1.50	2.00	1.25	2.0	2.0	Barkers, Edger Feeder,						Double Acting	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	
Compressors						Live Roll	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	2-Cyl. Single Acting	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Planer, Slab Conveyor	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	2-Cyl. Double Acting	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0	
Screw, Lobe	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Machine Tools						3 or more Cyl	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	
Reciprocating	See Note					Punch Press-gear Driven,						Rubber Machinery						
Conveyors, Uniformly Fed						Plate Planer	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Mixers	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	
Assembly, Belt, Screw	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Tapping Machinery,						Rubber Calender	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	
Bucket, Sawdust	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Bending Roll	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Screens						
Live Roll, Shaker,						Main Drive	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Air washing, Water	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	
Reciprocating	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3	Auxiliary Drives	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Rotary—stone or gravel,						
Conveyors, Not Uniformly Fed						Metal Forming Machines						Dewatering	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	
Assembly, Belt,						Draw Bench-carriage						Vibrating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	
Oven, Screw	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5	& Main Drive	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Grizzly	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	
Reciprocating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Extruder, Forming Machine,						Shredders	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	
Shaker	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3	Wire Drawing	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Steering Gears	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	
Cookers—Brewing, Distilling,						Table Conveyors	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Stokers	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	
Food	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Wire Winding, Coilers,						Suction Roll (paper)	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	
Cranes & Hoist	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Slitters	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Textile Machinery						
Crushers—Cane (sugar), Stone, or Ore						Mills, Rotary Type						Dryers, Dyeing Machinery,						
Reciprocating	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3	Ball, Kilns, Pebble,						Mangle	1.20	1.45	1.20	2.0	1.6	
Dredges						Rolling, Tube	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Loom, Spinner,						
Cable reels	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Cement Kilns,						Tenter frames	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	
Conveyors, Pumps,						Dryers, Coolers	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Tumbling Barrels	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0	
Maneuvering Winches	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Tumbling	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Windlass	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	
Cutter Head Drives	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Mixers						Woodworking Mach.	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	
Dynamometer	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Concrete, continuous	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0							
Evaporators	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Muller	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8							
Fans						Paper Mills												
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Agitator (mixers),												
Cooling Towers	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Reel, Winder	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5							
Forced Draft,						Winder	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5							
Propeller	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Barker (mechanical),												
Induced draft						Log Haul, Chipper	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3							
w/damper control	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Barking Drum												
Induced draft w/o						(spur gear)	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8							
damper control	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6													

Note: ■ 1 indicates: If people are transported, Lovejoy does not recommend and will not warranty the use of the coupling.

Caution: Applications involving reciprocating engines and reciprocating driven devices are subject to critical rotational speeds which may damage the coupling and/or connected equipment. Contact Lovejoy Engineering with specific requirements.

Anexo 34

Jaw Nominal Rated Torque Data

Chart 3

Size	Max Bore		Spider Material							
			SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
	in	mm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	—	—	—	—	—	—
L/AL050	0.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.60	50	5.60
L/AL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
L/AL075	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.60	227	25.60
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.30	401	45.30
L/AL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.40	561	63.40
L/AL099	1.188	30	318.0	35.9	477	53.9	792	89.50	792	89.50
L/AL100	1.375	35	417.0	47.1	626	70.7	1,134	128.00	1,134	128.00
L/AL110	1.625	42	792.0	89.5	1,188	134.0	2,268	256.00	2,268	256.00
L150	1.875	48	1,240.0	140.0	1,860	210.0	3,708	419.00	3,706	419.00
AL150	1.875	48	1,450.0	163.8	—	—	—	—	—	—
L190	2.125	55	1,728.0	195.0	2,592	293.0	4,680	529.00	4,680	529.00
L225	2.625	65	2,340.0	264.0	3,510	397.0	6,228	704.00	6,228	704.00
L276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	—	—	12,500	1,412.00
C226	2.500	64	2,988.0	338.0	—	—	5,940	671.00	5,940	671.00
C276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	9,432	1,066.00	—	—
C280	3.000	76	7,560.0	854.0	—	—	13,866	1,567.00	—	—
C285	4.000	102	9,182.0	1,038.0	—	—	16,680	1,882.00	—	—
C295	3.500	89	11,340.0	1,281.0	—	—	22,680	2,563.00	22,680	2,563.00
C2955	4.000	102	18,900.0	2,136.0	—	—	37,800	4,271.00	37,800	4,271.00
H3067	4.500	114	33,395.0	3,774.0	—	—	47,196	5,333.00	47,196	5,333.00
H3567	5.000	127	46,632.0	5,269.0	—	—	63,000	7,119.00	63,000	7,119.00
H3667	5.629	143	64,812.0	7,323.0	—	—	88,200	9,966.00	88,200	9,966.00
H4067	6.250	159	88,224.0	9,969.0	—	—	126,000	14,237.00	126,000	14,237.00
H4567	7.000	178	119,700.0	13,525.0	—	—	170,004	19,209.00	170,000	19,209.00

Note: ■ Bronze has a maximum RPM capability of 250 RPM.

Fuente: Catálogo Lovejoy

ANEXO IMÁGENES

Imágenes de las partes del banco de pruebas para el ensayo de abrasión de las muestras de caucho.

Imagen 1. Estructura del banco de pruebas



Fuente: Autor

Imagen 2. Cilindro giratorio



Fuente: Autor

Imagen 3. Cremallera



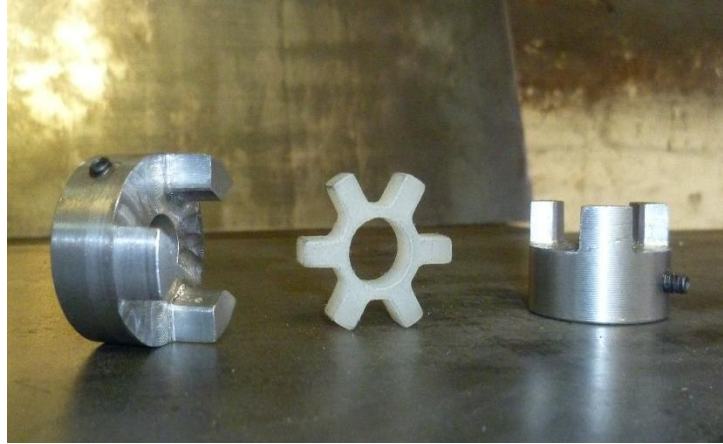
Fuente: Autor

Imagen 4. Piñón



Fuente: Autor

Imagen 5. Acoples de la transmisión



Fuente: Autor

Imagen 6. Eje de la transmisión



Fuente: Autor

Imagen 7. Tornillo sin fin



Fuente: Autor

Imagen 8. Porta probetas



Fuente: Autor

Imagen 9. Corona



Fuente: Autor

Imagen 10. Brazo motriz



Fuente: Autor

Imagen 11. Eje



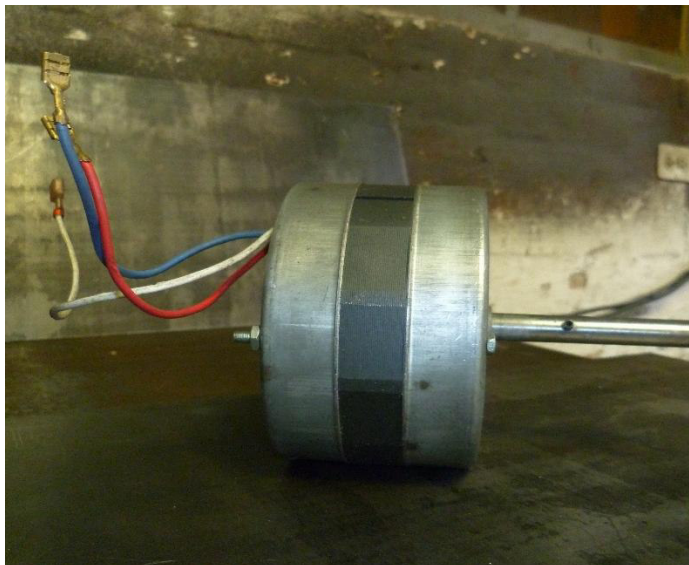
Fuente: Autor

Imagen 12. Brazo porta probeta



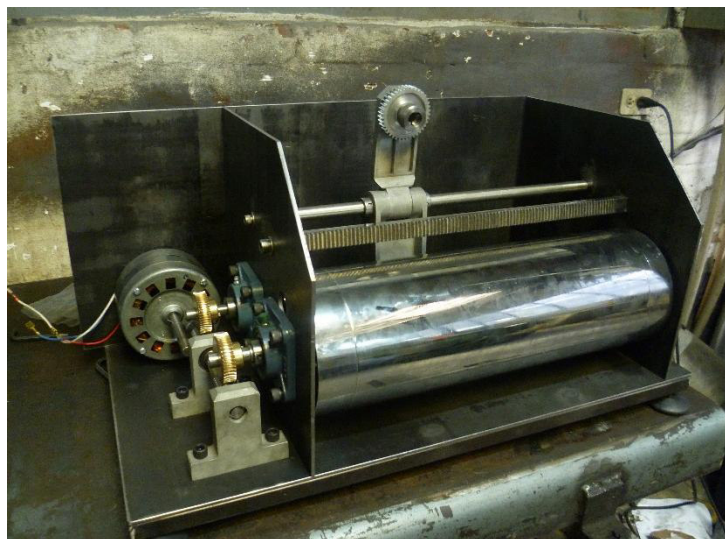
Fuente: Autor

Imagen 13. Motor



Fuente: Autor

Imagen 14. Esquema del abrasímetro



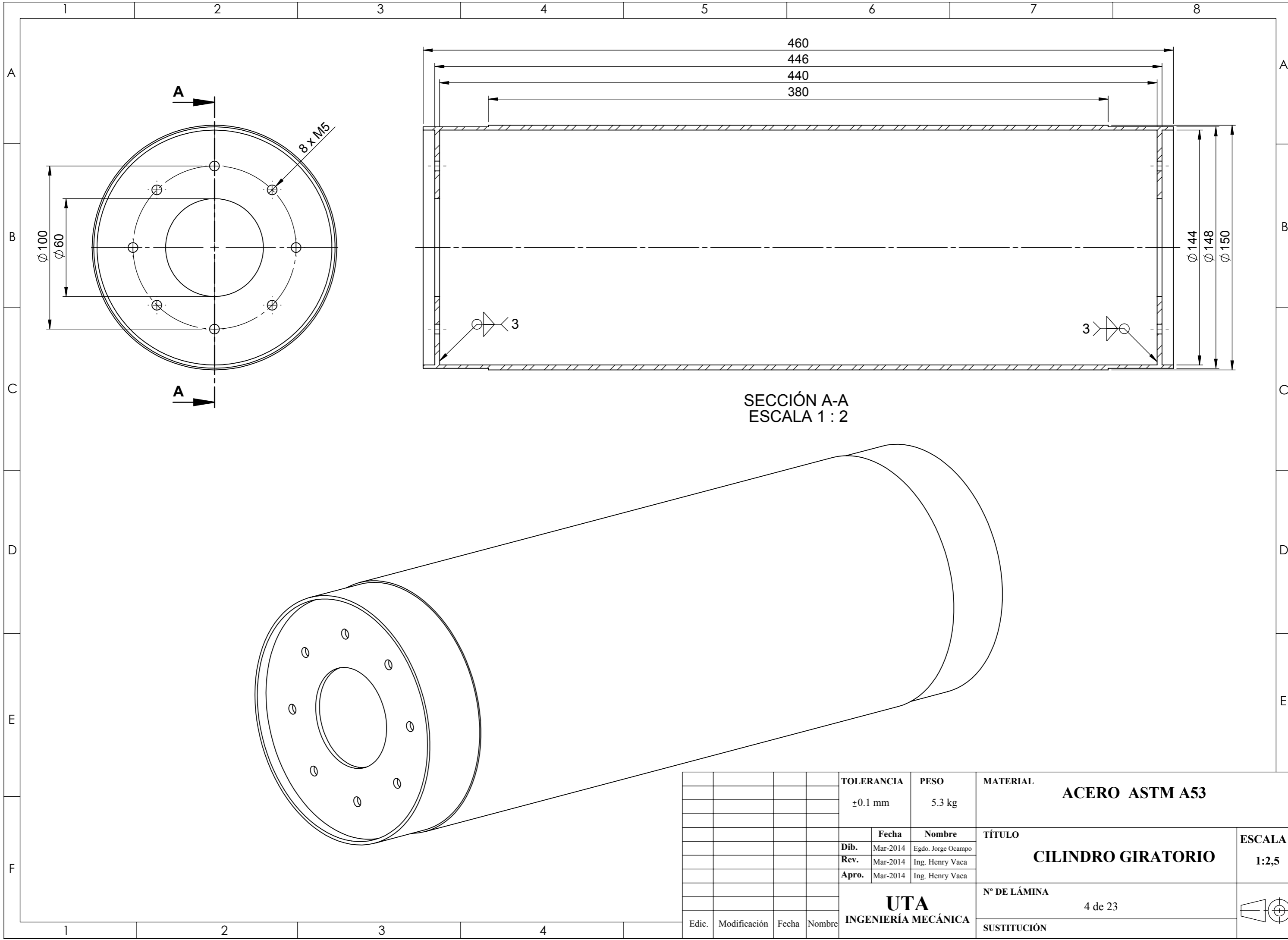
Fuente: Autor

Imagen 15. Banco de pruebas



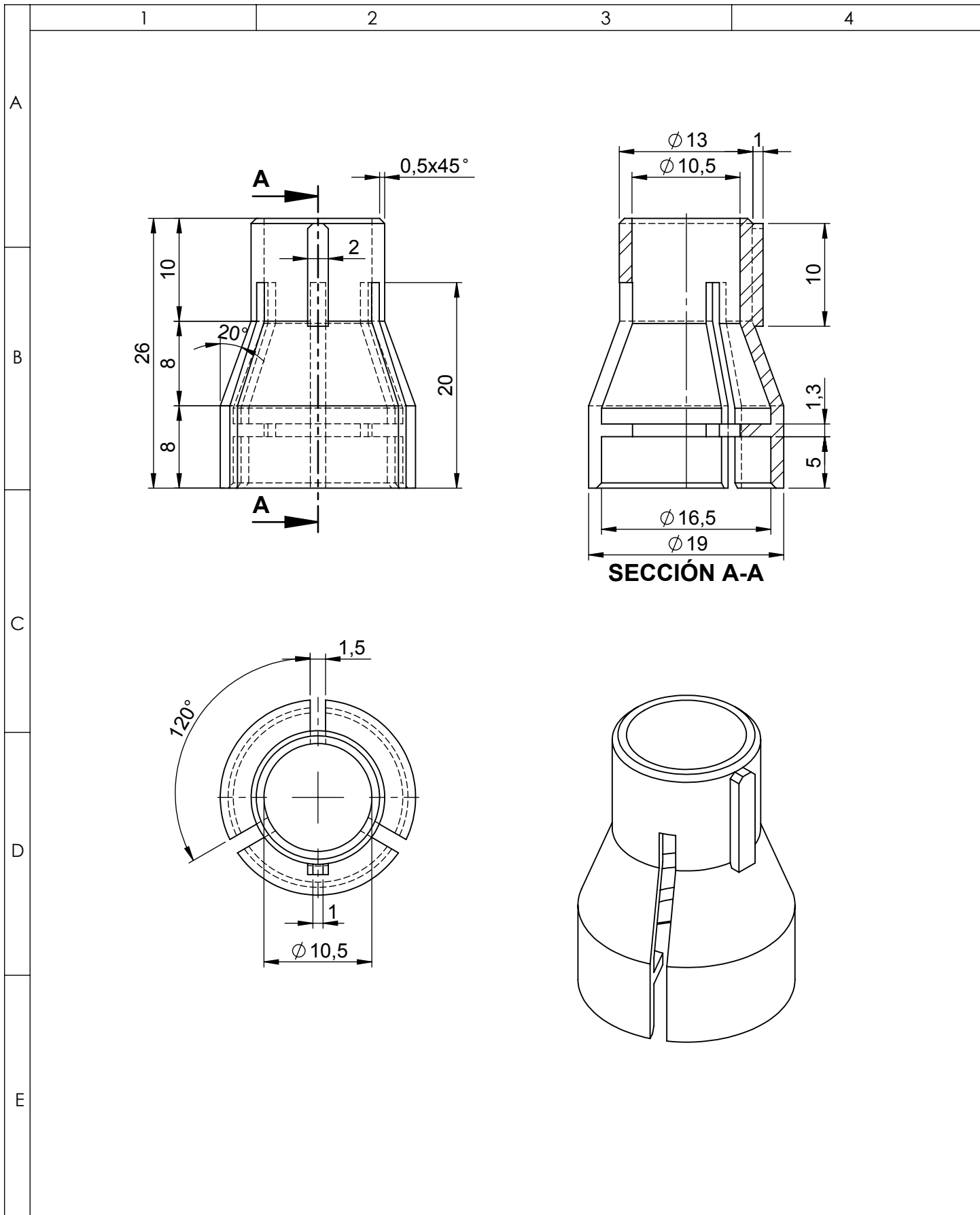
Fuente: Autor

PLANOS

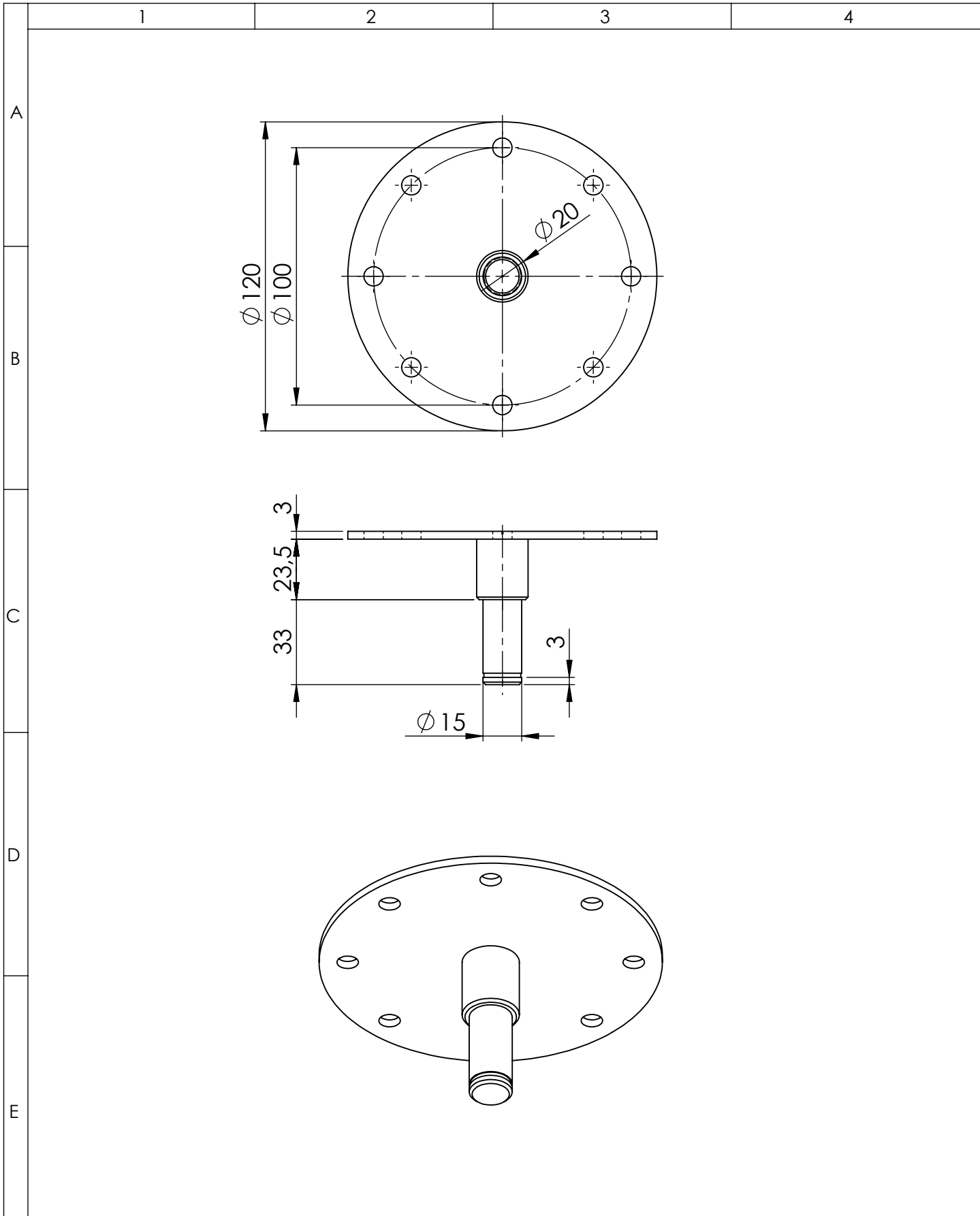


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

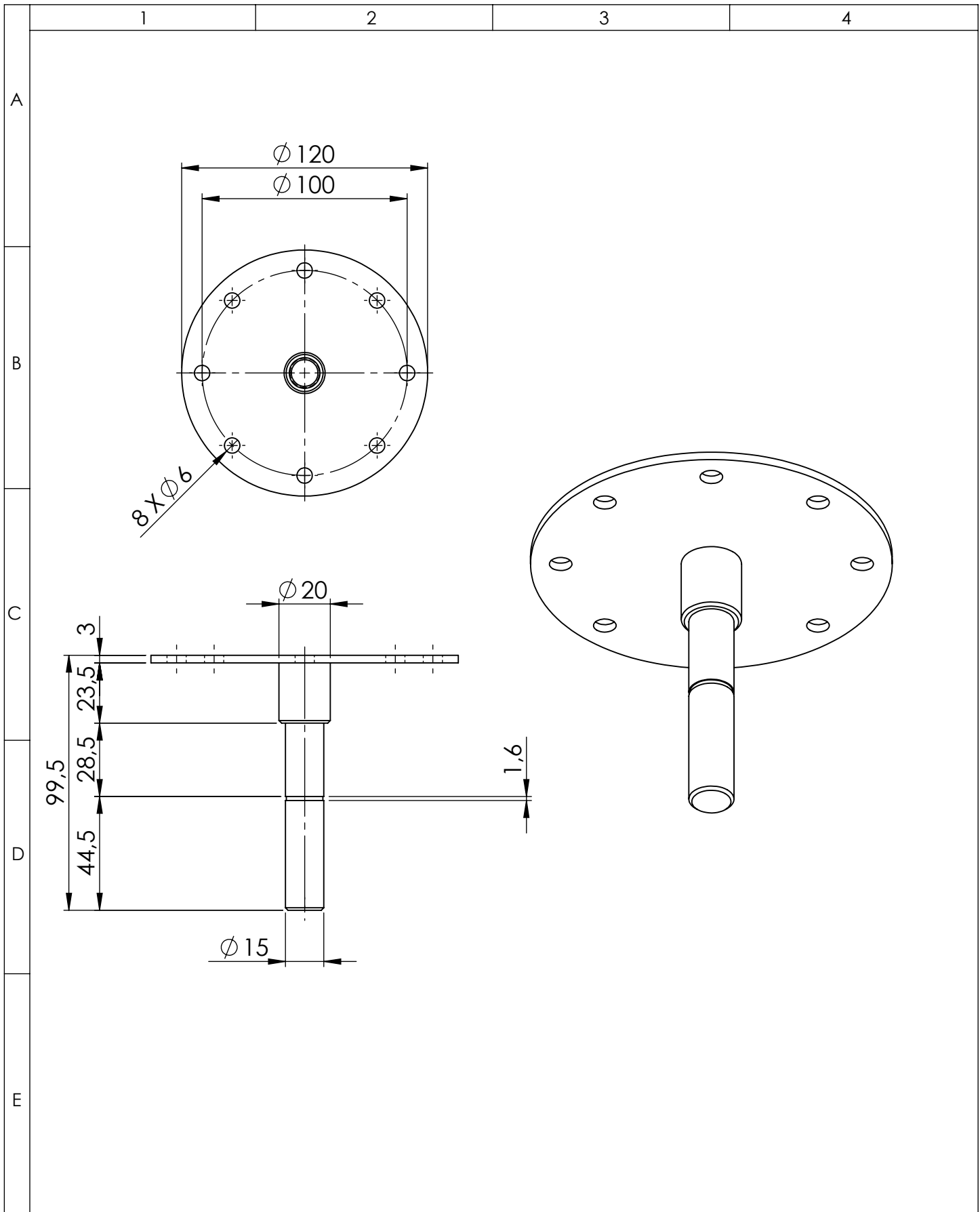
				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL		
				± 0.1 mm	5.3 kg	ACERO ASTM A53		
					Fecha	Nombre	TÍTULO	ESCALA
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	CILINDRO GIRATORIO	1:2,5
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA			N° DE LÁMINA	
								4 de 23
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN				



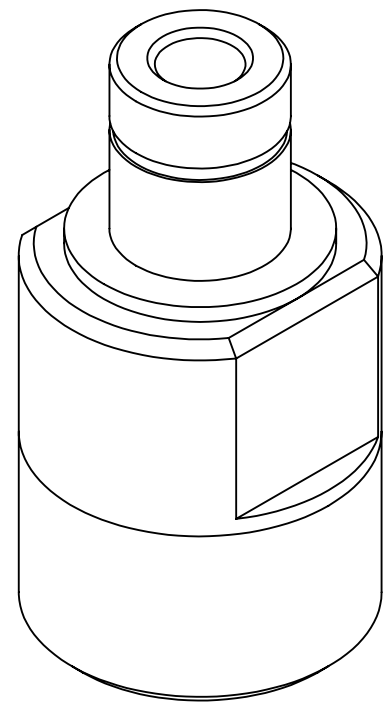
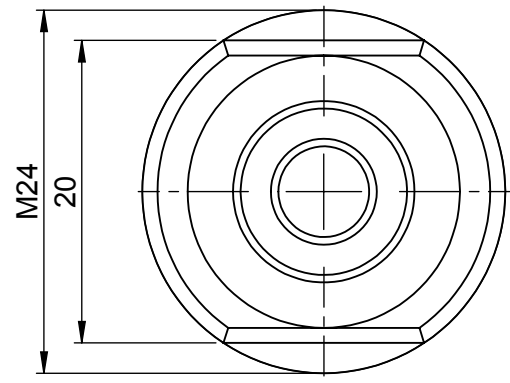
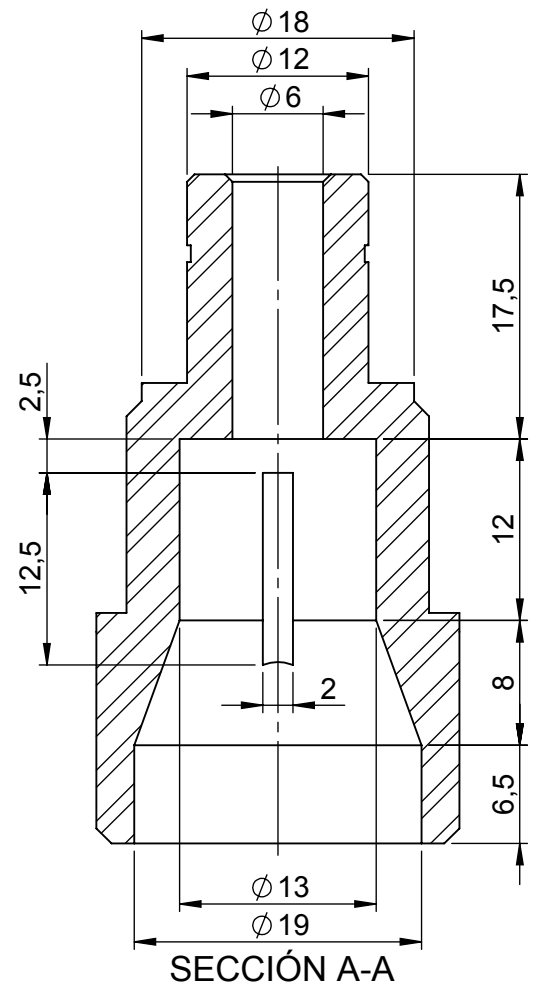
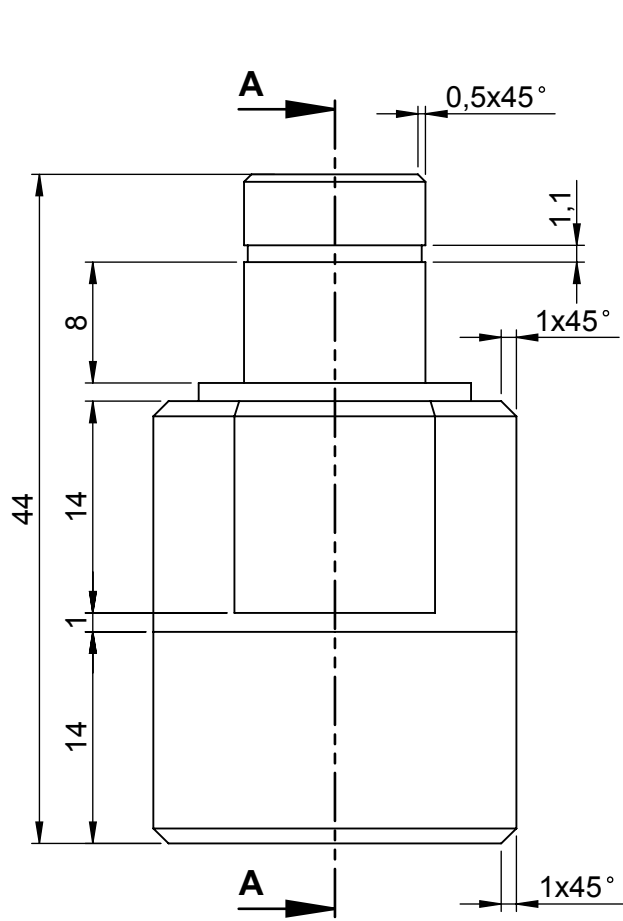
				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.012 kg	ACERO ASTM A36	
				Fecha	Nombre	TÍTULO	ESCALA:
			Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo		
			Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vava		
			Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vava		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			7 de 23	
						SUSTITUCIÓN	



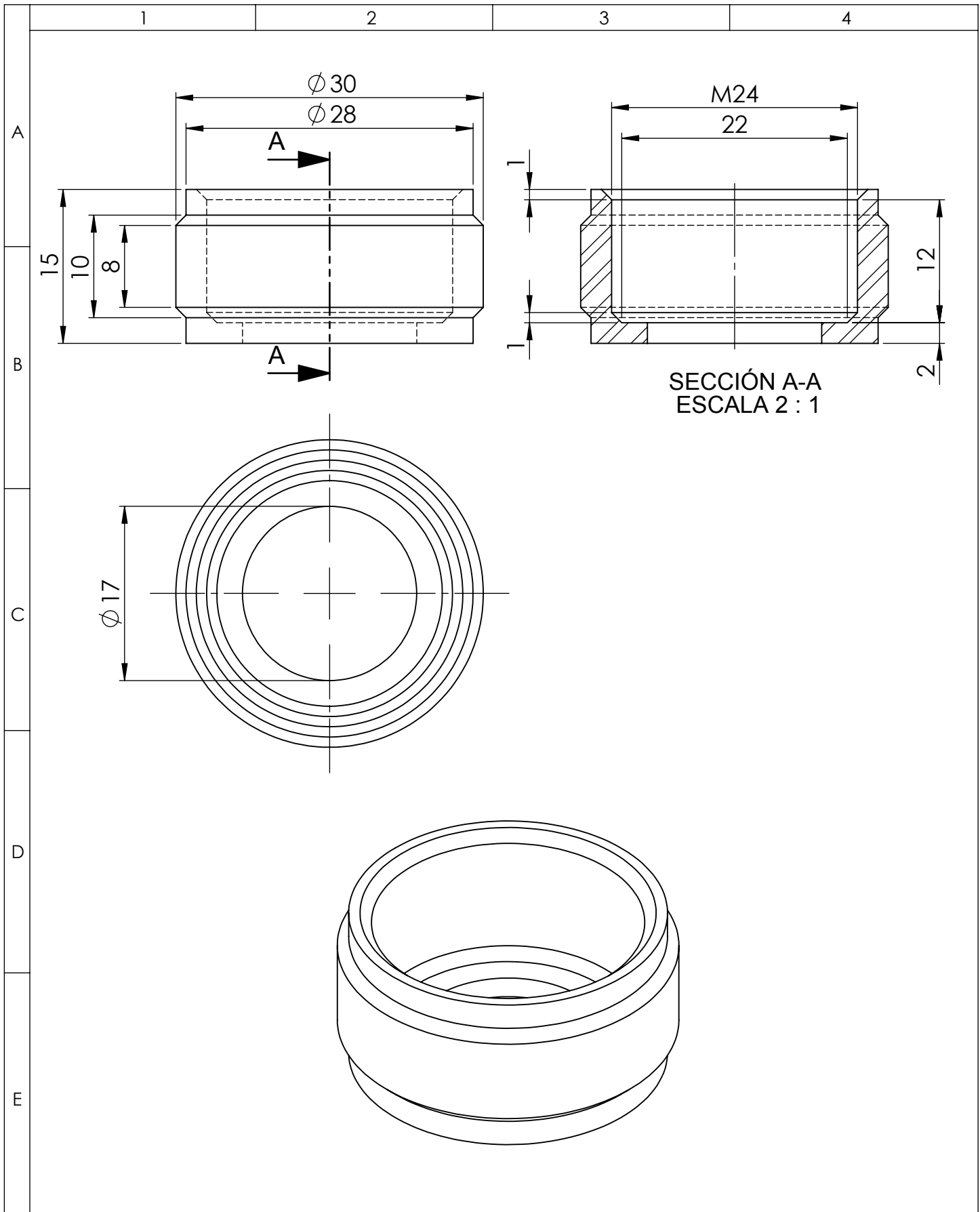
				TOLERANCIA	PESO	MATERIALES		
				±0.1	0.36 kg	ACERO ASTM A36		
					Fecha	Nombre	TÍTULO EJE DEL CILÍNDRRO ROTATIVO	ESCALA: 1:2,5
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo		
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA			Nº DE LÁMINA	
								8 de 23
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				SUSTITUCIÓN	



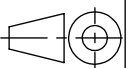
				TOLERANCIA	PESO	MATERIALES	
				±0.1	0.42 kg	ACERO ASTM A36	
					Fecha	Nombre	TÍTULO
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	EJE MOTRIZ DEL CILÍNDR GIRATORIO
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 1:2,5
						9 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			

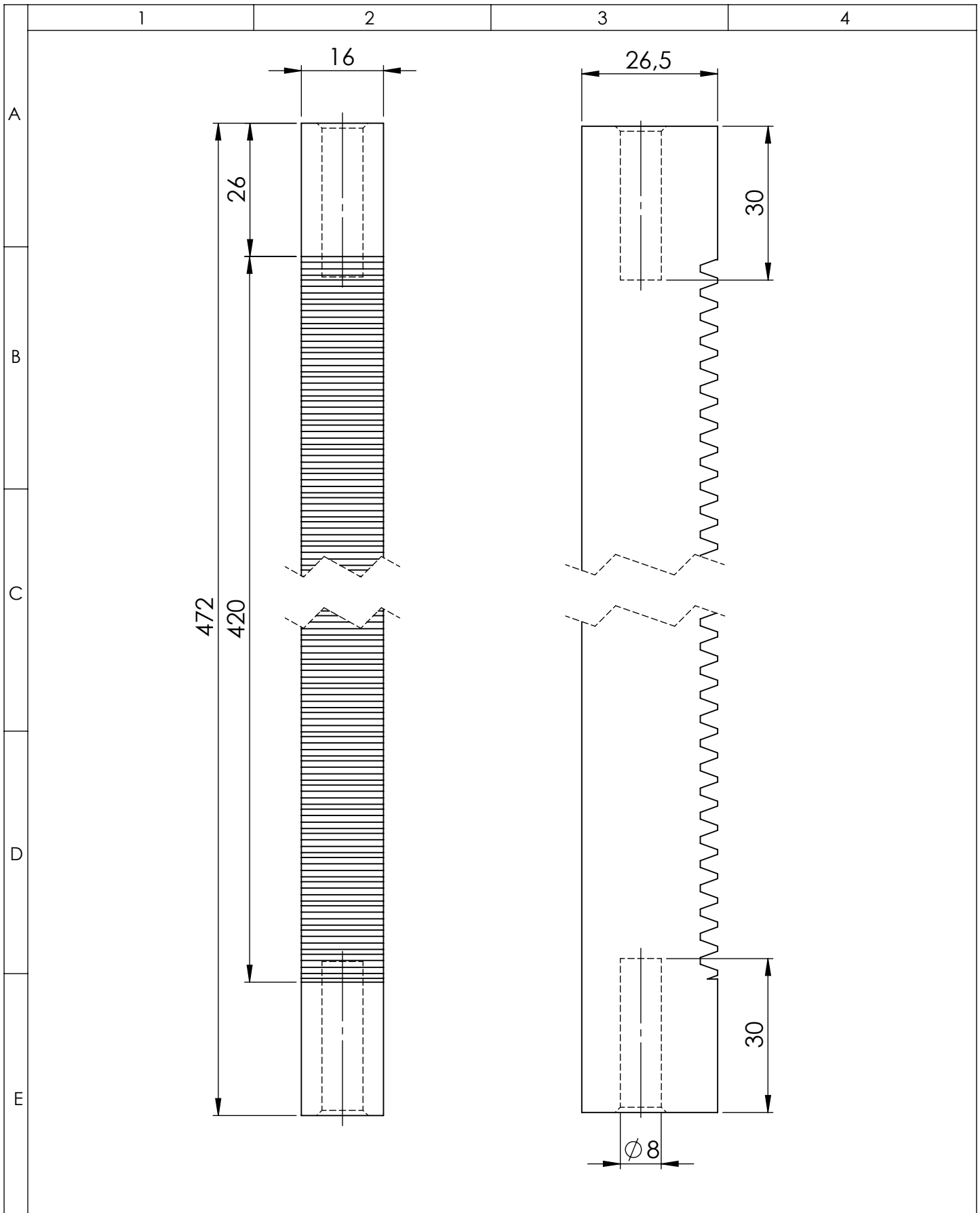


				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.069 kg	ACERO ASTM A36	
				Fecha	Nombre	TÍTULO	ESCALA:
			Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	PORTA PROBETAS	2:1
			Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
			Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	
						10 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCIÓN	

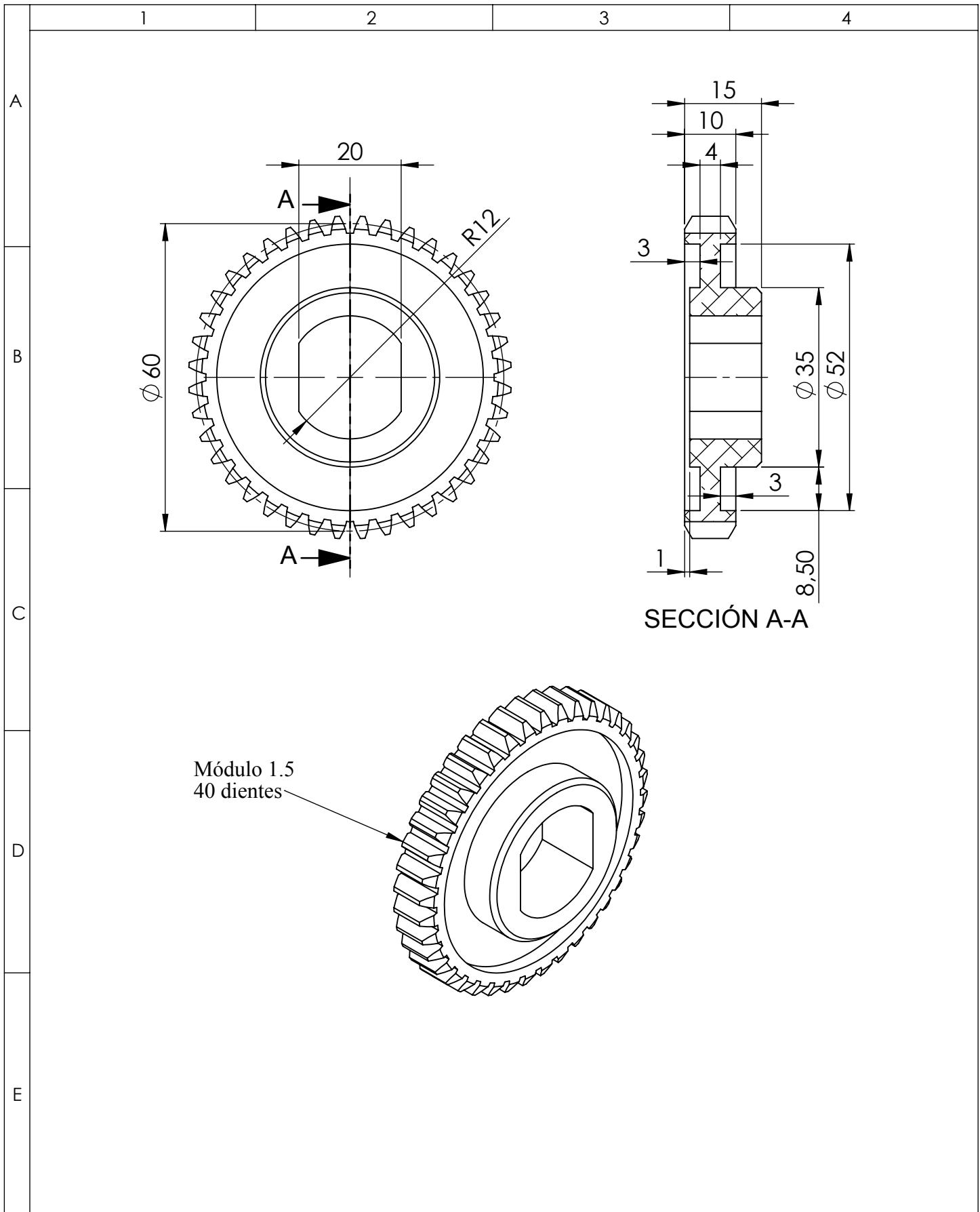


				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.03 kg	ACERO 1018	
					Fecha	Nombre	TÍTULO TUERCA DEL PORTA PROBETAS
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 2:1
				INGENIERÍA MECÁNICA		11 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			





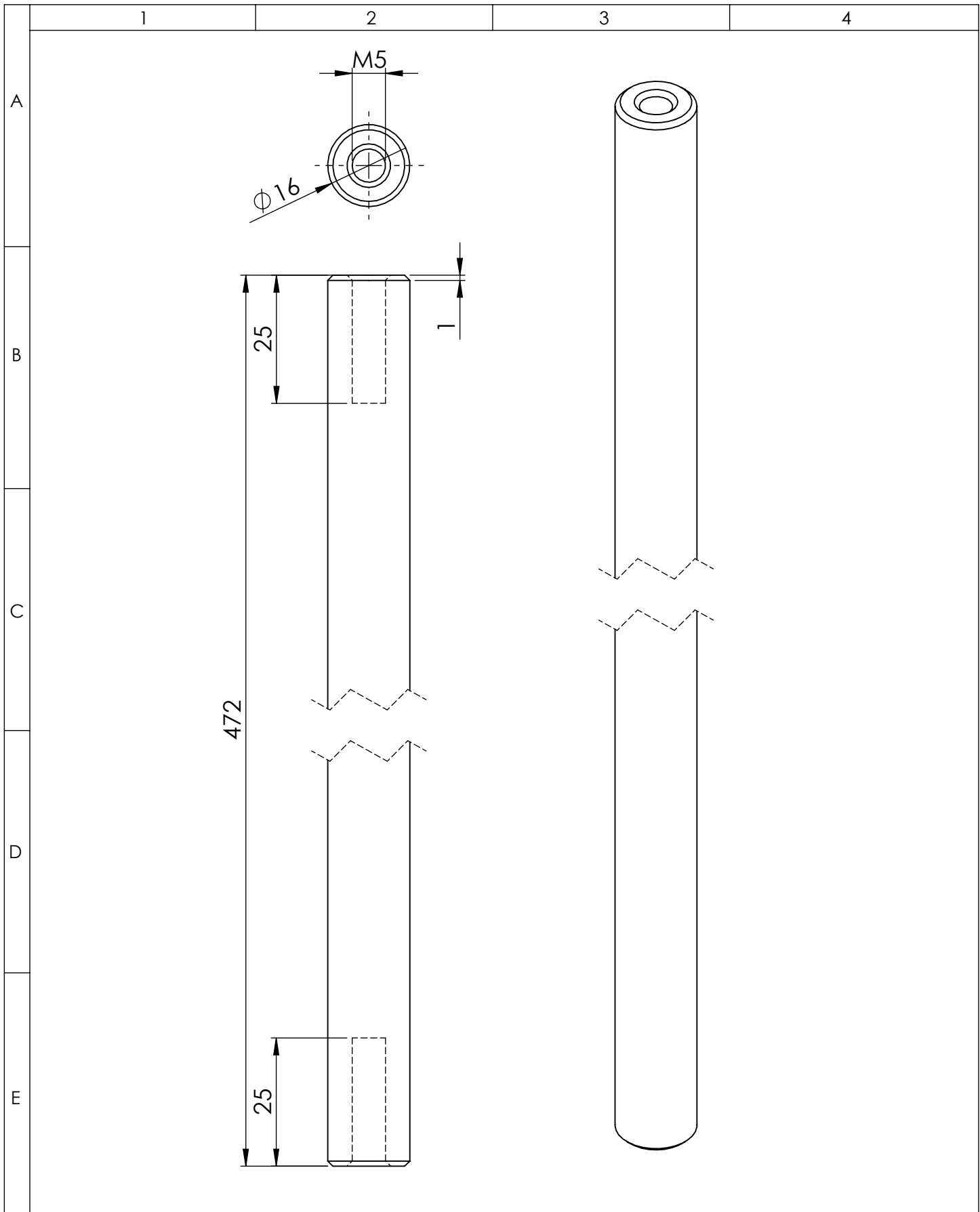
				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.32 kg	ALUMINIO 2014	
				Fecha	Nombre	TÍTULO	
				Dib. Mar-2014	Ing. Jorge Ocampo	CREMALLEA m1.5	
				Rev. Mar-2014	Ing. Henry Vaca	ESCALA:	
				Apro. Mar-2014	Ing. Henry Vaca	1:1	
				UTA		N° DE LÁMINA	
				INGENIERÍA MECÁNICA		12 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			



SECCIÓN A-A

Módulo 1.5
40 dientes

				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.05 kg	ALUMINIO 2014	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO PIÑÓN PARA LA CREMALLERA
			Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo		
			Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
			Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 1:1
						13 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			



				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				± 0.1	0.73 kg	ACERO LAMINADO ASTM A36	
					Fecha	Nombre	TÍTULO EJE GUÍA
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 1:1
						14 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			

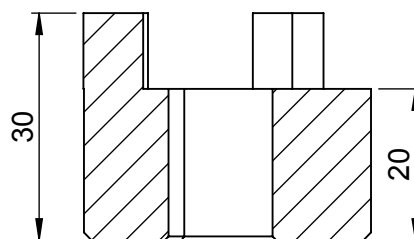
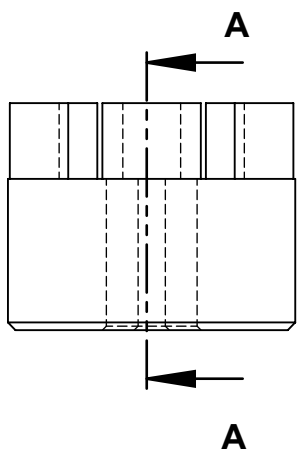
1

2

3

4

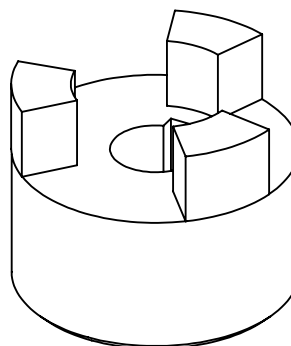
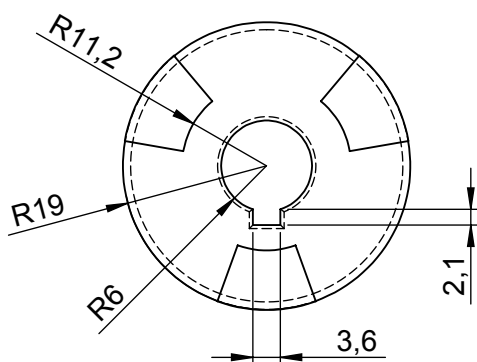
A



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

B

C



D

E

				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.17 kg	ACERO ASTM A36	
					Fecha	Nombre	TÍTULO ACOPLE DE LA TRANSMISIÓN ESCALA: 1:1
			Dib.	Mar-2014	Egdo.Jorge Ocampo		
			Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
			Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	
						16 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			

1

2

3

4

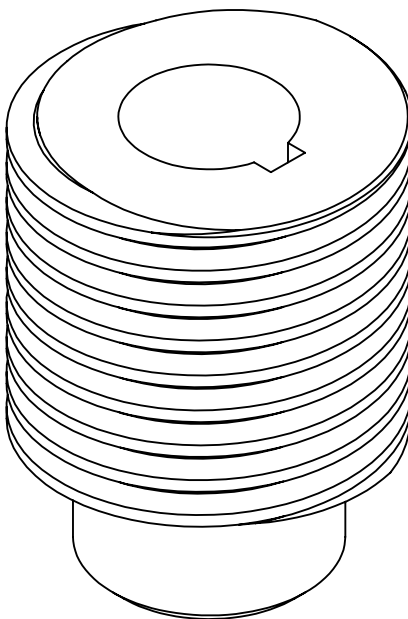
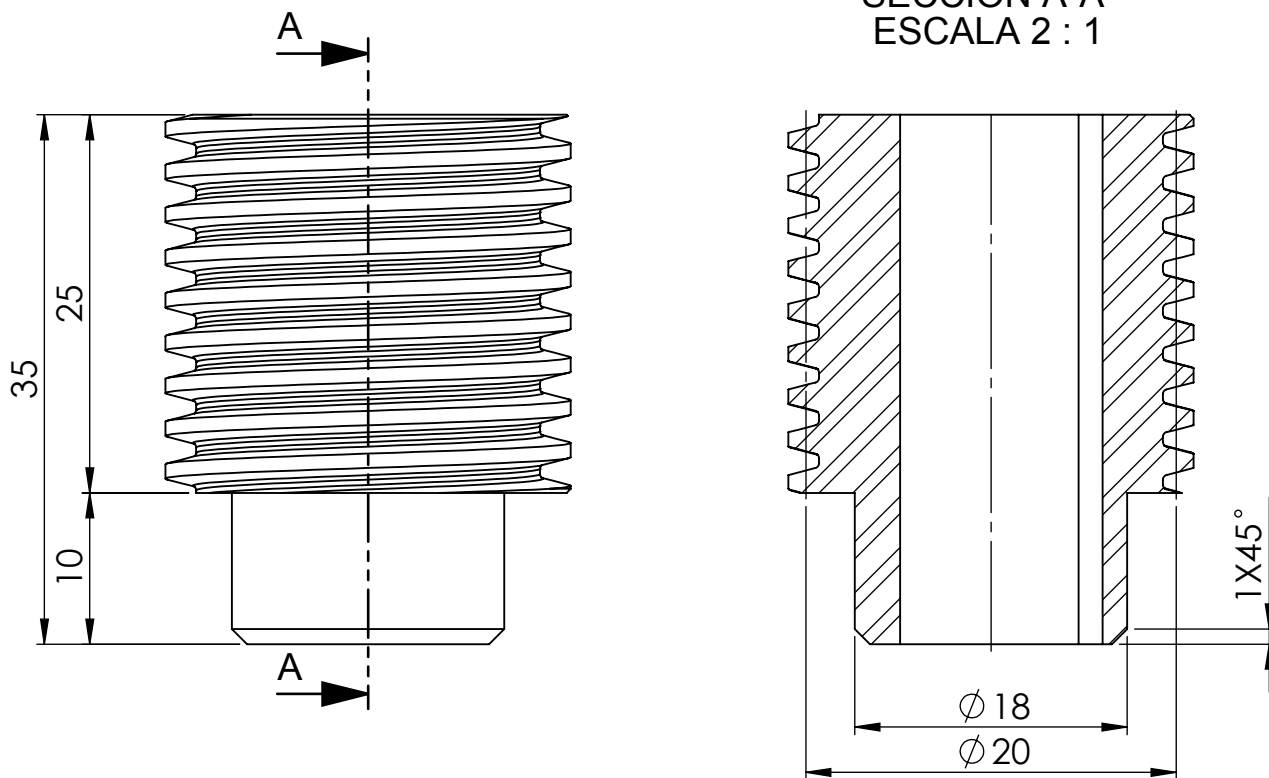
A

B

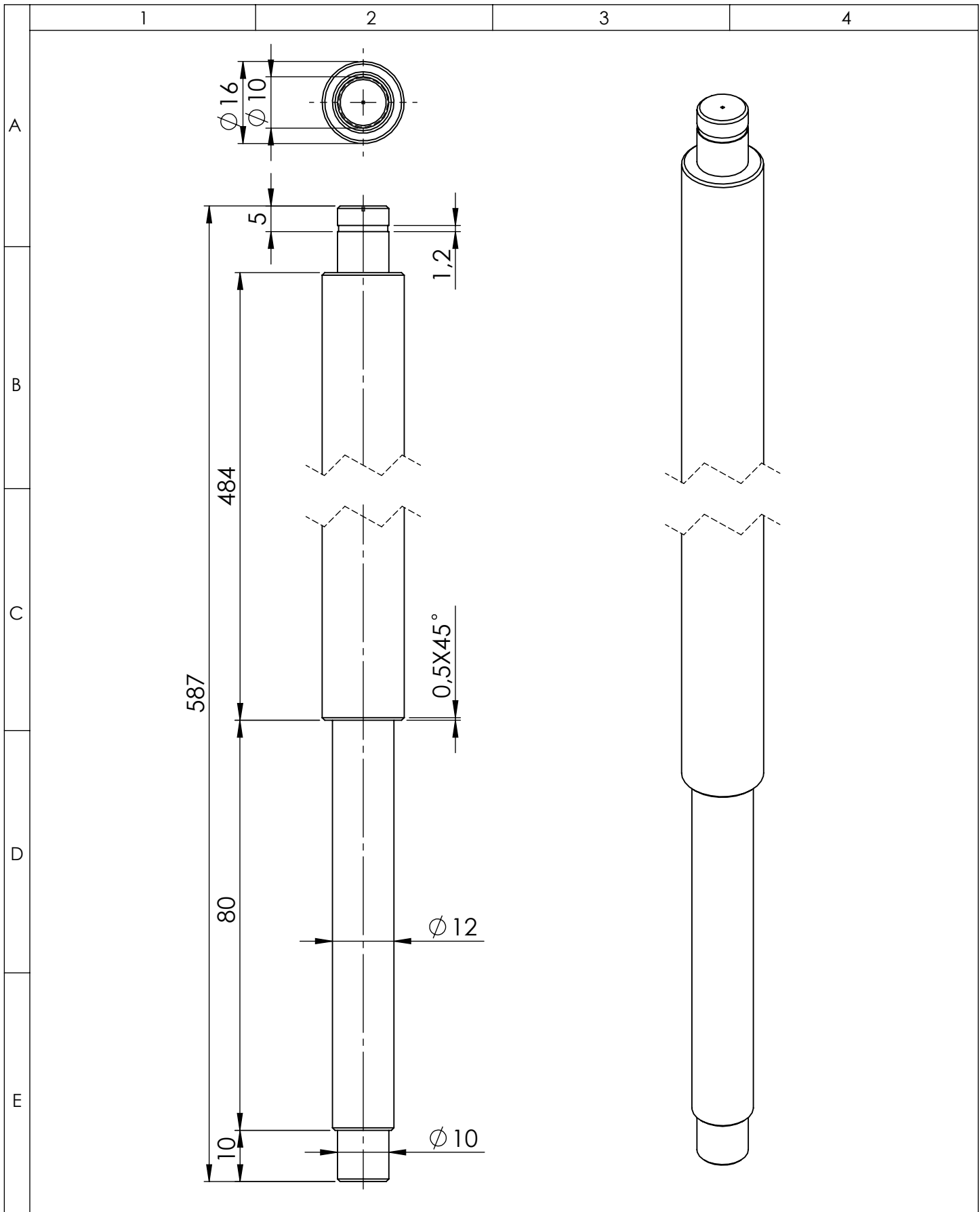
C

D

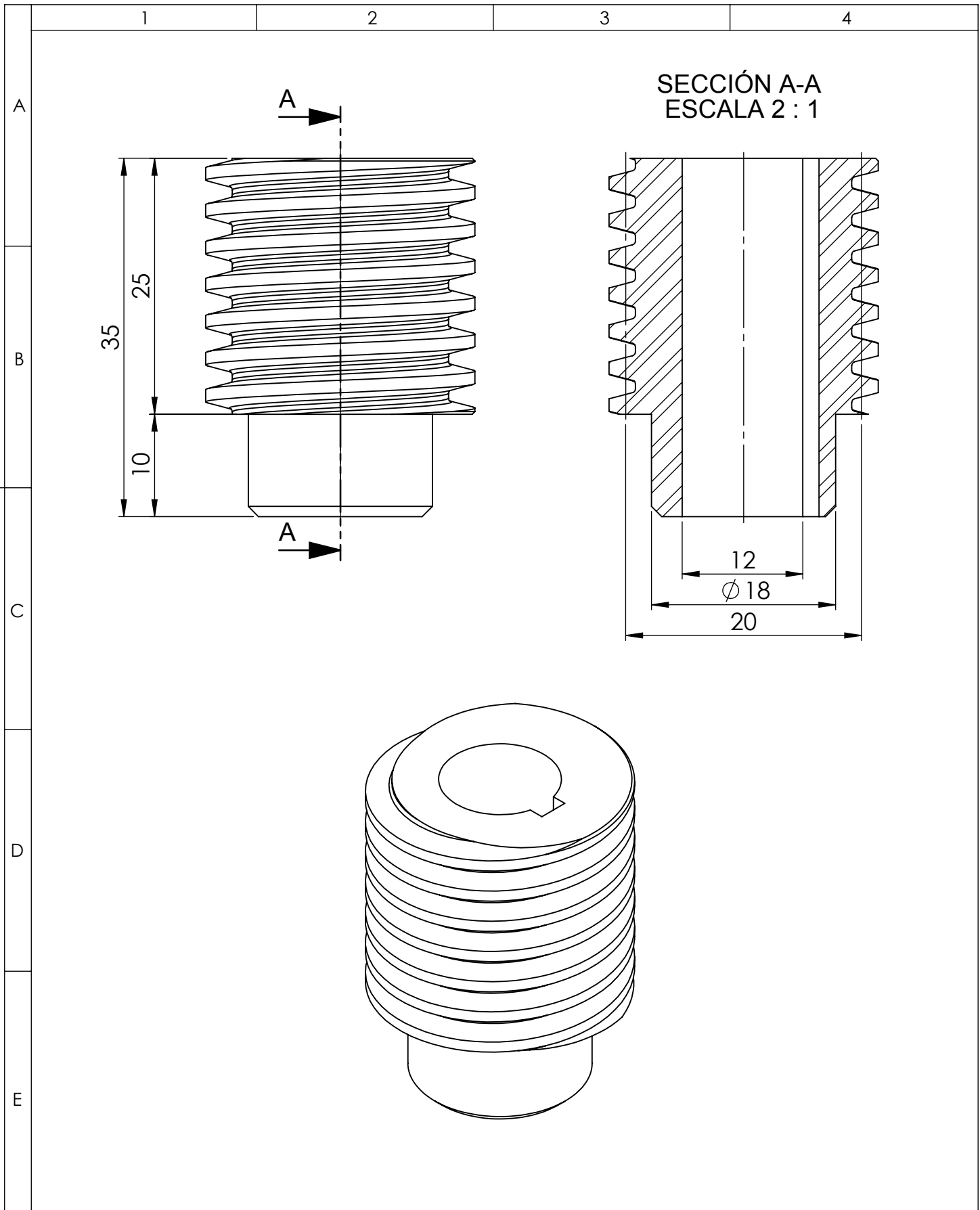
E

SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

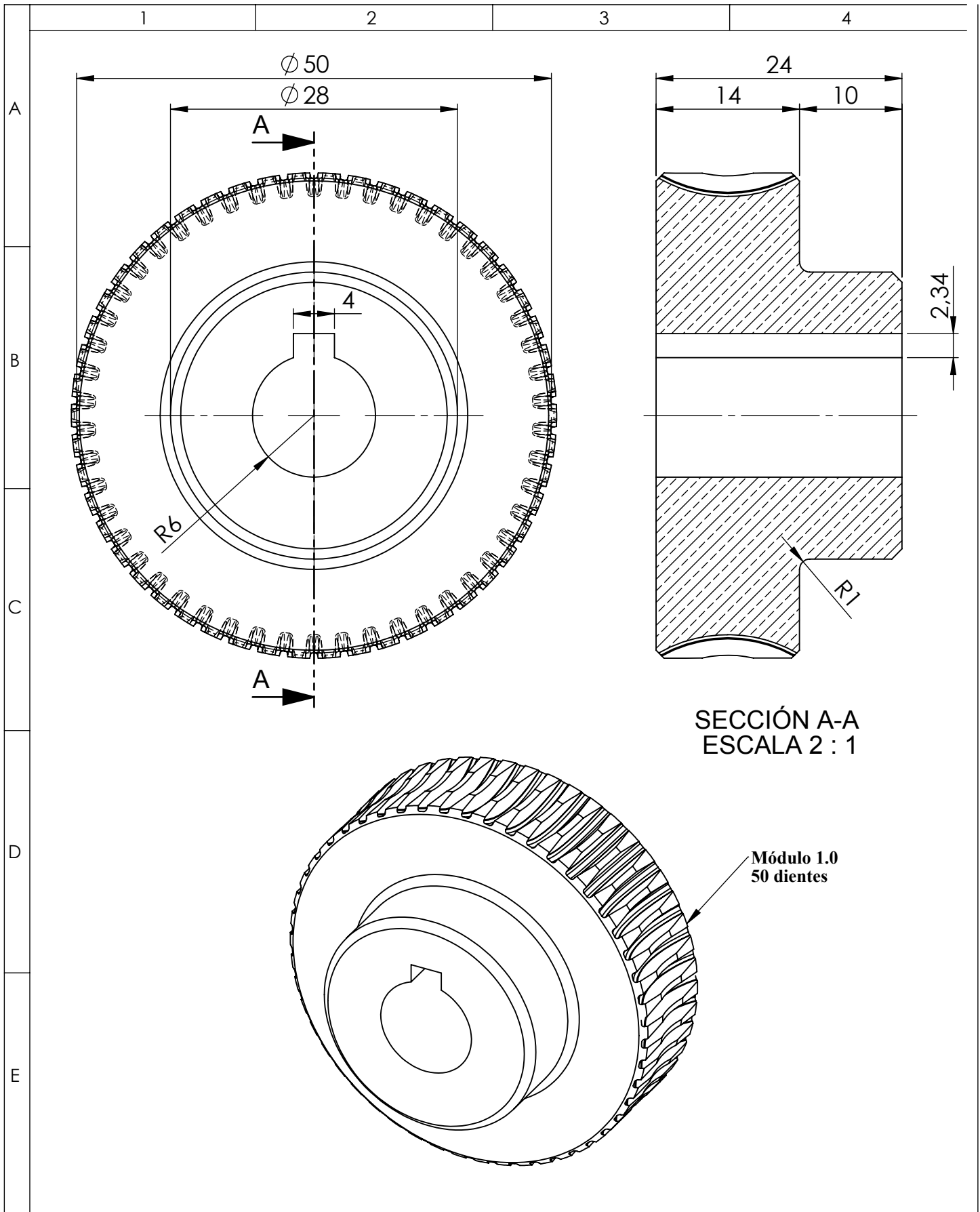
				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				± 0.1	0.081 kg	ACERO 1018	
					Fecha	Nombre	TÍTULO
				Dib.	Mar-2014	Egdo. JorgeOcampo	TORNILLO SIN FIN Módulo 1.0
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		Nº DE LÁMINA	ESCALA: 2:1
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			



				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.85 kg	ACERO AISI 4140	
					Fecha	Nombre	TÍTULO
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	TORNILLO DE BOLAS
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 1:1
						18 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCIÓN	



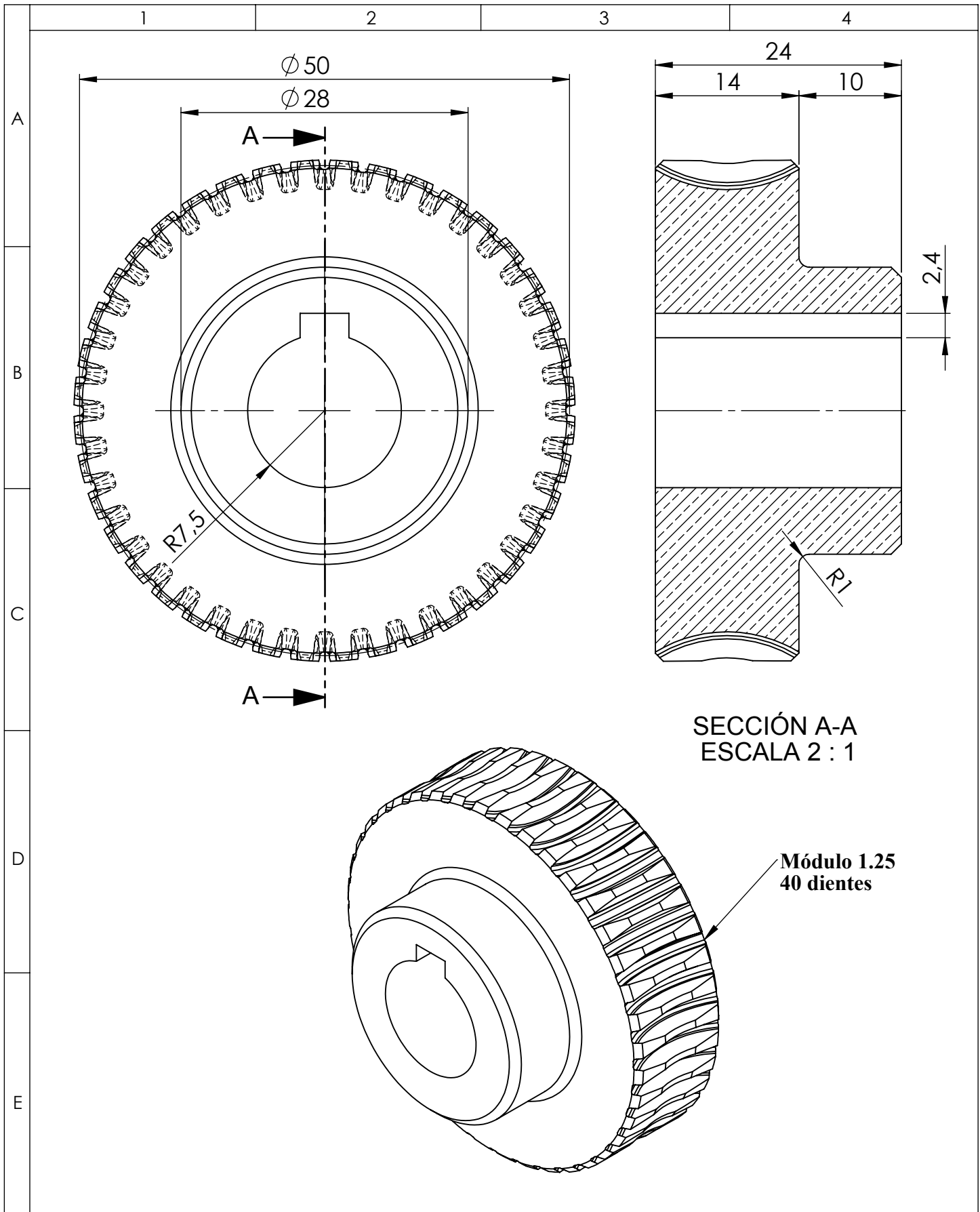
				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.085 kg	ACERO 1018	
					Fecha	Nombre	TÍTULO
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	TORNILLO SIN FIN Módulo 1.25
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 2:1
						19 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCIÓN	



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

Módulo 1.0
50 dientes

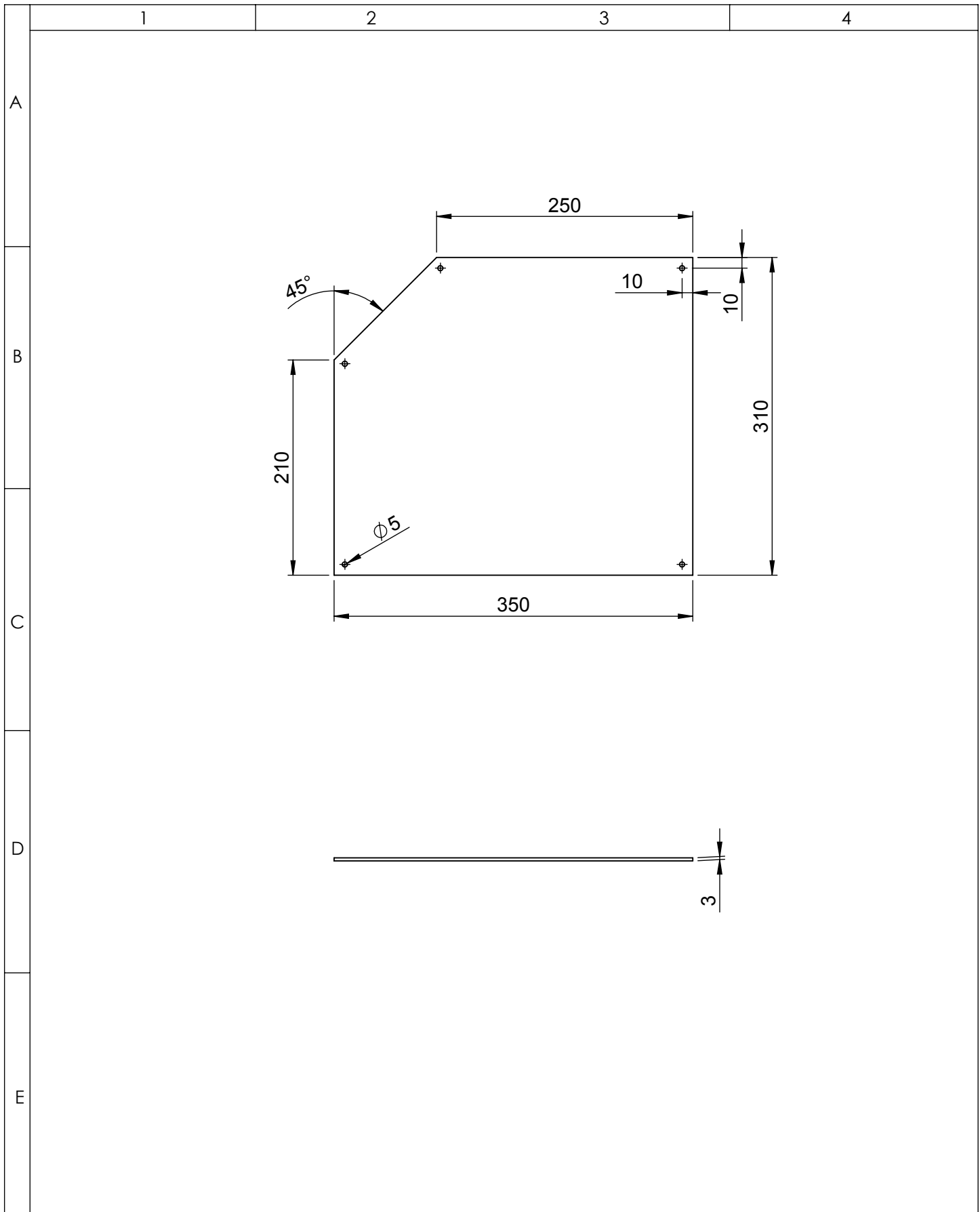
				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.193 kg	BRONCE FOSFÓRICO	
					Fecha	Nombre	TÍTULO
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	CORONA
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 2:1
						20 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			



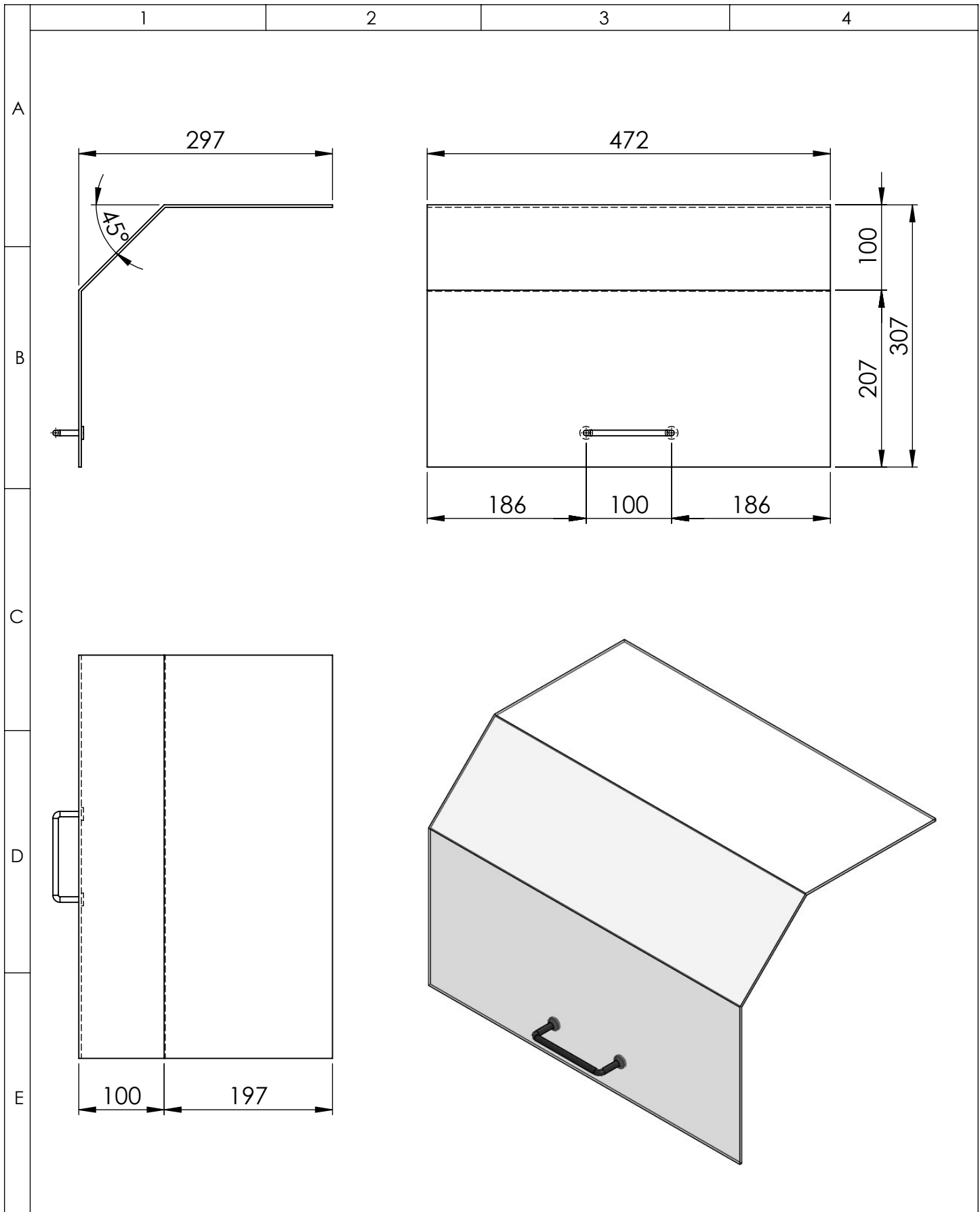
SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

Módulo 1.25
40 dientes

				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.1	0.193 kg	BRONCE FOSFÓRICO	
					Fecha	Nombre	TÍTULO
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	CORONA
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		Nº DE LÁMINA	ESCALA: 2:1
						21 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCIÓN			



				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL		
				±0.1	2.44 kg	ACERO ASTM A36		
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO	
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo		
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca		
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	ESCALA: 1:5	
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		N° DE LÁMINA		
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre					22 de 23
							SUSTITUCIÓN	



				TOLERANCIA	PESO	MATERIAL	
				±0.5	0.93 kg	ACRÍLICO	
					Fecha	Nombre	TÍTULO
				Dib.	Mar-2014	Egdo. Jorge Ocampo	COMPUERTA
				Rev.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				Apro.	Mar-2014	Ing. Henry Vaca	
				UTA		N° DE LÁMINA	ESCALA: 1:5
				INGENIERÍA MECÁNICA		23 de 23	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCIÓN	