

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



DISEÑO MECÁNICO ELÉCTRICO DE UN TRIBÓMETRO PARA
ENSAYOS DE RESISTENCIA AL DESGASTE ABRASIVO EN
PASTILLAS DE FRENOS TIPO DISCO SEGÚN LA NORMA
ASTM G65

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

ESPINOZA RUIZ, SAÚL

Chiclayo 20 de Junio del 2017

“DISEÑO MECÁNICO ELÉCTRICO DE UN TRIBÓMETRO PARA ENSAYOS
DE RESISTENCIA AL DESGASTE ABRASIVO EN PASTILLAS DE FRENOS
TIPO DISCO SEGÚN LA NORMA ASTM G65”

POR:

SAÚL ESPINOZA RUIZ

Presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad
Católica Santo Toribio de Mogrovejo para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADO POR EL JURADO INTEGRADO POR

Ing. Iván Dante Sipión Muñoz
PRESIDENTE

Ing. Luis Alberto Gonzáles Bázan
SECRETARIO

Mgtr. Alejandro Segundo Vera Lázaro
VOCAL

Esta investigación está dedicada a Dios por guiar mi camino y haberme acompañado espiritualmente desde el comienzo de mi vida universitaria.

A mis padres, por ser los pilares de mi desarrollo personal, por su entrega total para con mi formación intelectual, y por brindarme todas las facilidades que un estudiante necesita.

A los catedráticos encargados de mi formación por sus enseñanzas brindadas en aulas, porque no solo fueron docentes, sino también amigos.

ÍNDICE

I. INTRODUCCIÓN	13
1.1. JUSTIFICACIÓN	15
1.2. OBJETIVOS	17
1.2.1. Objetivo General.....	17
1.2.2. Objetivos Específicos.....	17
II. MARCO TEÓRICO	18
2.1. ESTADO DEL ARTE.....	18
2.1.1. Métodos de ensayo para materiales de freno con influencia de factores externos al vehículo	19
2.1.1.1. Pruebas del vehículo en carretera	19
2.1.1.2. Pruebas del vehículo Skid-Pads o superficies deslizantes.....	20
2.1.1.3. Pruebas del vehículo sobre dinamómetros	20
2.1.2. Métodos de ensayo para materiales de freno realizados en laboratorios	21
2.2. BASES TEÓRICO CIENTÍFICAS.....	23
2.2.1. Diseño en ingeniería.....	23
2.2.2. Tribología	23
2.2.2.1. Fricción.....	23
2.2.2.2. Desgaste.....	24
2.2.2.3. Lubricación.....	24
2.2.3. Desgaste abrasivo	24
2.2.4. Normas ASTM y los Métodos de prueba para ensayos de fricción y desgaste según estas normas	25
2.2.5. Sistema de frenos.....	25
2.2.5.1. Frenos tipo tambor.....	26
2.2.5.2. Frenos tipo disco.....	26
2.2.6. Frenos tipo disco y sus componentes.....	26
2.2.6.1. Discos	26
2.2.6.2. Mordazas, calipers o pinzas.....	27
2.2.6.3. Pistones o cilindros.....	27
2.2.6.4. Pastillas de freno.....	28
2.2.7. Conceptos mecánicos - eléctricos aplicados	29
2.2.7.1. Sistemas de fuerzas.....	29

2.2.7.2.	Análisis por elemento de barra 2-D con limitación multipunto ...	30
2.2.7.3.	Diseño de ejes de transmisión para el esfuerzo según fallas por fatiga debidas a cargas variables.....	31
2.2.7.4.	Flujo laminar	31
2.2.7.5.	Motor de inducción.....	32
III.	DISEÑO.....	33
3.1.	Fases del proceso de diseño	33
3.2.	ASTM G65: Método de prueba estándar para medir la abrasión en seco utilizando la máquina de la rueda de caucho/arena.....	34
3.2.1.	Procedimientos y parámetros según la norma ASTM G65.....	36
3.2.1.1.	Procedimiento A	36
3.2.1.2.	Procedimiento B	37
3.2.1.3.	Procedimiento C	38
3.2.1.4.	Procedimiento D	39
3.2.1.5.	Procedimiento E	40
3.2.2.	Valoración ponderada de los parámetros del ensayo según la norma ASTM G65	41
3.2.2.1.	Nivel de resistencia abrasiva del material a ensayar	41
3.2.2.2.	Carga aplicada	41
3.2.2.3.	Distancia de deslizamiento	42
3.2.2.4.	Medidas de la probeta.....	43
3.2.2.5.	Medidas del disco	44
3.2.2.6.	Velocidad.....	45
3.2.2.7.	Material del disco	45
3.2.2.8.	Flujo másico de material abrasivo	46
3.2.3.	Valoración ponderada de los procedimientos según la norma ASTM G65 y la resistencia abrasiva de los materiales a ensaya.....	47
3.2.4.	Valoración ponderada de las pastillas de frenos tipo disco según la resistencia abrasiva de sus materiales componentes	49
3.2.5.	Selección del procedimiento según la valoración ponderada de resistencia abrasiva de los materiales que conforman las pastillas de frenos tipo disco a ensayar	51
3.3.	METODOLOGÍA	52
3.3.1.	Variables iniciales de la probeta.....	52
3.3.2.	Variables del banco de pruebas	53

3.3.3.	Variables finales de la probeta.....	54
3.3.4.	Interpretación de datos.....	55
3.4.	DISEÑO CONCEPTUAL DE ELEMENTOS.....	57
3.4.1.	Diagrama ASTM G65.....	57
3.4.2.	Elementos mecánicos.....	58
3.4.3.	Elementos eléctricos.....	66
IV.	RESULTADOS	67
4.1.	DISEÑO DE LA MAQUINA	67
4.1.1.	Elementos mecánicos.....	67
4.1.2.	Elementos eléctricos.....	99
V.	CONCLUSIONES	101
VI.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102
VII.	ANEXOS	103

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Descripción del procedimiento A	36
Tabla 2 Descripción del procedimiento B	37
Tabla 3 Descripción del procedimiento C	38
Tabla 4 Descripción del procedimiento D	39
Tabla 5 Descripción del procedimiento E.....	40
Tabla 6 Niveles de resistencia abrasiva de los materiales	41
Tabla 7 Valoración de la carga aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65.....	42
Tabla 8 Valoración de la distancia de deslizamiento aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65	42
Tabla 9 Equivalencia de la valoración de la distancia de deslizamiento aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65	43
Tabla 10 Valoración de la probeta ensaya en los procedimientos según la norma ASTM G65.....	44
Tabla 11 Valoración del tamaño del disco aplicado en los procedimientos según la norma ASTM G65	44
Tabla 12 Valoración de la velocidad aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65	45
Tabla 13 Valoración del material del disco aplicado en los procedimientos según la norma ASTM G65	46
Tabla 14 Valoración del flujo de material abrasivo aplicado en los procedimientos según la norma ASTM G65	47
Tabla 15 Valoración total de los procedimientos según la norma ASTM G65	47

Tabla 16 Rangos numéricos de los procedimientos según la norma ASTM G65	49
Tabla 17 Valoración de las pastillas para freno de disco según sus componentes	50
Tabla 18 Características del disco de acero laminado en caliente	69
Tabla 19 Características de la banda de caucho	69

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Pruebas del vehículo en carretera Fuente: General Motors.....	19
Figura 2 Pruebas del vehículo Skid-Pads o superficies deslizantes Fuente: euro car news	20
Figura 3 Pruebas del vehículo sobre dinamómetros Fuente: Saenz Dynos	21
Figura 4 Pruebas en dinamómetros inerciales a escala Fuente: ASTM international	22
Figura 5 Laboratorio de tribómetros Fuente: Bruker	22
Figura 6 Modelo de gráfico comparativo de porcentajes de masa perdida para evaluar resultados del ensayo ASTM G65 Fuente: elaborado en base a la norma ASTM G65	56
Figura 7 Configuración básica del tribómetro utilizado para la norma ASTM G65 Fuente: R. Reiter company	57
Figura 8 Diagrama del elemento barra 2-D desplazado un ángulo θ respecto al eje $x - y$ Fuente: Finite Element Method, Lecture notes	62
Figura 9 Ecuaciones de transformación de los desplazamientos respecto al eje $x - y$ Fuente: Finite Element Method, Lecture notes.....	62
Figura 10 Forma explícita de la matriz de rigidez en el espacio 2-D Fuente: Finite Element Method, Lecture notes	63
Figura 11 Matriz de esfuerzo en el elemento barra Fuente: Finite Element Method, Lecture notes.....	63
Figura 12 Dimensiones del disco de acero con banda de caucho Fuente: elaborado en base a los resultados obtenidos	69
Figura 13 Configuración general y dimensiones del eje de transmisión diseñado Fuente: elaborado en base al libro de Diseño Mecánico de Shigley	70

Figura 14 Ubicación del eje de transmisión en las coordenadas x-y-z, así como los puntos A-B-C Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley	72
Figura 15 Ubicación de las fuerzas aplicadas en el plano x-y sobre los puntos A-B-C Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley.....	73
Figura 16 Ubicación de las fuerzas aplicadas en el plano x-z sobre los puntos A-B-C Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley.....	74
Figura 17 Ubicación de los pares de torsión aplicados sobre el eje de transmisión en los puntos A y C Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley.....	75
Figura 18 Ubicación de las fuerzas y pares de torsión aplicados sobre el eje de transmisión Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley	76
Figura 19 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores	80
Figura 20 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores, 1° Fuerzas cortantes en el plano x-z, 3° Momentos flectores en el plano x-z Fuente: elaborado en base a los diagramas del libro de Diseño Mecánico de Shigley.....	81
Figura 21 Diagramas de momentos flectores totales en base a la suma vectorial de los momentos flectores del plano x-y \wedge x-z Fuente: elaborado en base a los diagramas del libro de Diseño Mecánico de Shigley	83
Figura 22 Dimensiones de la palanca porta peso diseñado Fuente: elaborado en base al libro de Finite Element Method	88
Figura 23 Diagramas de cuerpo libre de la palanca porta peso en el plano x-y Fuente: elaborado en base a los diagramas del libro de Finite Element Method.....	89

RESUMEN

El parque automotor nacional demanda cambios de pastillas para frenos de disco como parte del plan de mantenimiento de cada vehículo en la actualidad y en los próximos años. Pero debido a la existencia de estos repuesto provenientes de distintos fabricantes para un mismo modelo de vehículo, no se puede determinar características de desempeño en el tiempo entre una y otra marca de pastillas sino es de la forma experimental. Siendo la resistencia al desgaste abrasivo uno de los factores degenerativos más influyentes, puesto que las pastillas lo experimentarán al entrar en contacto con el disco en cada accionar del sistema de frenos. Entonces, en el presente proyecto realiza el diseño un tribómetro o banco de pruebas para ensayos de resistencia al desgaste abrasivo en pastillas de frenos tipo disco según la norma ASTM G65, el cual permite determinar las respuestas de durabilidad en el tiempo entre las pastillas frente al desgaste abrasivo, y así, evaluar factores económicos y técnicos para la elección de los mismos.

Palabras clave: Desgaste abrasivo, pastillas para frenos de disco, ASTM G65, tribómetro.

ABSTRACT

The national vehicle fleet demands changes of brake pad disc as part of the service plan from each vehicle actually and next years. Due to different car manufacturers who provide these replacements for a same vehicle model, it is not possible to determine the performance in long terms between one to other break pad brands, but experimental. One of the most influential degenerative factors is the abrasive wear resistance, because brake pads will experience it when they have contact with the disc in braking systems. Then, according to ATM G65 standard, this project makes a tribometer design or testing bench for abrasive wear resistance tests of brake pad discs, which determines durability in long terms between brake pads and abrasive wear, for evaluating economic and technical factors to choose themselves.

Keywords: abrasive wear, brake pad disc, ASTM G65, tribometer.

I. INTRODUCCIÓN

El parque automotor nacional experimentó un crecimiento exorbitante los últimos 10 años, llegando a circular actualmente por el territorio peruano 4 832 667 vehículos (SUNARP - Parque Automotor Nacional 1990 – 2014). De los cuales, un estimado de 61 986 unidades están presentes en la región de Lambayeque (Instituto Nacional de Estadística e Informática - Compendio 2015). Dicho parque automotor, según la Policía Nacional del Perú – Dirección de Estadística 2004 - 2014 ha causado 945 796 accidentes de tránsito a nivel nacional en los últimos 10 años; de los cuales, 663 accidentes se han registrado en la región Lambayeque sólo en el mes de enero a marzo del 2015 (Instituto Nacional de Estadística e Informática - Estadísticas de Seguridad Ciudadana). Entonces, el crecimiento automotor trae consigo problemas ciudadanos originados por malos conductores, imprudencia peatonal, falta de ordenamiento vial y fallas presentes en las unidades móviles. Aislado las fallas automotrices, tenemos al tiempo de uso como causa principal de los distintos tipos de desgastes sufridos por los vehículos, ya sea en sus componentes interiores o exteriores (partes estéticas), así como en los sistemas que los conforman. Siendo estos últimos de mayor preocupación, debido a sus necesidades funcionales como lo son el sistema de suspensión, sistema de dirección, sistema de inyección, sistema eléctrico, sistema de lubricación, sistema de refrigeración y el sistema de frenos.

Según la aseguradora MAPFRE, este último sistema de frenos presenta ciertas características: es inevitable el desgaste del material de las pastillas para frenos con el uso; el cambio dependerá del tipo de conducción y del vehículo; se deberá controlar el grosor de las pastillas para cambiarlas a tiempo; además, cambiando las pastillas a tiempo los discos sufren poco desgaste. De todo lo mencionado, se puede afirmar lo siguiente, el parque automotor exige un cambio de pastillas para frenos en la actualidad y en los próximos años.

Pero el problema aún no termina, debido a la competencia mercantil internacional existente de repuestos automotrices, encontramos pastillas para frenos de disco de distintos fabricantes para un mismo modelo de vehículo. Si bien es cierto son funcionales, y además para su fabricación se rigen mediante

normas de calidad, no se puede estar seguro de la diferencia entre una y otra marca de pastillas sino es de la forma experimental. Siendo la resistencia al desgaste abrasivo uno de los factores merecedores de comprobar, puesto que las pastillas lo experimentarán al entrar en contacto con el disco en cada accionar del sistema de frenos.

Debido a este problema, aparece la necesidad de diseñar un dispositivo capaz de evaluar el desgaste abrasivo en las pastillas para freno compatibles a un mismo modelo de vehículo. Así poder predecir las respuestas de durabilidad en el tiempo de las pastillas frente al desgaste abrasivo. Además, este dispositivo deberá ajustarse a las necesidades y especificaciones investigativas.

Los ensayos de desgaste abrasivo están regidos por la norma ASTM G65 la cual da los parámetros para realizar, obtener y documentar los datos obtenidos mediante la clasificación relativa según la resistencia al desgaste de los diversos materiales en un ambiente abrasivo. Este ensayo consta en revolucionar un disco metálico cubierto en su perímetro con una banda de caucho y colocarle de manera perpendicular una probeta en forma de placa extraída del material a evaluar, esta deberá tener una fuerza axial contra el disco y entre las superficies de la banda y la probeta se verterá un flujo laminar de material abrasivo. Mediante instrumentación se determinan los cambios de masa y volumen para luego clasificar el desgaste ocasionado en los materiales evaluados.

Se espera que el siguiente diseño cuente con las características necesarias para llevar a cabo pruebas de desgaste abrasivo que permitan clasificar a las distintas pastillas de freno según su resistencia al desgaste abrasivo. Además, con el diseño elaborado permitir a la universidad, talleres automotrices y a todas las personas interesadas en implementar un banco de pruebas para ensayo de desgaste abrasivo en pastillas de frenos según la norma ASTM G65.

1.1. JUSTIFICACIÓN

La tribología es importante para la maquinaria moderna que utiliza superficies rodantes y/o deslizantes, y aunque la tribología no tenga por objetivo principal el diseño exitoso de máquinas y/o mecanismos, una forma apropiada de realizar diseños mecánicos dependerá del conocimiento de la fricción, lubricación y desgaste. Por lo tanto, este diseño permitirá recrear las condiciones específicas de desgaste abrasivo, de tal forma que pueda realizarse ensayos para determinar aspectos referidos a la resistencia al desgaste abrasivo de pastillas de freno.

Los ensayos de fricción y desgaste son realizados en banco de pruebas estandarizados por la Sociedad Americana de Pruebas de Materiales (por sus siglas en inglés ASTM) ubicados en laboratorios de instituciones dedicadas a la investigación, por lo tanto dichos ensayos son costosos. Este diseño busca tener un menor costo de fabricación, utilización y mantenimiento, así como de sencilla interpretación de resultados a comparación de los bancos de pruebas ya existentes.

Entonces, el diseño de este tribómetro permitirá realizar ensayos desgaste abrasivo a los estudiantes de mecánica y personas interesadas en la investigación de esta rama. Además, saber la resistencia al desgaste abrasivo de las diferentes pastillas dará al conductor una mejor visión al momento de decidir cambiar estos componentes, por otros de precios y características diferentes.

Además, este diseño será desarrollado pensando en la eficiencia energética exigida en la actualidad, esto es, utilizar arena como material abrasivo por ser fácil de encontrar en la naturaleza; un motor eléctrico eficiente como fuente motriz. Así como requerir la cantidad exacta de recursos para su fabricación y puesta en marcha.

El diseño del tribómetro consta de una parte mecánica y otra eléctrica. Todo esto regido por la norma ASTM G65 la cual es aplicada para los ensayos de desgaste abrasivo.

La máquina consistirá en un motor eléctrico como fuente motriz, un eje como transmisión mecánica que acoplara el motor con un disco, a este disco se le

colocará una banda de caucho en su perímetro. Por otro lado se posiciona un brazo el cual portará a la probeta y al peso que proporcionara la fuerza de empuje. Además, de llevar en la parte superior un dispositivo que verterá el material abrasivo a flujo laminar constante sobre las superficies de la banda y la probeta. Y por último la protección y el control eléctrico del motor, así como los dispositivos de medición para la obtención de datos. La forma básica de funcionamiento será de la siguiente manera, consta en revolucionar un disco cubierto en su perímetro con una banda de caucho y colocarle de manera perpendicular una probeta en forma de placa extraída de la pastilla de freno a evaluar, esta deberá tener una fuerza axial contra el disco y entre las superficies de la banda y la probeta se verterá un flujo laminar de material abrasivo. Mediante instrumentación se determinan los cambios de masa y volumen para luego clasificar el desgaste ocasionado en las pastillas de freno. Por lo tanto, este tribómetro tendrá un aporte tecnológico tanto para los estudiantes de mecánica y sus laboratorios en las universidades, como para talleres automotrices y a todas las personas interesadas en los frenos de disco, a modo de comparar la resistencia al desgaste abrasivo en las pastillas de freno mediante una clasificación relativa entre estas. Impactando indirectamente a la seguridad que ofrecen los frenos a los vehículos, y estos a sus ocupantes, así como al entorno cívico en donde transitan.

Los temas utilizados en esta investigación serán de beneficio para futuros trabajos en la rama de la tribología, debido a que se puede innovar en diversos componentes de este banco de pruebas. Por mencionar algunos puntos de innovación, se podría predecir la clasificación relativa según la resistencia al desgaste de otros componentes de máquinas en un ambiente abrasivo, buscar otra norma ASTM y modificar el tipo de ensayo a utilizar en esta investigación. Además, se podría optar por otro diseño buscando mejorar la eficiencia del método y así obtener resultados más confiables.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo General

Diseñar un tribómetro que permita realizar ensayos de resistencia al desgaste abrasivo en pastillas de frenos tipo disco según la norma ASTM G65.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Detallar el método de prueba estándar actual para medir la resistencia al desgaste abrasivo según la norma ASTM G65.
- Construir la matriz de resistencia abrasiva de acuerdo a las características de la norma ASTM G65 y los componentes de las pastillas de frenos tipo disco.
- Seleccionar el procedimiento según la valoración de resistencia abrasiva de los materiales que conforman las pastillas de frenos tipo disco a ensayar.
- Elaborar la metodología para realizar la experiencia, las mediciones, procesar los datos obtenidos, y el modo de presentar los resultados.
- Diseñar los elementos electromecánicos que conformarán el tribómetro para ensayos de resistencia al desgaste abrasivo.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. ESTADO DEL ARTE

Durante el desarrollo de aditivos y materiales para frenos se emplean distintos ensayos como los de compresión, dureza, mediciones de conductividad térmica, entre otras; pero la calificación final para estos materiales se determina mediante pruebas con piezas a tamaño real instaladas en el vehículo. Esto es, porque el funcionamiento del freno no sólo es afectado por los materiales y el diseño del vehículo, sino que influye el comportamiento del conductor, el uso de la unidad, el estado de los ajustes del freno y el ambiente general de conducción. Además, intervienen los sistemas de control asistencial del freno y la aerodinámica entre las ruedas y los frenos, por lo tanto, ninguna prueba de laboratorio puede simular exactamente las condiciones de conducción.

Para reducir los costos de experimentación preliminar y para facilitar la investigación, existe una gran variedad de máquinas de ensayo a nivel de laboratorio. Estos van desde dinamómetros inerciales con sensores y controles electrónicos, hasta pequeñas máquinas de fricción de zapatas apoyadas en un banco de trabajo. Algunos sistemas de prueba con factores externos al vehículo incluyen superficies deslizantes en la cual un vehículo puede conducir y aplicar los frenos. O también, sistemas de rodillos instrumentados pueden probar un conjunto de ejes del vehículo a la vez. La cantidad de datos obtenidos de esta amplia gama de pruebas varía ampliamente, y los datos de un tipo de prueba pueden no coincidir con el de otro tipo. Además, existe el hecho de que las unidades físicas varían de acuerdo a los fabricantes. Entonces, los datos para los diferentes materiales por lo general se clasifican en términos relativos dentro de los límites de un mismo método de ensayo dado, o pueden ponerse de acuerdo mediante equivalencias entre un método y otro.

A continuación se resumen las distintas pruebas en materiales de freno:

2.1.1. Métodos de ensayo para materiales de freno con influencia de factores externos al vehículo

Son pruebas desarrolladas en condiciones reales. Se extiende desde simples pruebas de arrastre a velocidad y a presión de contacto constante, hasta complejas pruebas de calificación de etapas múltiples, las cuales implican cambios programados en presión, velocidad, temperatura y contactos repetitivos que simulan eventos de frenado del vehículo.

2.1.1.1. Pruebas del vehículo en carretera

Procedimiento en el cual un vehículo es analizado en una pista de pruebas, es el método más básico para poner a prueba las prestaciones de cada unidad. Mediante instrumentos de medida se evalúan todos los sistemas del vehículo.



Figura 1 Pruebas del vehículo en carretera
Fuente: General Motors

2.1.1.2. Pruebas del vehículo Skid-Pads o superficies deslizantes

Esta prueba se realiza colocando un vehículo sobre una pista de pruebas húmeda, se realizan mediciones del tiempo y la distancia que le toma frenar a un vehículo. Los factores influyentes son la velocidad del vehículo, el porcentaje de humedad, los tipos de frenos, y los neumáticos.



Figura 2 Pruebas del vehículo Skid-Pads o superficies deslizantes

Fuente: euro car news

2.1.1.3. Pruebas del vehículo sobre dinamómetros

Los bancos de rodillos permiten medir los sistemas del vehículo sin necesidad de desmontar sus componentes. Esto permite realizar ensayos en el taller evitando pruebas en calle o ruta con lo riesgoso y dificultoso que esto resulta. La máquina consta de dos rodillos acoplados con el momento de inercia adecuado para realizar pruebas, en estos se posara el vehículo y mediante motores eléctricos con instrumentos de medida se evaluará las respuestas de frenado.



Figura 3 Pruebas del vehículo sobre dinamómetros

Fuente: Saenz Dynos

2.1.2. Métodos de ensayo para materiales de freno realizados en laboratorios

Estas pruebas están conformadas por varias máquinas de ensayo de materiales de fricción estándares a nivel de laboratorio. En donde, los elementos básicos incluyen un medio para aplicar una fuerza, la unidad estudiada, el contacto uniforme, y un medio para medir. Algunas pruebas implican velocidad constante, pero otros implican la desaceleración. Otras tantas, utilizan múltiples aplicaciones de carga. Además, pueden realizar la medición de temperatura y otros factores deseados.

2.1.2.1. Pruebas en dinamómetros inerciales a escala

Ensayo realizado netamente en laboratorios, para este procedimiento solo interesa los componentes del freno, los cuales se acoplan a un sistema que simula las condiciones del entorno vehículo – neumático. Mediante motores eléctricos se aplican las fuerzas a los frenos y se evalúan.

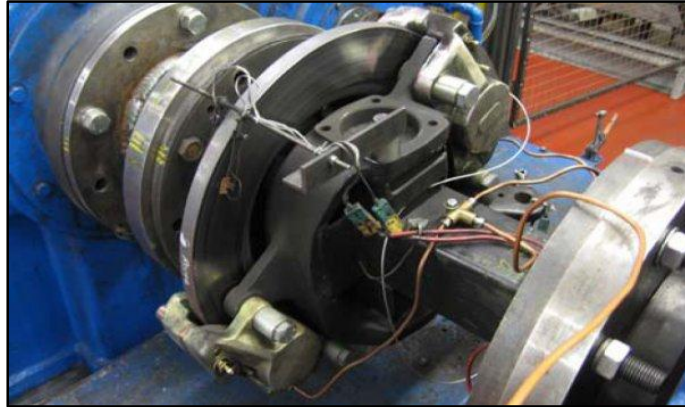


Figura 4 Pruebas en dinamómetros inerciales a escala

Fuente: ASTM international

2.1.2.2. Laboratorio de tribómetros

Semejante a la anterior, esta prueba es realizada solo en laboratorios especializados, siendo la prioridad, determinar los comportamiento tribológicos (fricción y desgaste) de los materiales usados para fabricar los componentes de los frenos.



Figura 5 Laboratorio de tribómetros

Fuente: Bruker

2.2. BASES TEÓRICO CIENTÍFICAS

2.2.1. Diseño en ingeniería

Según Shigley, el diseño es un proceso innovador y altamente iterativo. También es un proceso de toma de decisiones, que en ocasiones deben tomarse con muy poca información, en otras con apenas la cantidad adecuada y en ocasiones con un exceso de información parcialmente contradictoria. Lo importante es que el diseñador en ingeniería debe sentirse personalmente cómodo cuando ejerce la función de toma de decisiones y de resolución de problemas, esto debido a que las bases de su capacidad y conocimientos son extensas.

También nos dice, que las fases e interacciones del proceso de diseño empieza con el reconocimiento de la necesidad, luego se define el problema, se realiza una síntesis de información, esta se analiza y optimiza, se evalúa el diseño, y por último, se presenta el resultado. En donde todos estos pasos deben ser iterativos y dependientes uno del otro.

2.2.2. Tribología

Al momento de manufacturar una superficie se originan varios defectos. Estos defectos, y otras texturas de la superficie, son relevantes en los procesos y operaciones de manufactura, así como en la vida de servicio de los productos. Aquellos aspectos se describen como fricción, desgaste y lubricación que en conjunto se conocen como tribología.

2.2.2.1. Fricción

La fricción se origina por el contacto de dos superficies con una fuerza normal a estas. Este fenómeno se ve reflejado en la limitación del movimiento. La fricción disipa energía, generando calor, que puede tener efectos perjudiciales en la operación, afectando significativamente el flujo y la deformación de los materiales en los procesos.

2.2.2.2. Desgaste

El desgaste es la alteración de la superficie de algún elemento de máquina, y puede ocasionar un daño grave a ésta. La importancia del desgaste es evidente en la cantidad de partes y componentes que continuamente tienen que reemplazarse o repararse.

2.2.2.3. Lubricación

La lubricación es la aplicación de fluidos entre piezas en contacto durante el régimen de operación, su objetivo es controlar la fricción y el desgaste, así como reducir las fuerzas y presión de contacto, evitando llegar a la temperatura de fusión.

2.2.3. Desgaste abrasivo

La ASTM define el desgaste abrasivo como la pérdida de masa resultante de la interacción entre partículas o asperezas duras que son forzadas contra una superficie y se mueven a lo largo de ella. La diferencia entre desgaste abrasivo y desgaste por deslizamiento es el grado de desgaste entre los cuerpos involucrados (mayor en el desgaste abrasivo), ya sea por la naturaleza, tipo de material, composición química, o por la configuración geométrica.

Existen básicamente dos tipos de desgaste abrasivo, estos son: desgaste abrasivo entre dos cuerpos o a tres cuerpos. En abrasión entre dos cuerpos, el desgaste es causado por rugosidades duras pertenecientes a una de las superficies en contacto, mientras que la abrasión a tres cuerpos, el desgaste es provocado por partículas duras sueltas entre las superficies que se encuentran en movimiento relativo. Como ejemplo de desgaste abrasivo entre dos cuerpos, se tiene un taladro penetrando una roca, mientras que a tres cuerpos se puede citar el desgaste sufrido por las mandíbulas de una trituradora al quebrar la roca, o por la presencia de partículas contaminantes en un aceite que sirve para lubricar las superficies en contacto deslizante.

2.2.4. Normas ASTM y los Métodos de prueba para ensayos de fricción y desgaste según estas normas

La ASTM International es una de las organizaciones internacionales de desarrollo de normas más grande del mundo. Mantiene un sólido liderazgo en la definición de los materiales y métodos de prueba en casi todas las industrias. De forma tal, los innovadores servicios comerciales de ASTM International, mejoran el rendimiento y ayudan a todos a confiar en los artículos que compran y utilizan, desde un juguete en manos de un niño hasta los aviones que nos sobrevuelan.

Para el desarrollo de normas, la ASTM International cuenta con comités técnicos, los cuales se dividen en Metales ferrosos; Metales no ferrosos; Materiales cementosos, de cerámica, concreto y mampostería; Materiales varios; Temas varios; Materiales para aplicaciones específicas; y Corrosión, deterioro y degradación de materiales. Siendo este último comité, donde encontramos a los ensayos de fricción y desgaste, denominados con la nomenclatura ASTM G.

2.2.5. Sistema de frenos

Es un conjunto de componentes capaces detener o disminuir la velocidad de algún cuerpo, en la mayoría de los casos se aplican en los ejes de transmisión, ya sea directamente sobre estos, o indirectamente sobre un dispositivo acoplado.

Los frenos son considerados convertidores de energía, la energía cinética de un cuerpo la transforman en calor o trabajo.

En las bases teóricas del diseño se consideran como un elemento de máquina, y en las teorías de control se encuentran como actuadores.

2.2.5.1. Frenos tipo tambor

Tipo de freno donde la fricción se origina por un par de zapatas que ejercen presión contra la superficie interior de un tambor giratorio, el cual es solidario al eje o a la rueda.

2.2.5.2. Frenos tipo disco

Este freno realiza fricción mediante un par de pastillas que actúan sobre las caras de un disco, el cual está unido a la rueda o al eje.

2.2.6. Frenos tipo disco y sus componentes

El freno de disco es un sistema usado generalmente en las ruedas de vehículos. Consta de una parte móvil, llamada disco, el cual está unido con la rueda que gira; y de una parte con alto coeficiente de fricción, es decir, las pastillas aplican una fuerza de rozamiento sobre las superficies del disco, suficiente como para transformar en calor toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento, con la finalidad de detenerlo o reducir su velocidad, según sea la necesidad del conductor. Esta inmensa cantidad de calor debe ser expulsada del sistema lo más rápido posible, y esto se da, mediante la transferencia de calor por convección entre el disco y el medio ambiente. Similar en esto al freno de tambor, pero la diferencia radica en la superficie de frenado, el freno de disco tiene menor superficie de frenado pero la expulsión del calor al ambiente es mucho más efectiva.

Los componentes del sistema de freno tipo disco son:

2.2.6.1. Discos

Superficie solidaria a la rueda donde se aplica la fuerza fricción. El material usado para su fabricación es generalmente acero. Se encuentran en diferentes configuraciones, algunos son de superficies constantes, mientras otros, están rayados o tienen agujeros uniformemente distribuidos que los atraviesan. A estos últimos, se

les denomina discos ventilados. Las diversas configuraciones son diseñadas para ayudar a evacuar el calor del sistema.

2.2.6.2. Mordazas, calipers o pinzas

La mordaza es el armazón de las pastillas y los pistones de freno. Existen mordazas flotantes o fijas. Las fijas no presentan movilidad en relación al disco de freno, y llevan uno o más pares de pistones. Por consiguiente, al accionarse, presionan las pastillas por ambos lados del disco. Generalmente son más complejas y costosas que las mordazas flotantes.

Las mordazas flotantes, llamadas también mordazas deslizantes, tienen movilidad en relación al disco de freno. Un pistón, ubicado en uno de los lados, empuja la pastilla hasta producir contacto con la superficie del disco, haciendo que la mordaza y la pastilla de freno interior se desplacen. Por lo tanto, se aplica la presión a ambos lados del disco logrando la acción de frenado.

Sin embargo, las mordazas flotantes pueden atascarse debido a la suciedad o corrosión acumulada cuando el vehículo no es utilizado durante tiempos prolongados, a esta falla se le conoce como enclavamiento de la mordaza. En consecuencia a esto, la pastilla de freno de la mordaza hará fricción con el disco aun cuando el freno no esté siendo acciona, ocasionando un desgaste acelerado de la pastilla, desequilibrio en el frenado, recalentamiento del sistema, y un menor rendimiento del combustible, es decir, se pierde la capacidad de frenado.

2.2.6.3. Pistones o cilindros

Los pistones son los responsables de empujar la pastilla contra el disco con una presión constante mediante el líquido de frenos. Además de su fijación al sistema, se necesitan sellos que impidan el escape de la presión ejercida por el líquido de frenos cuando son accionados. En caso existan dos o más pistones, se deben sincronizar

el recorrido de los mismo para lograr uniformizar el frenado y el desgaste.

2.2.6.4. Pastillas de freno

Las pastillas tienen por función producir una alta fricción contra el disco. Son elaborados de materiales compuestos, los cuales determinan la duración, potencia de frenado y su comportamiento en condiciones adversas.

Su mantenimiento debe ser realizado cuidadosamente debido a su importancia en el sistema de frenado, y en todo caso, deben ser reemplazados oportunamente, basándose en el recorrido total del carro, años de conducción del vehículo, o algunas pastillas están equipadas con un sensor que alerta al conductor cuando es necesario hacerlo.

Dentro de las pastillas de freno encontramos los siguientes tipos:

- **Cerámicas:** pastillas compuestas por cerámica y fibra de cobre. Este tipo se caracteriza por controlar la tendencia de perder potencia de frenado a mayor temperatura, es decir, recuperen sus prestaciones luego de detener el vehículo.
- **Orgánicas:** compuestas por materiales como el grafito, resinas y fibras, estas son de alta calidad y adherencia al frenar, originan menos calor a comparación de las metálicas, pero este tipo de pastillas necesitan un primer kilometraje a velocidades controladas.
- **Semimetálicas o metálicas:** conformadas generalmente por hierro como materiales de fricción, se caracteriza por no variar demasiado sus prestaciones tanto en condiciones de seco como en mojado, por lo tanto, a comparación de los otros tipos de pastilla presenta mejor frenada en condiciones

de mojado. Además, su vida útil es muy elevada, llegando a alcanzar los 150 000 kilómetros. Así como, la transferencia de calor es mucho mayor que en los otros tipos.

Sin embargo, los fabricantes de vehículos varían la composición de las pastillas utilizando aproximadamente 250 materiales. De los cuales, se emplean entre 16 a 18 para componer pastillas de alta calidad.

La composición típica de la mayoría de las pastillas de freno es la siguiente:

- 20% aglomerantes: Resina fenólica, caucho
- 10% metales: Lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio
- 10% fibras: Fibras de carbón, fibras orgánicas, lana mineral, fibras químicas
- 25% material de relleno: Óxido de aluminio, óxido de hierro, sulfato sódico
- 35% deslizantes: Grafito, sulfuro de cobre, sulfuro de antimonio.

2.2.7. Conceptos mecánicos - eléctricos aplicados

2.2.7.1. Sistemas de fuerzas

En general, la fuerza se considera como un “empujón” o un “jalón” ejercido por un cuerpo sobre otro. Esta interacción puede ocurrir cuando hay un contacto directo entre los cuerpos, o bien puede ocurrir a través de una distancia cuando los cuerpos están separados físicamente. En cualquier caso, una fuerza se caracteriza por su magnitud, dirección y punto de aplicación.

Dentro de las fuerzas internas que actúan en un cuerpo se encuentra una fuerza normal, una fuerza cortante y un momento flector. La fuerza normal interna es aquella perpendicular al plano de referencia del cuerpo. Se define como la reacción perpendicular de un cuerpo hacia otro cuerpo que está apoyado sobre su superficie, o la fuerza que ejerce sobre los cuerpos una superficie cuya dirección es perpendicular. De acuerdo con la tercera ley de Newton o "Principio de acción y reacción", la superficie debe ejercer sobre el cuerpo una fuerza de la misma magnitud y de sentido contrario.

Las fuerzas aplicadas a un cuerpo se pueden denominar como esfuerzos de tracción, compresión, deflexión y de torsión. Donde la fuerza cortante es originada por una deflexión del cuerpo, y el momento flector es causado por un torque sobre el cuerpo.

2.2.7.2. Análisis por elemento de barra 2-D con limitación multipunto

Considerando una barra prismática uniforme delimitada en sus extremos por nodos, con longitud, sección, y módulo de elasticidad conocido; se le aplica fuerzas en sus nodos, los cuales originan esfuerzos internos, y deformaciones o desplazamientos.

Esta barra se encuentra ubicada en los ejes coordenados $x - y$, sin embargo, no pertenece a ninguna de los dos ejes. Por lo tanto, se dice que este elemento de barra se direcciona en los ejes $x' - y'$, los cuales son los ejes $x - y$ pero con un ángulo de giro con respecto a su punto de origen.

Además, sumado a esta variación de ejes, las fuerzas aplicadas y resultantes del elemento barra pueden ser no convencionales, es decir, tampoco se encuentran en los ejes $x - y$ conocidos, sino que también tienen un ángulo de incidencia sobre los nodos de la barra. Por lo tanto, el método de análisis con limitación multipunto permite encontrar los esfuerzos y las deformaciones ocasionados por las

fuerzas aplicadas al elemento barra, cuando estos se encuentran en los ejes $x' - y'$, o con ángulos de variación.

2.2.7.3. Diseño de ejes de transmisión para el esfuerzo según fallas por fatiga debidas a cargas variables

Una manera muy precisa con la realidad para el diseño de ejes, planteado en el libro de Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, es utilizando el criterio de Goodman más la ecuación de Marin.

El criterio de Goodman resuelve la búsqueda del diámetro mediante factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, así como también, determina el factor de seguridad contra la fatiga del diseño.

Por otro lado, Marin identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. Él logró ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas en un extenso análisis estadístico del acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave).

2.2.7.4. Flujo laminar

Se llama flujo laminar o corriente laminar, al movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado, suave. En un flujo laminar el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse y cada partícula de fluido sigue una trayectoria suave, llamada línea de corriente. En flujos laminares el mecanismo de transporte lateral es exclusivamente molecular.

El flujo laminar es típico de fluidos a velocidades bajas o viscosidades altas, mientras fluidos de viscosidad baja, velocidad alta o grandes caudales suelen ser turbulentos. El número de Reynolds es un parámetro adimensional importante en las ecuaciones que describen en qué condiciones el flujo será laminar o turbulento.

2.2.7.5. Motor de inducción

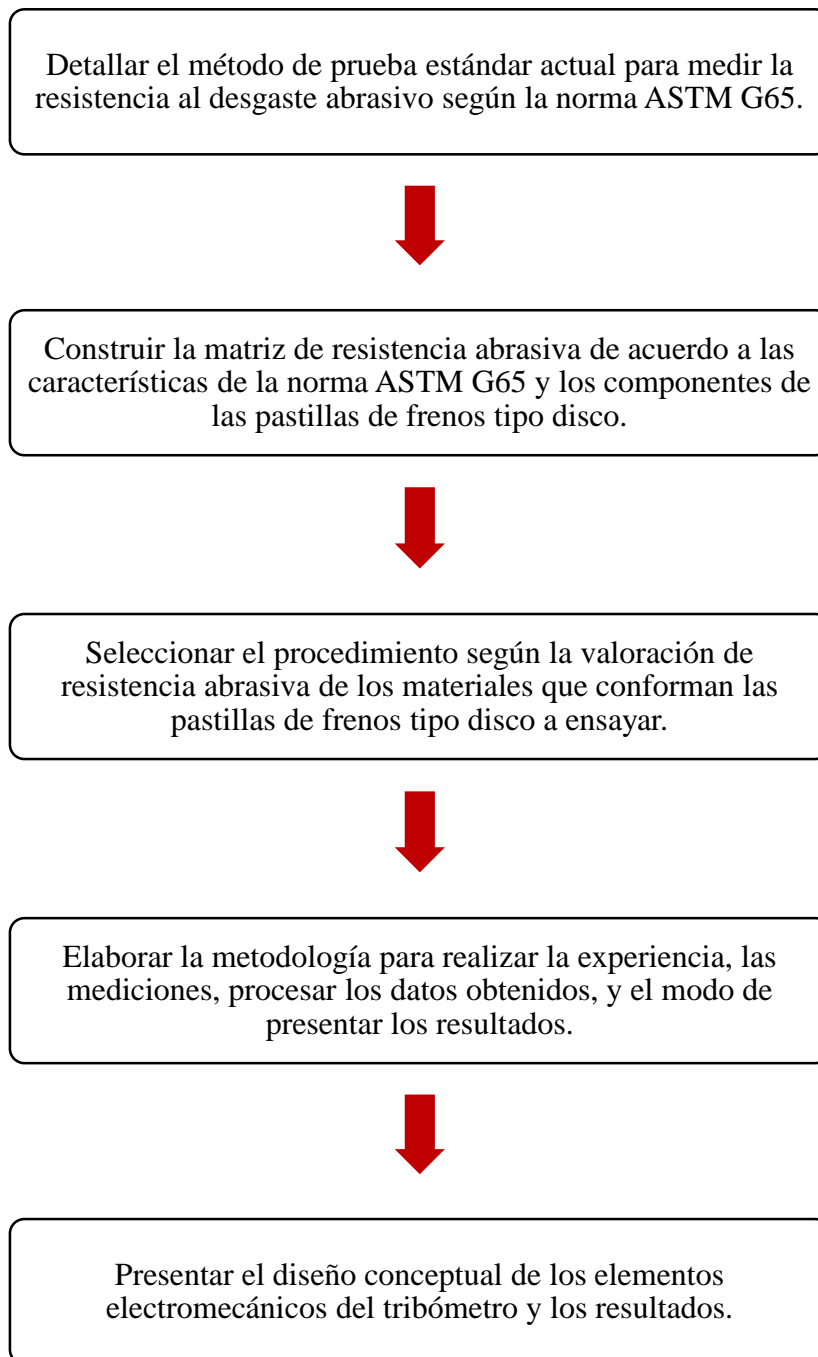
Los motores eléctricos son máquinas capaces de convertir energía eléctrica en energía mecánica. Particularmente los motores asíncronos o de inducción son un tipo de motor de corriente alterna trifásica en el que la corriente eléctrica del rotor necesaria para producir torsión es inducida por inducción electromagnética del campo magnético de la bobina del estator.

Dentro de los motores de inducción encontramos clases de diseño A, B, C y D; los cuales tienen características diferentes, pero las más importantes son la corriente de arranque, el par de arranque y la aceleración hacia la velocidad de arranque.

Para la selección de un motor de inducción es necesario identificar la necesidad de potencia, corriente de arranque, corriente nominal, tensión nominal, velocidad, eficiencia, torque de arranque, torque nominal, torque máximo, factor de potencia nominal; debido a que estos parámetros son los proporcionados por el fabricante.

III. DISEÑO

3.1. Fases del proceso de diseño



3.2. ASTM G65: Método de prueba estándar para medir la abrasión en seco utilizando la máquina de la rueda de caucho/arena

El ensayo ASTM G65, también llamado ensayo de arena seca sobre rueda de caucho, es uno de los métodos de prueba de abrasión más experimentado. El ensayo consta del abrasivo (principalmente arena seca), la muestra o probeta a ensayar, y de una rueda cubierta con caucho. En donde, el abrasivo se alimenta entre la muestra y la rueda de caucho giratorio. La severidad de desgaste abrasivo en cualquier sistema dependerá del tamaño, la forma y la dureza de las partículas abrasivas; de la tensión impuesta por la partícula, y de la frecuencia del contacto de las partículas abrasivas. En la práctica, estas condiciones son estandarizadas para desarrollar una condición uniforme de desgaste.

Debido a que la abrasión es el factor predominante causante del deterioro de los materiales, el valor de la práctica reside en la predicción, según los datos obtenidos de pérdida de volumen, de la posición relativa respecto al desgaste abrasivo de los diversos materiales según condiciones uniformes. Esto es, gracias a la realización de una comparación entre los datos de prueba obtenidos de varios materiales, se puede aproximar la vida del material en un entorno abrasivo. Pero, ya que la práctica no trata de duplicar todas las condiciones reales de un proceso, no debe ser utilizado para predecir la resistencia abrasiva exacta de un determinado material en un entorno específico.

La flexibilidad paramétrica (como por ejemplo, la carga, velocidad de deslizamiento y la distancia, el tamaño y la calidad de la arena) de esta configuración puede proporcionar muchas ventajas en la simulación de diversos sistemas tribológicos. Por lo tanto, este método de ensayo mediante sus diferentes procedimientos de laboratorio cubre una amplia gama de materiales (metálicos, cerámicos, plásticos, materiales compuestos y revestimientos).

Los resultados del procedimiento de abrasión se reportan como pérdida de volumen. Además, para lograr la uniformidad entre los laboratorios, este método de prueba exige que la pérdida de volumen debido a la abrasión se

presente sólo en el sistema métrico, es decir, en milímetros cúbicos. Este resultado dependerá de la resistencia a la abrasión de los materiales, a mayor resistencia se tendrá una pérdida de volumen más bajo, y viceversa.

Esta norma no hace referencia a los problemas de seguridad originados al momento de la experimentación. Es responsabilidad del usuario de esta norma establecer la seguridad apropiada y prácticas de salud, así como determinar las limitaciones reglamentarias antes de su uso. ($1 \text{ mm}^3 = 6,102 \times 10^{-5} \text{ pulg}^3$)

3.2.1. Procedimientos y parámetros según la norma ASTM G65

Este método de prueba cubre cinco procedimientos estándares apropiados para determinados grados de resistencia al desgaste abrasivo, y según el espesor del material de ensayo, es decir, el grosor de la probeta.

3.2.1.1. Procedimiento A

Prueba relativamente severa para clasificar materiales, principalmente metálicos, en una escala de pérdida de volumen bajo. Es concretamente útil en la clasificación de los materiales de resistencia a la abrasión extrema.

Tabla 1 Descripción del procedimiento A

PROCEDIMIENTO TIPO	A
RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL	Extrema
PROBETA (Largo x Alto x Grosor)	25,4 x 76,2 x 12,7 mm
CARGA	250 N
EQUIVALENCIA DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO	6000 revoluciones
DISCO (Diámetro x Grosor)	229 x 9,5 mm
VELOCIDAD	200 RPM
MATERIAL DEL DISCO	Acero con 12% de cromo aleado con vanadio (X 155)
CANTIDAD DE MATERIAL ABRASIVO	600 gr/min

Fuente: elaborado en base a los parámetros del procedimiento A

3.2.1.2. Procedimiento B

Es una pequeña variación del procedimiento “A”. Utilizado para materiales de alta resistencia abrasiva, así como también es útil en la clasificación de los materiales de resistencia a la abrasión media y baja. El procedimiento “B” debe utilizarse cuando los valores de pérdida de volumen obtenidos por el procedimiento “A” superan los 100 mm³.

Tabla 2 Descripción del procedimiento B

PROCEDIMIENTO TIPO	B
RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL	Alta
PROBETA (Largo x Alto x Grosor)	25,4 x 76,2 x 12,7 mm
CARGA	250 N
EQUIVALENCIA DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO	2000 revoluciones
DISCO (Diámetro x Grosor)	229 x 9,5 mm
VELOCIDAD	200 RPM
MATERIAL DEL DISCO	Fundición laminar Perlítica-férrica (GG 25)
CANTIDAD DE MATERIAL ABRASIVO	400 gr/min

Fuente: elaborado en base a los parámetros del procedimiento B

3.2.1.3. Procedimiento C

Es una variación de los procedimientos “A” y “B”, utilizada para los materiales con probetas dispuestas en capas delgadas.

Tabla 3 Descripción del procedimiento C

PROCEDIMIENTO TIPO	C
RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL	Alta
PROBETA (Largo x Alto x Grosor)	25,4 x 76,2 x 3,2 mm
CARGA	250 N
EQUIVALENCIA DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO	1000 revoluciones
DISCO (Diámetro x Grosor)	229 x 9,5 mm
VELOCIDAD	200 RPM
MATERIAL DEL DISCO	Fundición laminar Perlítica-férrica (GG 25)
CANTIDAD DE MATERIAL ABRASIVO	400 gr/min

Fuente: elaborado en base a los parámetros del procedimiento C

3.2.1.4. Procedimiento D

Variación del procedimiento “A”, diferenciado por una carga más ligera, particularmente útil en la clasificación de materiales de baja resistencia a la abrasión. También se utiliza en la clasificación de materiales que se aproximan a las tasas de pérdida de volumen desarrollado por el procedimiento “A”.

Tabla 4 Descripción del procedimiento D

PROCEDIMIENTO TIPO	D
RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL	Baja
PROBETA (Largo x Alto x Grosor)	25,4 x 76,2 x 12,7 mm
CARGA	20 N
EQUIVALENCIA DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO	6000 revoluciones
DISCO (Diámetro x Grosor)	229 x 9,5 mm
VELOCIDAD	200 RPM
MATERIAL DEL DISCO	Acero (ST 37)
CANTIDAD DE MATERIAL ABRASIVO	30 gr/min

Fuente: elaborado en base a los parámetros del procedimiento D

3.2.1.5. Procedimiento E

Variación del procedimiento “B”, utilizado en la clasificación de los materiales con una resistencia a la abrasión media o baja.

Tabla 5 Descripción del procedimiento E

PROCEDIMIENTO TIPO	E
RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL	Media
PROBETA (Largo x Alto x Grosor)	25,4 x 76,2 x 12,7 mm
CARGA	130 N
EQUIVALENCIA DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO	1000 revoluciones
DISCO (Diámetro x Grosor)	229 x 9,5 mm
VELOCIDAD	200 RPM
MATERIAL DEL DISCO	Acero al carbono medio (CK 45)
CANTIDAD DE MATERIAL ABRASIVO	150 gr/min

Fuente: elaborado en base a los parámetros del procedimiento E

3.2.2. Valoración ponderada de los parámetros del ensayo según la norma ASTM G65

A continuación se tiene la explicación, denominación por siglas, y respectiva valoración ponderada de los parámetros para cada uno de los procedimientos según la norma ASTM G65 descritos anteriormente.

3.2.2.1. Nivel de resistencia abrasiva del material a ensayar

En primer lugar, los procedimientos existentes son de acuerdo a los niveles de resistencia abrasiva del material a ensayar, por lo tanto, se tiene lo siguiente.

Tabla 6 Niveles de resistencia abrasiva de los materiales

RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL
Extrema
Alta
Media
Baja

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

3.2.2.2. Carga aplicada

Es la carga ejercida sobre la probeta, para enfrentarla al disco caucho-arena. Se denominara por [C] y existen tres niveles de carga, los cuales tienen una valoración ponderada del 1 al 3, siendo 1 la carga más baja y 3 la más alta.

Tabla 7 Valoración de la carga aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65

Valoración Ponderada	CARGA	CANTIDAD	MAGNITUD
1	C_1	20	N
2	C_2	130	N
3	C_3	250	N

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

3.2.2.3. Distancia de deslizamiento

La distancia de deslizamiento es la longitud total de caucho más arena enfrentada a la probeta, en otras palabras, se puede describir como la cantidad de vueltas que da el disco caucho-arena en un ensayo. Se reconocerá como $[DD]$ y según lo anterior, tenemos lo siguiente.

Tabla 8 Valoración de la distancia de deslizamiento aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65

DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO	CANTIDAD	MAGNITUD
DD_1	718	m
DD_2	1436	m
DD_3	4309	m

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

Sin embargo, como el disco caucho-arena es de igual medida en los cinco procedimientos, es necesario convertir las unidades de la distancia de deslizamiento de metros a número de vueltas o

revoluciones, permitiendo un control más eficaz de este parámetro al momento del ensayo.

Para la conversión de metros a revoluciones se tiene,

$$DD_{rev} = \frac{DD}{\phi * \pi} * 1000 \text{ [revoluciones]}$$

Donde:

DD: Distancia de deslizamiento [m]

Ø: Diámetro total del disco [mm]

DD_{rev}: Distancia de deslizamiento en revoluciones [rev]

Tabla 9 Equivalencia de la valoración de la distancia de deslizamiento aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65

Valoración Ponderada	EQUIVALENCIA DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO	SEGÚN FÓRMULA	CANTIDAD APROXIMADA	MAGNITUD
1	DD _{rev1}	998	1000	revoluciones
2	DD _{rev2}	1996	2000	revoluciones
3	DD _{rev3}	5990	6000	revoluciones

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

Los tres niveles de distancia de deslizamiento tienen una valoración ponderada del 1 al 3, siendo 1 la distancia menor y 3 la más alta.

3.2.2.4. Medidas de la probeta

Son las dimensiones con las cuales la muestra del ensayo inicia el procedimiento. El largo y alto tienen un solo valor para todos los procedimientos, sin embargo, el grosor varía en uno de estos. Por lo tanto, esta característica tendrá una variable [P] y una valoración ponderada de 1 para un grosor mínimo, y 2 para el grosor mayor.

Tabla 10 Valoración de la probeta ensaya en los procedimientos según la norma ASTM G65

Valoración Ponderada	PROBETA	CANTIDAD	MAGNITUD
-	Largo	25.4	mm
-	Alto	76.2	mm
1	G_1	3.2	mm
2	G_2	12.7	mm

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

3.2.2.5. Medidas del disco

El disco caucho-arena es en realidad un disco de metal con una cubierta circunferencial de caucho al cual se le vierte un flujo constante de arena, motivo por el cual lleva este nombre.

Se tiene una sola medida, identificada por $[D]$ y la valoración ponderada en este caso será la unidad.

Tabla 11 Valoración del tamaño del disco aplicado en los procedimientos según la norma ASTM G65

Valoración Ponderada	DISCO $[D]$	CANTIDAD	MAGNITUD
1	Diámetro	229	mm
	Grosor	9.5	mm

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

3.2.2.6. Velocidad

Es el parámetro referido a la velocidad angular en revoluciones por minuto a la cual el disco caucho-arena gira, se identificará por la variable $[V]$, y es única para todos los procedimientos. Por lo tanto, la valoración ponderada será la unidad.

Tabla 12 Valoración de la velocidad aplicada en los procedimientos según la norma ASTM G65

Valoración Ponderada	VELOCIDAD	CANTIDAD	MAGNITUD
1	V	200	RPM

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

3.2.2.7. Material del disco

Condición referida solo al disco de metal, el cual será expuesto a variaciones de temperatura debido a la fricción originada entre la probeta y el disco, la cual dependerá de la exigencia del material, es decir, de la resistencia al desgaste abrasivo de la probeta. El material del disco se reconocerá por la variable $[MD]$, y su valoración ponderada será del 1 al 4, siendo 1 el tipo de acero con menores prestaciones, y el número 4 un acero con mejores características.

Tabla 13 Valoración del material del disco aplicado en los procedimientos según la norma ASTM G65

Valoración Ponderada	MATERIAL DEL DISCO	DENOMINACIÓN	
1	MD_1	Acero	ST 37
2	MD_2	Acero al carbono medio	CK 45
3	MD_3	Fundición laminar Perlítica-férrica	GG 25
4	MD_4	Acero con 12% de cromo aleado con vanadio	X 155

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

3.2.2.8. Flujo másico de material abrasivo

Por último, para simular un desgaste abrasivo es necesaria la presencia de un material que produzca dicho efecto en la probeta. Para esta necesidad aparece un material como la alúmina u óxido de aluminio. Semejante a la sílice, es un compuesto abrasivo, y resistente a temperaturas elevadas. Este flujo de material será vertido entre el disco y la probeta, en donde, mediante la cubierta de caucho, la alúmina podrá impactar contra la probeta. Se reconocerá por la variable $[FMA]$, y su valoración ponderada será del 1 al 4, en donde el 1 será el flujo másico menor y 4 el mayor, medidos en gramos por minutos.

Tabla 14 Valoración del flujo de material abrasivo aplicado en los procedimientos según la norma ASTM G65

Valoración Ponderada	FLUJO DE MATERIAL ABRASIVO	MATERIAL ABRASIVO	FLUJO	MAGNITUD
1	FMA_1	Alúmina	30	gr/min
2	FMA_2	Alúmina	150	gr/min
3	FMA_3	Alúmina	400	gr/min
4	FMA_4	Alúmina	600	gr/min

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

3.2.3. Valoración ponderada de los procedimientos según la norma ASTM G65 y la resistencia abrasiva de los materiales a ensaya

De los procedimientos de la norma ASTM G65 y la valoración ponderada según sus respectivos parámetros, mencionados en los puntos anteriores, tenemos los siguientes cuadros.

Tabla 15 Valoración total de los procedimientos según la norma ASTM G65

PROCEDIMIENTO TIPO	RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL	CARGA [C]	DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO [DD]	PROBETA [P]
A	Extrema	3	3	2
B	Alta	3	2	2
C	Alta	3	1	1
D	Baja	1	3	2
E	Media	2	1	2

PROCEDIMIENTO TIPO	DISCO [D]	VELOCIDAD [V]	MATERIAL DEL DISCO [MD]	CANTIDAD DE MATERIAL ABRASIVO [FMA]
A	1	1	4	4
B	1	1	3	3
C	1	1	3	3
D	1	1	1	1
E	1	1	2	2

PROCEDIMIENTO TIPO	Valoración Ponderada $\Sigma[C + DD + P + D + V + MD + FMA]$
A	18
B	15
C	13
D	10
E	11

Fuente: elaborado en base a los parámetros de la norma ASTM G65

De las tabla 15 se obtiene la valoración ponderada para cada uno de los procedimientos de la norma ASTM G65. Luego, se representa el rango numérico en el cual se puede ubicar los diferentes ensayos de resistencia abrasiva según el material.

Tabla 16 Rangos numéricos de los procedimientos según la norma ASTM G65

PROCEDIMIENTO TIPO	RANGO
A	$15 < \text{Resistencia Abrasiva} \leq 18$
B	$13 < \text{Resistencia Abrasiva} \leq 15$
C	$11 < \text{Resistencia Abrasiva} \leq 13$
D	$\text{Resistencia Abrasiva} \leq 10$
E	$\text{Resistencia Abrasiva} \leq 11$

Fuente: elaborado en base a las valoraciones totales de los procedimientos de la norma ASTM G65

3.2.4. Valoración ponderada de las pastillas de frenos tipo disco según la resistencia abrasiva de sus materiales componentes

Dentro de la conformación de las pastillas de frenos tipo disco tenemos varios materiales con diferentes niveles de resistencias abrasivas, los cuales están presentes en diferentes porcentajes. Por lo tanto, para poder ubicar a las pastillas de freno tipo disco dentro de algún procedimiento de la norma ASTM G65, es necesario valorar cuantitativamente los componentes de estas y poder uniformizar el valor de resistencia de desgaste abrasivo necesario para ubicarlo en un rango de la tabla anterior. Para evaluar los componentes de las pastillas de freno tipo disco se propone el siguiente cuadro.

Tabla 17 Valoración de las pastillas para freno de disco según sus componentes

COMPONENTE	CANTIDAD	RESISTENCIA ABRASIVA DEL MATERIAL	Valoración Ponderada	Valoración según porcentaje
Aglomerantes: Resina fenólica, caucho	20%	Media	11	2.2
Metales: Lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio	10%	Alta	13	1.3
Fibras: Fibras de carbón, fibras orgánicas, lana mineral, fibras químicas	10%	Alta	15	1.5
Material de relleno: Óxido de aluminio, óxido de hierro, sulfato sódico	25%	Baja	10	2.5
Deslizantes: Grafito, sulfuro de cobre, sulfuro de antimonio	35%	Extrema	18	6.3
VALORACIÓN PONDERADA TOTAL				13.8

Fuente: elaborado en base a la composición típica de la mayoría de las pastillas de freno mencionada en las bases teórico científicas

3.2.5. Selección del procedimiento según la valoración ponderada de resistencia abrasiva de los materiales que conforman las pastillas de frenos tipo disco a ensayar

Del análisis anterior, “Valoración ponderada de las pastillas de frenos tipo disco según la resistencia abrasiva de sus materiales componentes” se obtuvo un resultado cuantitativo de 13,8; y según la tabla de los rangos ubicamos a las pastillas de freno dentro del procedimiento "B" de la norma ASTM G65.

Con esto, tenemos los parámetros de partida para el desarrollo del diseño mecánico eléctrico de un tribómetro para ensayos de resistencia al desgaste abrasivo en pastillas de frenos tipo disco según la norma ASTM G65.

Como una acotación más, si bien es cierto los parámetros del procedimiento “B” son estandarizadas, pero no se puede pretender seguir con rigurosidad estas mismas. Dependerá del criterio de ingeniería si alguna condición se modifica en el transcurso del diseño.

3.3. METODOLOGÍA

De lo mencionado en la “Selección del procedimiento según la valoración ponderada de resistencia abrasiva de los materiales que conforman las pastillas de frenos tipo disco a ensayar”, el procedimiento “B” de la norma ASTM G65 es el más adecuado para ensayar los materiales compuestos de las pastillas de freno.

Entonces, según los parámetros del procedimiento “B” de la norma ASTM G65 redactados en la tabla 2; y reconociendo que no todos los parámetros mencionados coinciden con la necesidad para ensayos en los materiales compuestos de las pastillas de freno tipo disco; se procede a elaborar la metodología para realizar el ensayo de resistencia al desgaste abrasivo en este caso particular.

3.3.1. Variables iniciales de la probeta

Como todo ensayo, prueba o experimento de laboratorio es necesaria la participación de una muestra o probeta a la cual se le aplique una actividad para obtener resultados y evaluarlos posteriormente.

En este caso, la pastilla de freno tipo disco será a quien se le aplique una experiencia para obtener resultados, por lo tanto, la probeta viene a ser la pastilla de freno en sus dimensiones originales. Si bien es cierto, según el procedimiento “B” de la norma ASTM G65 la probeta debe tener las siguientes medidas: 25,4 mm de largo; 76,2 mm de alto; y 12,7 mm de ancho. Pero estas medidas quedarían relevadas, debido a las dimensiones originales relativamente pequeñas de las pastillas de freno como para considerar extraer una parte estas.

Por lo tanto, los valores iniciales de la probeta serán los siguientes:

3.3.1.1. Tamaño inicial

De acuerdo al modelo de pastilla de freno tipo disco a ensayar. Dichas medidas deben ser tomadas con instrumentos de precisión como un vernier.

3.3.1.2. Masa inicial

De acuerdo al modelo de pastilla de freno tipo disco a ensayar. Debe considerarse el uso de balanzas electrónicas de precisión para obtener la masa inicial.

3.3.1.3. Volumen inicial

De acuerdo al modelo de pastilla de freno tipo disco a ensayar. Este dato puede calcularse con las medidas iniciales obtenidas o mediante probetas volumétricas.

3.3.2. Variables del banco de pruebas

Según el procedimiento “B” de la norma ASTM G65 tenemos los parámetros del banco de pruebas siguientes:

3.3.2.1. Fuerza normal sobre la probeta

Fuerza resultante entre el disco caucho-arena y la probeta: 250 N.

3.3.2.2. Número de ciclos por minuto

Velocidad angular del disco caucho-arena: 200 RPM.

3.3.2.3. Distancia de deslizamiento

Descrita por el disco caucho-arena: 2000 revoluciones. A modo de equivalencia, se podría definir a la distancia de deslizamiento como el tiempo de ensayo, debido a que 2000 revoluciones son 10 minutos de funcionamiento a 200 RPM.

3.3.2.4. Flujo laminar de material abrasivo

Es la cantidad de alúmina u óxido de aluminio, semejante a la sílice; o también se puede utilizar arena con granulometría constante; la cual debe ser a flujo laminar a una relación de masa por tiempo: 400 gr/min.

Estos parámetros serán considerados iguales a los del procedimiento estándar, debido a que no tienen dependencia directa con el material compuesto de las pastillas de freno. Además, el material del disco

en donde va apoyado el caucho será de fundición laminar Perlítica-ferrítica (GG 25) o un acero de similares prestaciones.

3.3.3. Variables finales de la probeta

Luego de realizar el ensayo se percibirá una pérdida de material por parte de la pastilla de freno tipo disco, por lo tanto, es necesario volver a tomar los datos de la probeta experimentada. Los cuales son:

3.3.3.1. Tamaño final

Medidas finales tomadas a la pastilla de freno tipo disco usada en el ensayo con instrumentos de precisión como un vernier.

3.3.3.2. Masa final

Mediante el uso de balanzas electrónicas de precisión debe obtenerse la masa final de la pastilla de freno tipo disco ensayada.

3.3.3.3. Volumen final

El volumen final de la pastilla de freno tipo disco ensayada puede calcularse con las medidas finales obtenidas o mediante probetas volumétricas.

3.3.4. Interpretación de datos

Con los valores iniciales y finales obtenidos del ensayo según la variación del procedimiento “B” de la norma ASTM G65 se procede a dos tipos de análisis.

3.3.4.1. Fórmula de resistencia al desgaste abrasivo

La resistencia a la abrasión es inversamente proporcional al volumen de la probeta perdido durante el ensayo, es decir, cuanto más resistente sea la pastilla de freno tipo disco a la abrasión, menos desgaste sufrirá la probeta. La expresión matemática para la resistencia al desgaste abrasivo es la siguiente:

$$R_a = \frac{1}{V_{des}}(1 + \alpha)$$

Donde:

R_a : Resistencia al desgaste abrasivo [1/mm³]

V_{des} : Volumen desgastado [mm³]

α : Variable que depende de la masa media de la probeta en el ensayo

$$\alpha = \frac{P_s}{P_C} \quad y \quad P_s = \frac{P_i + P_f}{2}$$

Donde:

P_i : Masa inicial de la probeta [g]

P_f : Masa final de la probeta [g]

P_C : Fuerza normal sobre la probeta [gf]

3.3.4.2. Porcentaje de masa pérdida y gráficos comparativos

Otro tipo de análisis indirecto comparativo es el de porcentajes de masa perdida. Mediante fórmula se obtiene el porcentaje de masa perdida para cada una de las probetas ensayadas.

$$P\% = \frac{P_i - P_f}{P_i} \times 100\%$$

Donde:

$P\%$: Porcentaje de masa pérdida

P_i : Masa inicial de la probeta [g]

P_f : Masa final de la probeta [g]

Luego se procede a comparar los porcentajes de pérdida de masa de las diferentes probetas ensayadas en cuadros de barras comparativos.

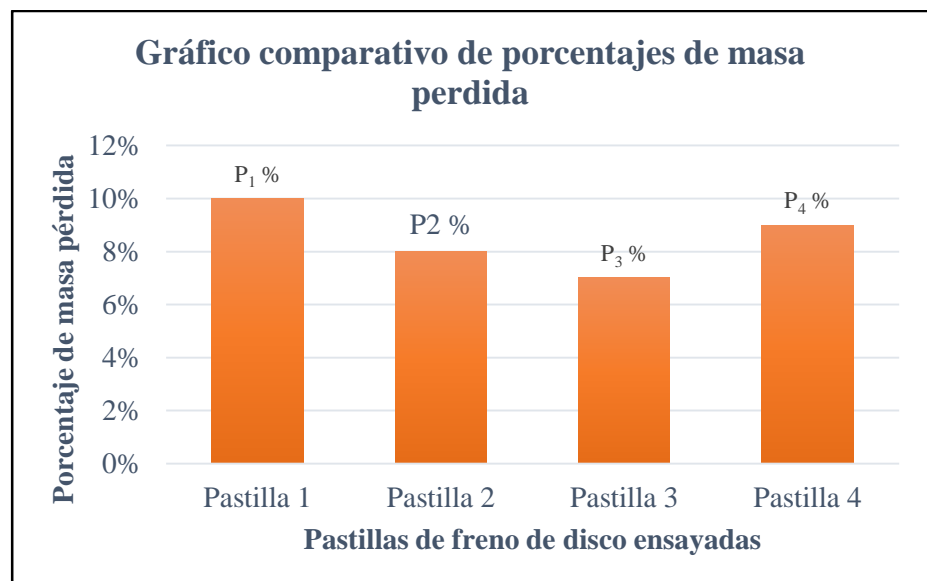


Figura 6 Modelo de gráfico comparativo de porcentajes de masa perdida para evaluar resultados del ensayo ASTM G65

Fuente: elaborado en base a la norma ASTM G65

3.4. DISEÑO CONCEPTUAL DE ELEMENTOS

3.4.1. Diagrama ASTM G65

Según la norma ASTM G65 los tribómetros usados para determinar la resistencia de desgaste abrasivo mediante la fórmula de resistencia al desgaste abrasivo y el porcentaje de masa pérdida con sus respectivos gráficos comparativos, tienen la siguiente estructura.

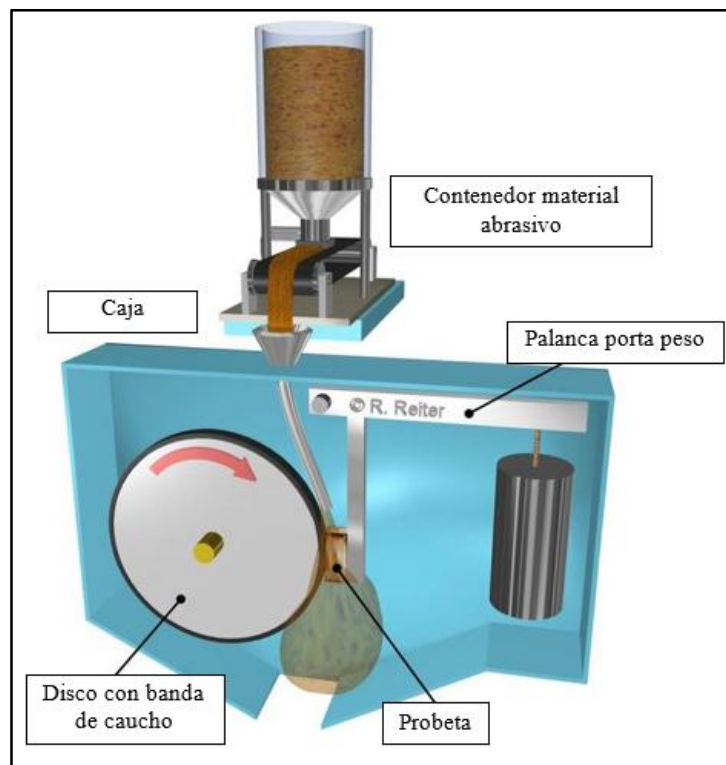


Figura 7 Configuración básica del tribómetro utilizado para la norma ASTM G65

Fuente: R. Reiter company

3.4.2. Elementos mecánicos

3.4.2.1. Disco con banda de caucho

El diseño del disco con la banda de caucho tiene por parámetros iniciales los dictados en la norma ASTM G65, procedimiento B, la cual nos proporciona la distancia de deslizamiento, el diámetro total y el espesor del disco.

Al principio, será necesario seleccionar según catálogos tanto el diámetro del disco de fundición y el grosor de la banda de caucho que lo rodeara, debido a que ambas partes tienen medidas estándares para su fabricación, y elevaría el costo si se manufactura con medidas diferentes a las normalizadas. Sin embargo, se deberá tener en cuenta la variación del diámetro total.

Para la selección anterior, se utilizará la distancia de deslizamiento en revoluciones, cuyo valor debe estar comprendido entre la distancia de deslizamiento, obtenida mediante cálculo utilizando el diámetro del disco dado por la norma, y la distancia de deslizamiento equivalente de la norma.

Además, se deberá evaluar si el espesor del disco dictado por la norma es el adecuado, por lo cual también tendremos una variación en esta medida.

Por último, se obtendrá un resumen de las características de todo el disco, conformado por el disco de fundición con su diámetro, espesor y masa; y de la banda de caucho con su espesor, ancho, longitud, ajuste y masa.

3.4.2.2. Eje de transmisión

Para realizar el diseño de este elemento se consideran las fuerzas y momentos de torsión aplicadas sobre el eje de transmisión; los cuales dependen del elemento disco, de la fuente motriz y del cojinete de apoyo.

Con todas las cargas dispuestas sobre el eje, se realizan los diagramas de momento flector y de par de torsión, los cuales son dos de momento flector, uno por cada eje perpendicular a la línea de acción del eje de transmisión; y un diagrama de par de torsión.

Luego, se combinan los planos ortogonales como vectores para obtener momentos totales, los cuales se diagraman para buscar los valores máximos de momentos de flexión.

Con el diagrama de momentos totales, y la configuración general del eje de transmisión, se procede a elegir los puntos críticos debido a la concentración de esfuerzos en los puntos de cambio de sección.

Luego, con el criterio de ED-Goodman se determina un diámetro tentativo mediante suposiciones, así como, se verifica luego los diámetros asignados de acuerdo a los esfuerzos aplicados sobre el eje.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right) \right\}^{1/3}$$

$$\sigma'_a = \left\{ \left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right\}^{1/2}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

donde:

S_e : Resistencia a la fatiga según factores de modificación [MPa]

S_{ut} : Resistencia a la tensión [MPa]

K_f : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión

K_{fs} : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión

M_a : Momento flexionante alternante [N.m]

M_m : Momento flexionante medio [N.m]

T_a : Par de torsión alternante [N.m]

T_m : Par de torsión medio [N.m]

n : Criterio de falla de Goodman.

d : Diámetro del eje [m]

σ'_a : Esfuerzos combinados alternantes [Pa]

σ'_m : Esfuerzos combinados medios [Pa]

Además, la ecuación de Marin se utiliza para aproximar el límite de resistencia a la fatiga del eje de transmisión debido a factores que modifican la resistencia a la tensión del material.

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

Donde:

k_a : Factor de modificación por la condición superficial.

k_b : Factor de modificación por el tamaño.

k_c : Factor de modificación por la carga.

k_d : Factor de modificación por la temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_f : Factor de modificación por efectos varios.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria [Pa]

$$S'_e = \begin{matrix} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{matrix}$$

S_{ut} : Resistencia a la tensión [Pa]

S_e : Resistencia a la fatiga según factores de modificación [Pa]

3.4.2.3. Palanca porta peso

El objetivo de la palanca es empujar la probeta de ensayo contra el disco de acero con banda de caucho, con una fuerza de magnitud 250 N , según parámetros de la norma ASTM G65, procedimiento B.

Para lograr su objetivo, la palanca porta peso tiene una disposición en forma de “L” con un travesaño entre los dos extremos. En su vértice medio, está fijado con un eje, permitiéndole girar en un plano de coordenadas $x - y$. Además, tiene un porta peso, debido a esto su nombre, en uno de sus extremos, es decir, un sujetador de forma que permite colgar una masa que originara la fuerza mencionada. Y por el otro extremo, presenta un sujetador porta probeta, valga la redundancia, encargado de acoplar la probeta en la palanca para ser empujada contra el disco de acero con banda de caucho.

Para el diseño de la palanca porta peso, utilizada en la norma ASTM G65, procedimiento B, se considera a todo el sistema como una estructura de barras, en las cuales, se aplican fuerzas en sus nodos y estas a su vez originan esfuerzos y deformaciones.

La importancia de realizar este diseño recae en calcular la magnitud de la masa necesaria para originar la fuerza entre la probeta y el disco. Además, de saber si el esfuerzo y los desplazamientos serán soportados por la estructura.

Para la estructura se considera utilizar un tubo LAC ASTM A500 cuadrado de $30 \times 30 \times 2\text{ mm}$ debido a su fabricación estándar, sus características mecánicas y su fácil maquinado, así como soldado. Las medidas fueron comprobadas en los resultados.

Se elabora un diagrama de cuerpo libre en donde se ubican las cargas, las sujeciones del sistema, y se enumeran los elementos barra.

Luego, mediante el Análisis por Elemento de Barra 2-D con Limitación Multipunto; se procede a encontrar el valor del peso necesario para ejercer una fuerza entre la probeta y el disco. En

segundo lugar, verificar los desplazamientos y fuerzas nodales (uniones de la estructura), así como los esfuerzos en cada uno de los elementos.

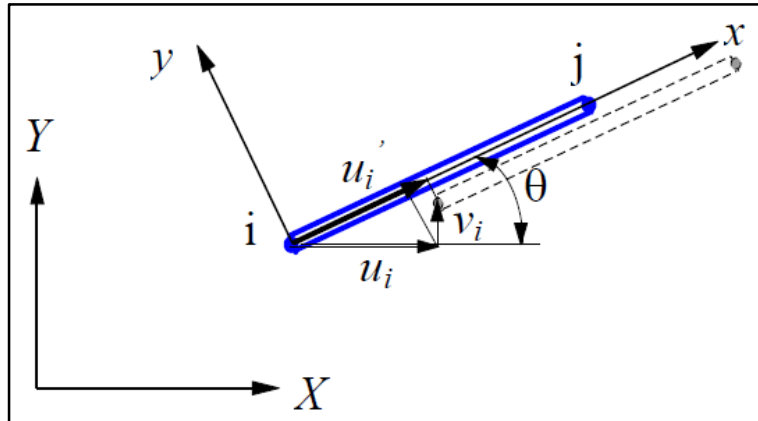


Figura 8 Diagrama del elemento barra 2-D desplazado un ángulo θ respecto al eje $x - y$

Fuente: Finite Element Method, Lecture notes

$$u'_i = u_i \cos \theta + v_i \sin \theta = [l \quad m] \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \end{Bmatrix}$$

$$v'_i = -u_i \sin \theta + v_i \cos \theta = [-m \quad l] \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \end{Bmatrix}$$

$$l = \cos \theta, \quad m = \sin \theta$$

Figura 9 Ecuaciones de transformación de los desplazamientos respecto al eje $x - y$

Fuente: Finite Element Method, Lecture notes

$$\mathbf{k} = \frac{EA}{L} \begin{matrix} & \begin{matrix} u_i & v_i & u_j & v_j \end{matrix} \\ \begin{bmatrix} l^2 & lm & -l^2 & -lm \\ lm & m^2 & -lm & -m^2 \\ -l^2 & -lm & l^2 & lm \\ -lm & -m^2 & lm & m^2 \end{bmatrix} \end{matrix}$$

Figura 10 Forma explícita de la matriz de rigidez en el espacio 2-D

Fuente: Finite Element Method, Lecture notes

$$\sigma = \frac{E}{L} \begin{bmatrix} -l & -m & l & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \end{Bmatrix}$$

Figura 11 Matriz de esfuerzo en el elemento barra

Fuente: Finite Element Method, Lecture notes

3.4.2.4. Porta probeta

Debido a las diferentes geometrías de las pastillas para frenos de disco, y la dificultad para cortarlas y darles una forma con las dimensiones dadas por la norma ASTM G65, se optó por diseñar unas mordazas adaptables a cualquier tipo de pastillas para frenos de disco, esto quiere decir, la probeta utilizada en cada ensayo será la pastilla para frenos de disco en su tamaño original.

El único requerimiento de las mordazas será el de soportar las cargas axiales F_x y F_y vistas anteriormente, las cuales son soportadas por cualquier acero. Por lo tanto, las dimensiones de este elemento serán dadas en los planos anexados.

3.4.2.5. Sistema de vaciado del material abrasivo

La norma ASTM G65 indica que el flujo de material abrasivo es de 400 gr por minuto a flujo laminar constante, por lo tanto, el diseño del sistema de vaciado del material abrasivo necesita contar con la capacidad de almacenar material abrasivo para poder efectuar el ensayo sin pausar, y a la vez mantener el flujo laminar constante depositado entre el disco y la probeta.

Para determinar la cantidad de material abrasivo necesario para efectuar un ensayo sin pausar se debe conocer el tiempo de duración de cada ensayo.

$$T = \frac{DD_{rev}}{\omega} [min]$$

Donde:

DD_{rev} : Distancia de deslizamiento en revoluciones [rev]

ω : Velocidad angular del disco [RPM]

T : Tiempo del ensayo [min]

$$CM = T * F [kg]$$

Donde:

T: *Tiempo del ensayo* [min]

F: *Flujo de material* $\left[\frac{kg}{min} \right]$

CM: *Cantidad de material* [kg]

Una vez conocido estos requerimientos, se procede a diseñar el tanque, el cual es de forma cilíndrica, por lo tanto tiene diámetro y altura; en la parte inferior del cilindro lleva un cono, el cual debe tener medidas de diámetro superior, igual al diámetro del cilindro, altura, y diámetro inferior. Después del cono, se coloca un tubo que calce con la medida del diámetro del cono; luego se selecciona una válvula de cierre y apertura la cual tiene un diámetro igual al tubo, esta válvula nos permite controlar el flujo laminar de vaciado. Por último, se dimensiona una boquilla que permita depositar el material abrasivo en forma de abanico sobre el disco y la probeta, para lo cual se tienen las medidas de diámetro de entrada, longitud de cuerpo, ancho y altura del aspersor, por lo tanto se tendrá un área de salida. Debido a que no se necesita un cálculo de esfuerzos para este sistema, sólo se dimensiona y se plasma las medidas en los planos correspondientes.

3.4.2.6. Estructura y cubierta de protección

Luego de tener las medidas de todas las piezas se procedió a dimensionar una estructura que soporte todos los componentes, así como una cubierta que envuelva todo el sistema debido a la polución originada durante la puesta en marcha del ensayo.

3.4.3. Elementos eléctricos

3.4.3.1. Motor eléctrico

Dada la necesidad de una sola velocidad en todo el sistema, se optó por seleccionar un motor más un reductor de velocidad acoplados, no se trató el cálculo del reductor en la parte mecánica debido a que se recurrió a catálogos de diseños con parámetros ya probados por el fabricante. Pero sí se necesita seleccionar el motoreductor según la potencia necesaria para la operación del sistema.

$$Pot = \frac{T * V}{9550}$$

Donde:

Pot: Potencia del motor eléctrico [kW]

T: Torque del motor [N-m]

V: Velocidad [RPM]

De la misma manera, ya viene diseñado el motor eléctrico capaz de responder a la carga del reductor, lo que nos interesa del motor eléctrico es conocer su voltaje, su potencia, el amperaje, la frecuencia y las fases necesarias para su operación; las cuales serán mencionadas en los resultados.

3.4.3.2. Sistema de fuerza y control eléctrico

De las características anteriores, se selecciona el sistema de fuerza y control eléctrico del motor, el cual está conformado por un guardamotor, un contactor, un pulsador de paro, un pulsador marcha, una lámpara de señalización verde de marcha, y una lámpara de señalización roja de paro o emergencia. Las especificaciones técnicas estarán desarrolladas en los resultados.

IV. RESULTADOS

4.1. DISEÑO DE LA MAQUINA

4.1.1. Elementos mecánicos

4.1.1.1. Disco con banda de caucho

Este elemento mecánico fue el inicio del diseño, según la norma ASTM G65, procedimiento “B”, el disco con banda de caucho tiene las siguientes características,

- Distancia de deslizamiento

$$DD = 1436 \text{ m} = 2000 \text{ revoluciones}$$

- Diámetro total del disco

$$\emptyset = 229 \text{ mm}$$

- Espesor del disco

$$E = 9,5 \text{ mm}$$

Entonces, se dividió el disco con banda de caucho en dos componentes, uno es el disco de fundición que proporciona el soporte, y una banda de caucho para tener una superficie propicia de contacto entre la probeta y la arena.

El Diámetro del disco de fundición, aunque en realidad, será un disco de acero laminado en caliente, fue dimensionado con medidas estándares de manufacturadas, anexo. Dicha medida fue tomada aleatoriamente, tratando de aproximar la medida al diámetro total del disco.

$$\emptyset_D = 203,2 \text{ mm}$$

Debido a que la distancia de deslizamiento según la variación del diámetro del disco $[DD_{var}]$ se encuentre entre la distancia de deslizamiento en revoluciones $[DD_{rev}]$, y la distancia de deslizamiento equivalente $[DDeq]$, ambas dadas por la norma

ASTM G65, procedimiento “B”, el diámetro total del disco según variación [ϕ'] obedece a lo siguiente,

$$DD_{rev} \leq DD_{var} \leq DDeq$$

$$1996 \text{ revoluciones} \leq DD_{var} \leq 2000 \text{ revoluciones}$$

Por lo tanto, el espesor de la banda de caucho según la relación anterior será,

$$1996 \leq \frac{DD}{\phi' * \pi} * 1000 \leq 2000$$

$$1996 \leq \frac{DD}{(\phi_D + 2 * e) * \pi} * 1000 \leq 2000$$

$$1996 \leq \frac{1436}{(203,2 + 2 * e) * \pi} * 1000 \leq 2000$$

$$\frac{1}{1996} \leq \frac{(203,2 + 2 * e) * \pi}{1436} * \frac{1}{1000} \leq \frac{1}{2000}$$

$$12,9 \text{ mm} \leq e \leq 12,7 \text{ mm}$$

$$e = 12,7 \text{ mm}$$

Esto es, porque con ese espesor, en primer lugar, el diámetro total del disco según variación [ϕ'] cumple con la relación de la distancia de deslizamiento equivalente; y en segundo lugar, porque con ese espesor puede soportar las cargas térmicas originadas por la fricción al momento del ensayo.

Por lo tanto, el diámetro total del disco según variación es,

$$\phi' = \phi_D + 2 * e$$

$$\phi' = 229 \text{ mm}$$

Además, para una mayor facilidad de manufactura, el espesor del disco [E] según la norma ASTM G65, procedimiento “B”, se aproximó a,

$$E' = 10 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se resume en las siguientes tablas las características de interés tanto para el disco de acero laminado en caliente, como para la banda de caucho.

Tabla 18 Características del disco de acero laminado en caliente

Diámetro	ϕ_D	203,2	mm
Espesor	E'	10	mm
Masa por metro lineal	M_{ML}	254,57	kg/m
Masa	M_D	2,55	kg

Fuente: elaborado en base a los resultados de este apartado

Tabla 19 Características de la banda de caucho

Espesor	e	12,7	mm
Ancho	E'	10	mm
Longitud	L	626	mm
Ajuste	λ	98%	-
Volumen	V_B	8×10^{-5}	m ³
Densidad	ρ_B	1245,6	kg/ m ³
Masa	M_B	0.099	kg

Fuente: elaborado en base a los resultados de este apartado

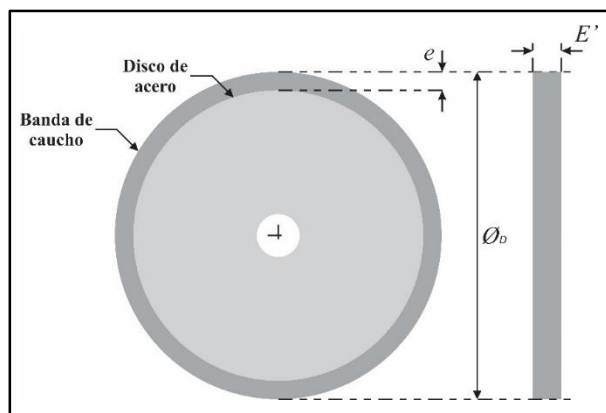


Figura 12 Dimensiones del disco de acero con banda de caucho

Fuente: elaborado en base a los resultados obtenidos

4.1.1.2. Eje de transmisión

Para el diseño del eje de transmisión se propuso la configuración general y las dimensiones axiales como se muestran en la figura 13.

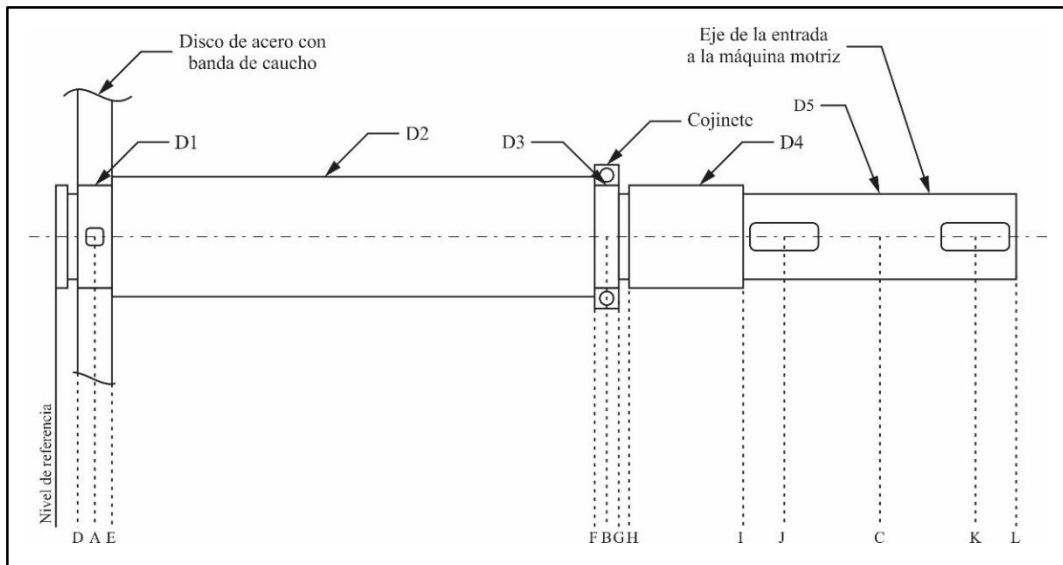


Figura 13 Configuración general y dimensiones del eje de transmisión diseñado

Fuente: elaborado en base al libro de Diseño Mecánico de Shigley

Nivel de referencia ↔ $D = 6,35 \text{ mm}$

$D \leftrightarrow A = 5 \text{ mm}$

$A \leftrightarrow E = 5 \text{ mm}$

$E \leftrightarrow F = 141,5 \text{ mm}$

$F \leftrightarrow B = 3,5 \text{ mm}$

$B \leftrightarrow G = 3,5 \text{ mm}$

$G \leftrightarrow H = 3 \text{ mm}$

$H \leftrightarrow I = 33,5 \text{ mm}$

$I \leftrightarrow J = 12 \text{ mm}$

$J \leftrightarrow C = 28 \text{ mm}$

$C \leftrightarrow K = 28 \text{ mm}$

$K \leftrightarrow L = 12 \text{ mm}$

El disco de acero con banda de caucho y el cojinete de apoyo están localizados y soportados mediante hombros, y se mantienen en su lugar por medio de anillos de retención. El acople de la máquina motriz transmite par de torsión a través de una cuña, y el disco de acero recibe ese par de torsión de la misma manera.

El disco de acero con banda de caucho y el cojinete se han especificado en la figura 13, lo que permite ubicar en un diagrama de cuerpo libre las fuerzas tangenciales y radiales que se transmiten con las siguientes características,

- Disco con banda de acero con banda de caucho

Diámetro total del disco según variación,

$$\phi' = 229 \text{ mm}$$

Espesor del disco,

$$E' = 10 \text{ mm}$$

Masa total del disco,

$$M = 2,64 \text{ kg}$$

Carga aplicada del peso del disco sobre el eje,

$$C = 250,94 \text{ N}$$

- Cojinete
Próximo a dimensionarse con las fuerzas de reacción y el diámetro del eje.
- Acoplamiento de la máquina motriz
Próximo a dimensionarse con la potencia requerida para mover el disco de acero con banda de caucho durante el ensayo, mientras soporta la carga aplicada entre la probeta y este.

De estos tres elementos se definieron tres puntos sobre el eje para su análisis, los cuales fueron denominados con la letra “A”, “B” y “C”. Así como también, se ubicó al eje de transmisión sobre el eje x , es por eso que el análisis del diseño se realizó en los planos $x - y$ \wedge $x - z$.

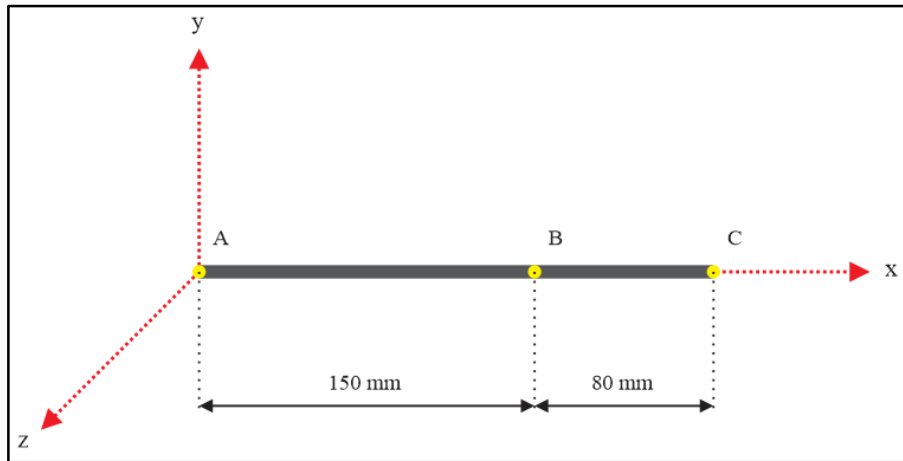


Figura 14 Ubicación del eje de transmisión en las coordenadas x-y-z, así como los puntos A-B-C

Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley

La distancia considerada en el gráfico anterior fue decisión del diseñador, los criterios para esto fueron, en primer lugar el espacio que ocupará la máquina es proporcional al largo del eje de transmisión. En segundo lugar, la proporción 1:2 entre la sección $A - B$ y $B - C$ es debido a que el disco recibirá un flujo de arena sobre su borde generando polución, por lo tanto, se debe mitigar la caída de la polución generada por la arena al momento del ensayo sobre el cojinete, ya que por su función de permitir girar al eje de transmisión no debe estar contaminado.

Luego, se ubicaron las cargas ejercidas sobre el eje de transmisión, las cuales deben ser consideradas de acuerdo a los planos $x - y$ \wedge $x - z$. Así como también, se ubicaron los pares de torsión en los respectivos puntos.

- Plano $x - y$

En el disco de acero con banda de caucho, o en el punto “A”, tenemos una fuerza aplicada sobre el eje de transmisión, originada por el mismo peso del disco, ubicada en el centro del mismo. A esta carga aplicada del peso del disco sobre el eje se le denominó $[C_A]$.

En el punto “B”, donde se encuentra el cojinete de apoyo, aparecerá una fuerza de reacción propia de este plano. Su denominación fue $[R_{By}]$.

En la ubicación de la fuente motriz, o punto “C”, también existirá una fuerza de reacción propia de este plano. Su denominación fue $[R_{Cy}]$.

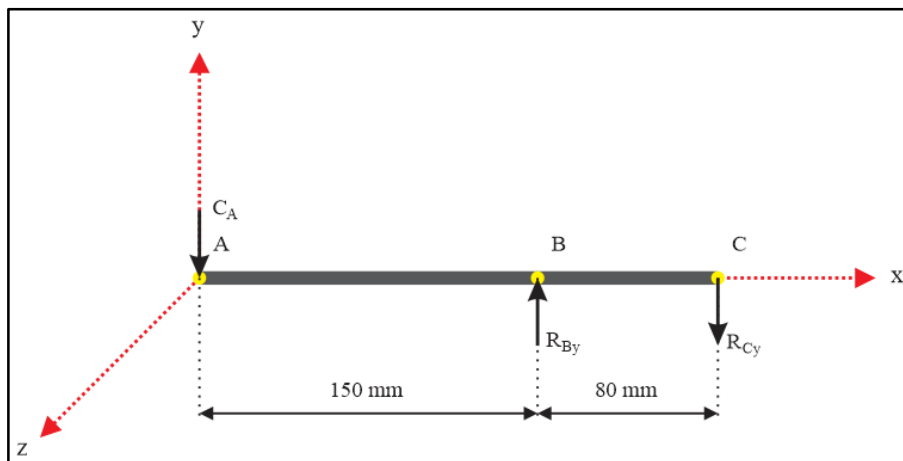


Figura 15 Ubicación de las fuerzas aplicadas en el plano x-y sobre los puntos A-B-C

Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley

- Plano $x - z$

En el punto “A”, tenemos una fuerza aplicada sobre el disco de acero con banda de caucho, la cual se proyecta sobre el eje de transmisión. Esta carga es originada por la fuerza con que la probeta es empujada hacia el disco durante el ensayo. A esta carga sobre el eje se le denominó $[F_A]$.

En el punto “B”, donde se encuentra el cojinete de apoyo, aparecerá una fuerza de reacción propia de este plano. Su denominación fue $[R_{Bz}]$.

En la ubicación de la fuente motriz, o punto “C”, también existirá una fuerza de reacción propia de este plano. Su denominación fue $[R_{Cz}]$.

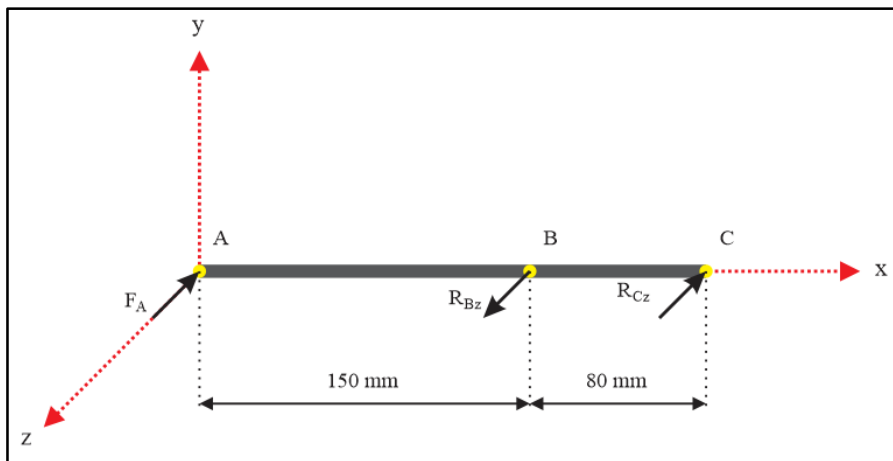


Figura 16 Ubicación de las fuerzas aplicadas en el plano $x-z$ sobre los puntos A-B-C

Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño

Mecánico de Shigley

- Pares de torsión

En todo el eje aparecen dos pares de torsión, el primero se aplica sobre el punto “A”, debido que durante el giro del disco de acero con banda de caucho y su enfrentamiento a la probeta, más el material abrasivo, presentan un coeficiente de fricción $[C_{fr}]$, el cual multiplicado por la fuerza normal de enfrentamiento $[F_A]$ originan una la fuerza de rozamiento $[F_{rA}]$ que se opone al movimiento del disco. Entonces, esta fuerza de fricción multiplicada por el diámetro del disco $[\phi']$, genera un par de torsión sobre el eje de transmisión $[T_A]$.

El otro par de torsión, en el punto “C”, es el par necesario para mover el disco durante el ensayo, es decir, con la probeta enfrentada sobre este. A este par de torsión aplicado se denominó $[T_C]$.

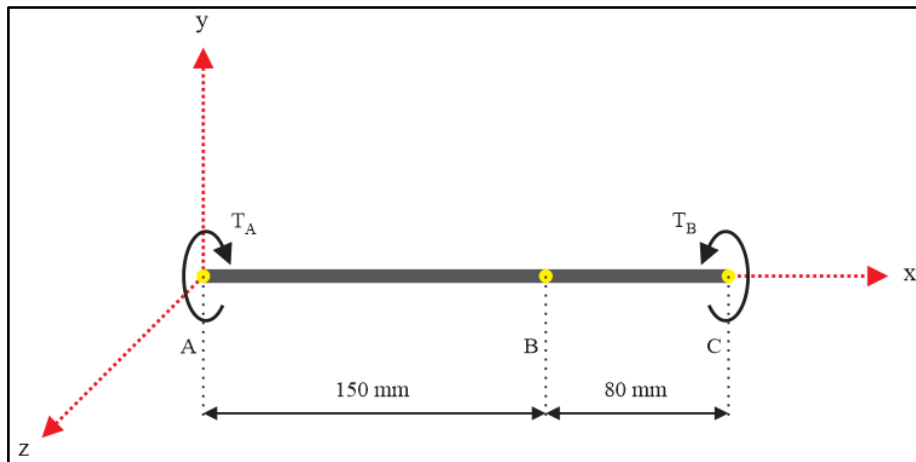


Figura 17 Ubicación de los pares de torsión aplicados sobre el eje de transmisión en los puntos A y C

Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley

Las fuerzas y pares de torsión aplicados sobre el eje de transmisión en total se observan en la siguiente imagen.

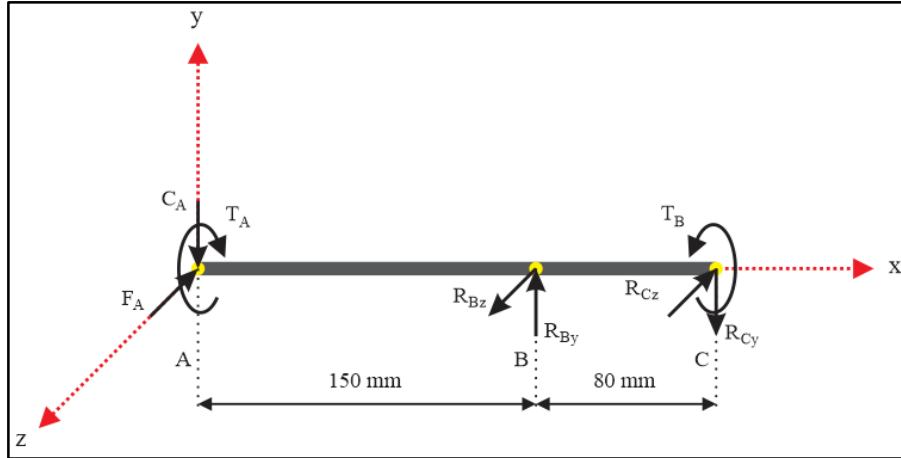


Figura 18 Ubicación de las fuerzas y pares de torsión aplicados sobre el eje de transmisión

Fuente: elaborado en base a los diagramas de cuerpo libre del libro de Diseño Mecánico de Shigley

El eje fue analizado según las cargas aplicadas sobre este, y utilizando diagramas de momento flector y par de torsión.

De las cargas anteriores, se conocen las siguientes,

- Carga aplicada del peso del disco sobre el eje,

$$C_A = 26 \text{ N}$$

- Fuerza aplicada sobre el disco de acero con banda de caucho proyecta sobre el eje de transmisión

$$F_A = 250 \text{ N}$$

- Par de torsión sobre el eje de transmisión originado por la fuerza de rozamiento.

Para un coeficiente de rozamiento entre la probeta y el disco de acero con caucho,

$$C_{fr} = 0,55$$

La fuerza de rozamiento es,

$$F_{rA} = F_A * C_{fr}$$

$$F_{rA} = 137,5 \text{ N}$$

Entonces, el par de torsión en el punto "A",

$$T_A = \frac{\phi'}{1000} * F_{rA} [\text{N.m}]$$

$$T_A = \frac{229 \text{ mm}}{1000} * 137,5 \text{ N}$$

$$T_A = 16 \text{ N.m}$$

En el punto “B” del diagrama, donde se encuentra el cojinete, presenta resultantes tanto en el plano $x - y$, como en el $x - z$. Para calcular estas resultantes se analizó la sumatoria de momentos con respecto al punto “C”; en cada plano independientemente.

- Plano $x - y$,

$$\Sigma M_C = 0$$

$$C_A * 0,23 \text{ m} - R_{By} * 0,08 \text{ m} = 0$$

$$25,94 \text{ N} * 0,23 \text{ m} - R_{By} * 0,08 \text{ m} = 0$$

$$R_{By} = 75 \text{ N}$$

- Plano $x - z$,

$$\Sigma M_C = 0$$

$$F_A * 0,23 \text{ m} - R_{Bz} * 0,08 \text{ m} = 0$$

$$250 \text{ N} * 0,23 \text{ m} - R_{Bz} * 0,08 \text{ m} = 0$$

$$R_{Bz} = 719 \text{ N}$$

En el punto “C” tenemos la fuente motriz, la cual proporciona un par de torsión que debe ser de igual o mayor valor al necesario para mover el disco de acero con banda de caucho, es decir,

$$T_C \geq T_A$$

$$T_C \geq 16 \text{ N.m}$$

Además, la fuente motriz, como se comentó anteriormente, será constituida por un motor eléctrico y un reductor de velocidad, los cuales presentan pérdidas tanto mecánicas como eléctricas, por lo tanto, el torque nominal de la máquina tendrá que ser mayor al necesario en el eje de transmisión, sin contar con las pérdidas mecánicas originadas por el cojinete. Sin embargo, para el cálculo de los diagramas de momento flector y par de torsión se asumirá un torque en el punto “C” igual al del punto “A”, esto es,

$$T_C = 16 \text{ N.m}$$

Así como, las fuerzas resultantes, ejercidas por el sistema del eje de transmisión sobre el acoplamiento de la máquina motriz, se analizaron con la sumatoria de fuerzas tanto en el plano $x - y$, como en el $x - z$, de la siguiente manera,

- Plano $x - y$,

$$\Sigma F_{x-y} = 0$$

$$-C_A + R_{By} - R_{Cy} = 0$$

$$-26 \text{ N} + 104 \text{ N} - R_{Cy} = 0$$

$$R_{Cy} = 49 \text{ N}$$

- Plano $x - z$,

$$\Sigma F_{x-z} = 0$$

$$-F_A + R_{Bz} - R_{Cz} = 0$$

$$-250 \text{ N} + 1000 \text{ N} - R_{Cz} = 0$$

$$R_{Cz} = 469 \text{ N}$$

Con todas las fuerzas y pares de torsión determinados se realizan los diagramas de momento flector tanto en el plano $x - y$, como en el $x - z$; y el diagrama de los pares de torsión.

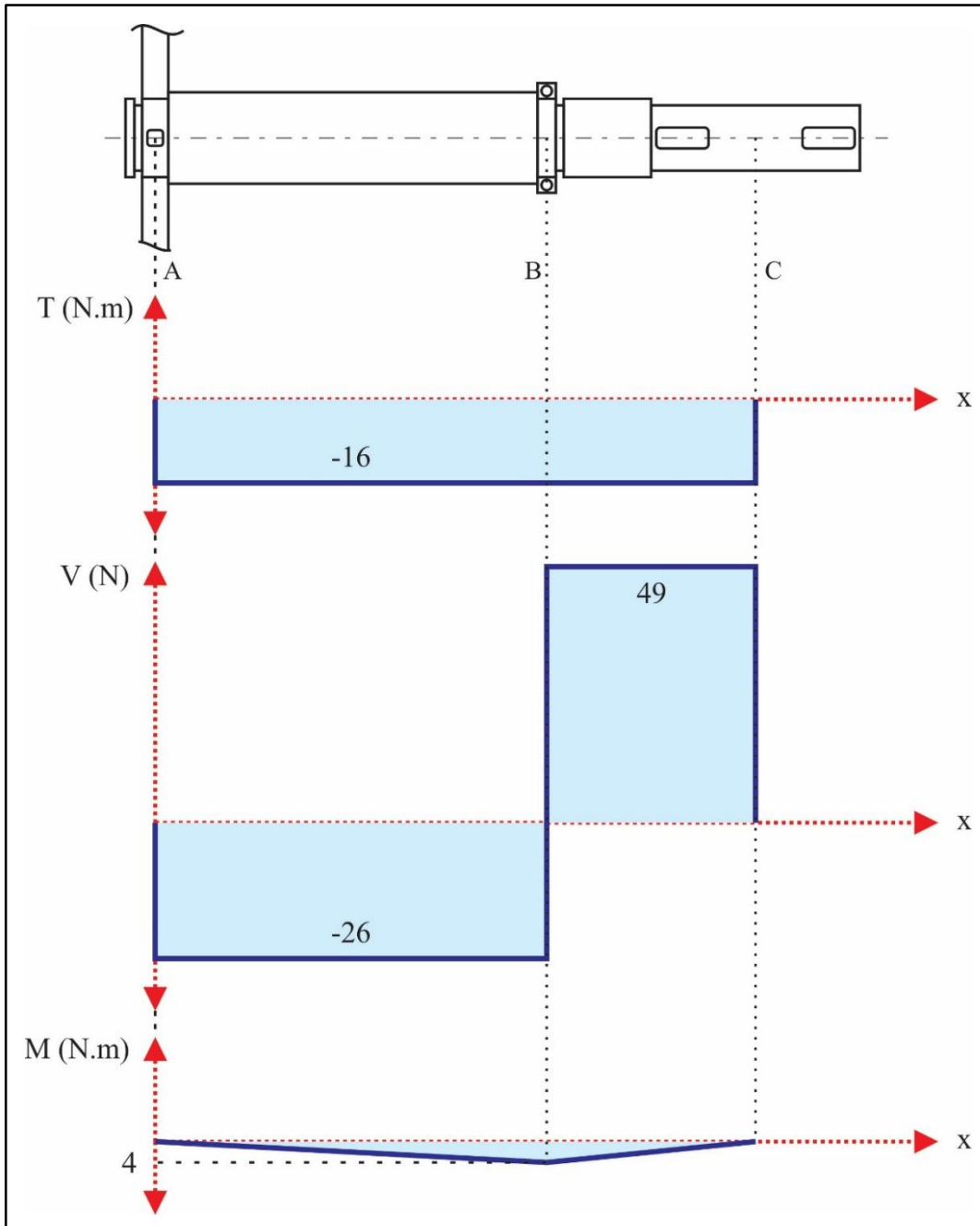


Figura 19 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores

1° Pares de torsión aplicados, 2° Fuerzas cortantes en el plano x-y,

3° Momentos flectores en el plano x-y

Fuente: elaborado en base a los diagramas del libro de Diseño Mecánico de Shigley

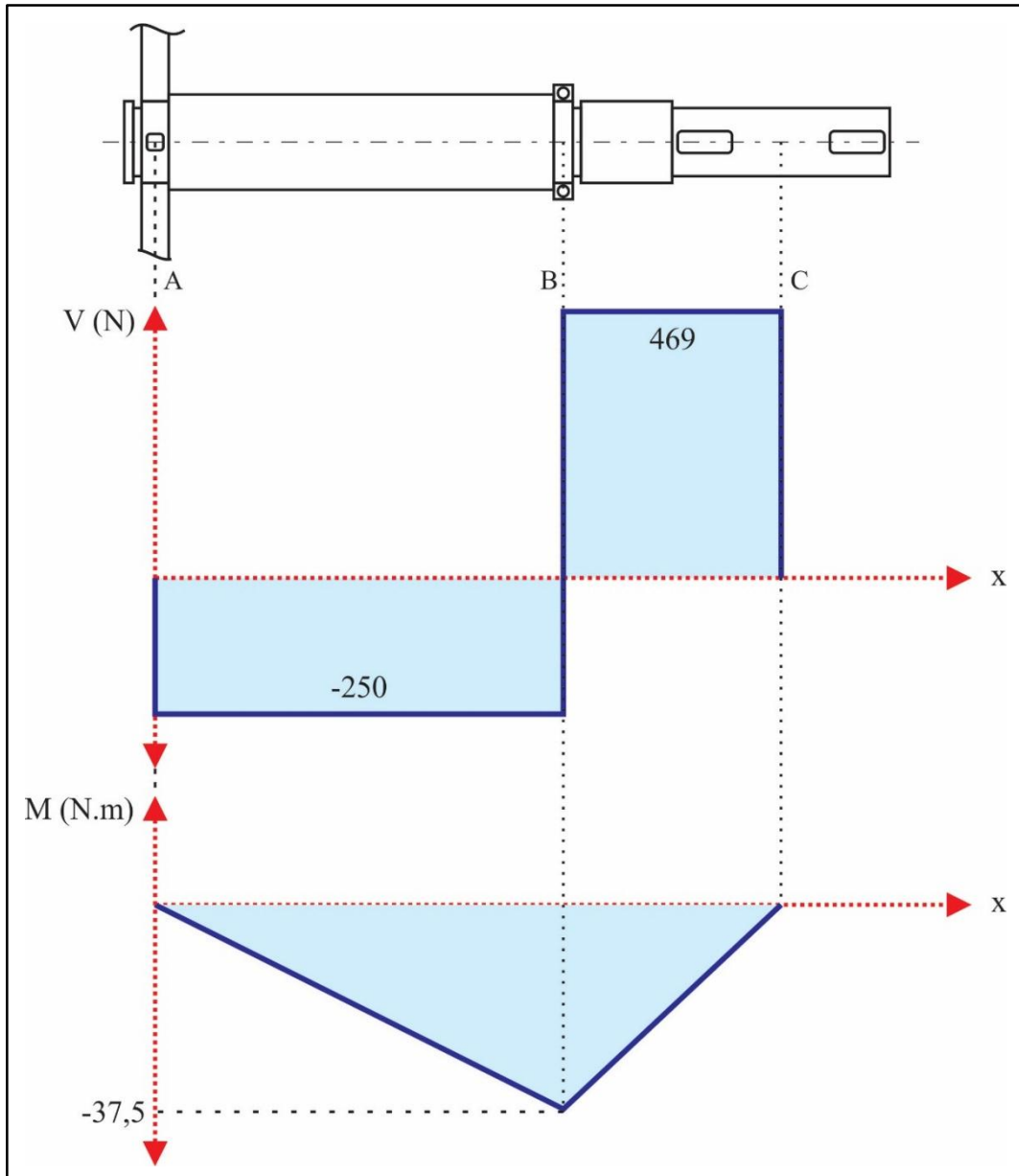


Figura 20 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores, 1° Fuerzas cortantes en el plano x-z, 3° Momentos flectores en el plano x-z
Fuente: elaborado en base a los diagramas del libro de Diseño Mecánico de Shigley

Combinando los planos ortogonales como vectores se obtuvieron los momentos totales,

$$\vec{M}_{Tn} = \sqrt{\vec{M}_{n(x-y)}^2 + \vec{M}_{n(x-z)}^2} \text{ [N.m]}$$

Donde:

\vec{M}_{x-y} : Momento flector por fuerzas en el eje $x - y$ [N.m]

\vec{M}_{x-z} : Momento flector por fuerzas en el eje $x - z$ [N.m]

\vec{M}_T : Momento flector total [N.m]

n : Punto del eje

- Punto A,

$$\vec{M}_{TA} = \sqrt{\vec{M}_{A(x-y)}^2 + \vec{M}_{A(x-z)}^2} \text{ [N.m]}$$
$$\vec{M}_{TA} = 0 \text{ N.m}$$

- Punto B,

$$\vec{M}_{TB} = \sqrt{\vec{M}_{B(x-y)}^2 + \vec{M}_{B(x-z)}^2} \text{ [N.m]}$$
$$\vec{M}_{TB} = 38 \text{ N.m}$$

- Punto C,

$$\vec{M}_{TC} = \sqrt{\vec{M}_{C(x-y)}^2 + \vec{M}_{C(x-z)}^2} \text{ [N.m]}$$
$$\vec{M}_{TC} = 0 \text{ N.m}$$

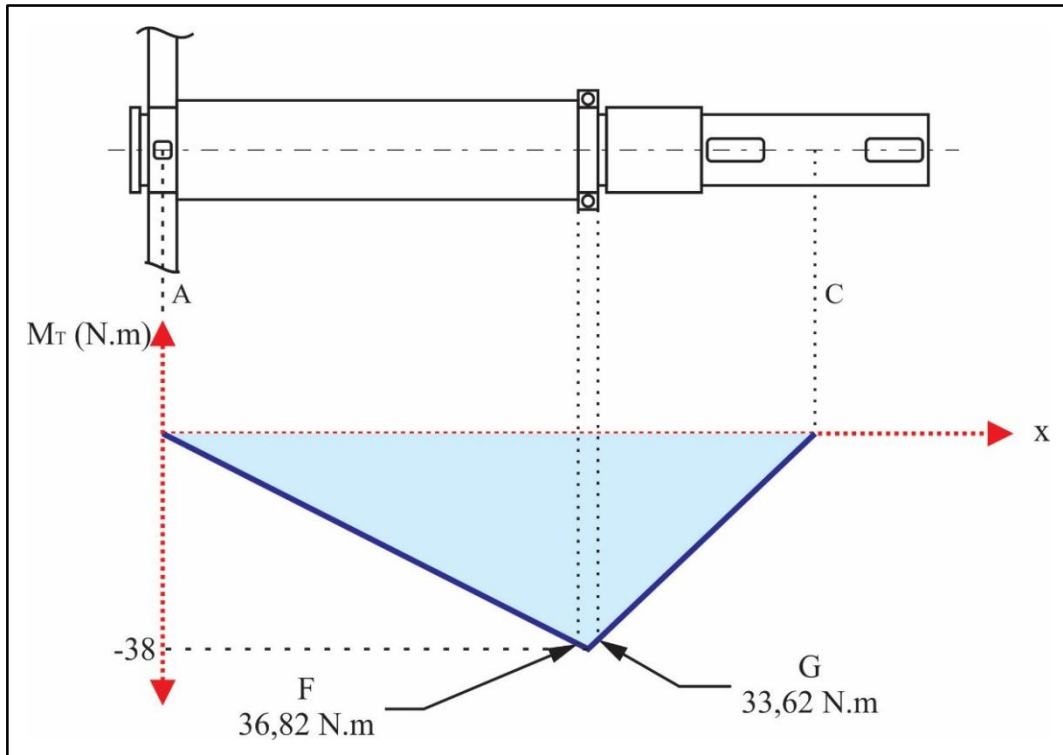


Figura 21 Diagramas de momentos flectores totales en base a la suma vectorial de los momentos flectores del plano x - y \wedge x - z

Fuente: elaborado en base a los diagramas del libro de Diseño Mecánico de Shigley

Para proceder con el diseño, se seleccionó un material de bajo costo y se estimaron los diámetros adecuados para cada sección del eje, basándose en la capacidad de esfuerzo estático y fatiga para la vida infinita del eje, con factores de seguridad mínima de 1,5.

Se inició con el punto G, donde el momento flexionante es alto, pues existe una concentración del esfuerzo en el hombro y hay un par de torsión presente.

En F,

$$M_a = 36,82 \text{ N.m}$$

$$T_m = 16 \text{ N.m}$$

$$M_m = T_a = 0$$

Junto a la suposición de radios de filete generosos para el cojinete en F. Y a partir del Anexo 1, se obtuvo,

$$K_t = 1,7 \wedge K_{ts} = 1,5$$

Para dar un primer pase rápido y conservador, se supone que

$$K_f = K_t \wedge K_{fs} = K_{ts}$$

Como se mencionó, se eligió un acero poco caro del Anexo 2, A-20, 1020 CD, con $S_{ut} = 470 \text{ MPa}$.

Según Marin, los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, es decir S_e , son,

$$k_a = aS_{ut}^b = 4,51(470)^{-0,265} = 0,883$$

Considerando que $k_b = 0,9$. Más adelante se verificó, cuando se conoció el valor de d .

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Por lo tanto, según la ecuación de Marin

$$S_e = (0,883)(0,9)(0,5)(470) = 186,75 \text{ MPa}$$

Para la primera estimación del diámetro pequeño en el hombro del punto G, se usó el criterio ED-Goodman. Este criterio es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador. Con $M_m = T_a = 0$, la ecuación de ED-Goodman se reduce a,

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

$$d = \left\{ \frac{16(1,5)}{\pi} \left(\frac{2(1,7)(36,82)}{186,75} + \frac{\{3[(1,5)(16)]^2\}^{1/2}}{470} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 17,9 \text{ mm}$$

Probablemente todas las estimaciones han sido conservadoras; además, por conveniencias explicadas más adelante, el tamaño estándar seleccionado fue 30 mm, además se verificó $d = 30 \text{ mm}$. Según Marin, una relación típica D/d para el soporte en un hombro es $D/d = 1,2$, así que $D = 1,2(30) = 36 \text{ mm}$. Con este resultado, se podría usar un eje de acero estirado en frío. Para lo cual, se verificó si estas estimaciones son aceptables con la variación,

$$\frac{D}{d} = \frac{36}{30} = 1,2$$

Con suposición del radio del filete $r = d/10 \cong 0,3 \text{ mm}$. $r/d = 0,1$

Para la el eje sometido a flexión,

$$K_t = 1,6(\text{Anexo 3}), q = 0,78 (\text{Anexo 4})$$

Según la ecuación de la sensibilidad a la muesca,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,78(1,6 - 1) = 1,47$$

Para el eje sometido a torsión,

$$K_{ts} = 1,35 (\text{Anexo 5}), q_s = 0,82 (\text{Anexo 6})$$

Según la ecuación de la sensibilidad a la muesca,

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0,82(1,35 - 1) = 1,28$$

$$k_a = 0,883 \text{ (sin cambio)}$$

Para el factor de tamaño

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{30}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,864$$

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga es

$$S_e = (0,883)(0,864)(0,5)(470) = 179,28 \text{ MPa}$$

Combinando los esfuerzos se tiene,

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1,47)(36,82)}{\pi(30 \times 10^{-3})^3} = 20,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{1/2} = \frac{\sqrt{3}(16)(1,28)(16)}{\pi(30 \times 10^{-3})^3} = 6,69 \text{ MPa}$$

Usando el criterio de Goodman

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{20,42}{186,75} + \frac{6,69}{470} = 0,12$$

$$n_f = 8$$

Según el criterio de falla por fatiga de Goodman,

$$n_f = 8 > 1,5$$

Por lo tanto, el eje es seguro.

Con respecto a la fluencia,

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} > \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{260}{20,42 + 6,69} = 9$$

Por lo tanto, n_y también cumple con el criterio de Goodman.

También, se verificó la ranura del punto G. A partir del diagrama de momento,

$$M_a = 33,62 \text{ N.m} \wedge T_m = 16 \text{ N.m}$$

Del anexo 1, se obtuvo,

$$K_t = 5 \wedge K_{ts} = 3$$

Para dar un primer pase rápido y conservador, se supone que

$$K_f = K_t \wedge K_{fs} = K_{ts}$$

Las especificaciones para anillos de retención, usados en ejes con diámetro de 30 mm, según el Anexo 7 son, ancho $a = 1,3 \text{ mm}$; profundidad $t = 0,9 \text{ mm}$, y radio de la esquina en el fondo de la ranura $r = 0,25 \text{ mm}$.

Del Anexo 8, con $r/t = 0,25/0,9 = 0,28$ y $a/t = 1,3/0,9 = 1,44$.

$$K_t = 4,5 \wedge q = 0,65 \text{ (Anexo 4)}$$

$$K_f = 1 + 0,65(4,5 - 1) = 3,27$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(3,27)(33,62)}{\pi(30 \times 10^{-3})^3} = 41,47 \text{ MPa}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{186,75}{41,47} = 4,5$$

Por lo tanto, n_f cumple con el criterio de Goodman, esto quiere decir, la ranura del anillo de retención en el punto G es seguro.

Con los diámetros especificados para las ubicaciones críticas, se encontraron los valores del resto de diámetros, tomando en cuenta las alturas de hombros tanto para el disco de acero con banda de caucho y el cojinete de apoyo.

$$D_1 = D_3 = D_4 = 30 \text{ mm}$$

$$D_2 = 35 \text{ mm}$$

$$D_5 = 25 \text{ mm}$$

4.1.1.3. Palanca porta peso

Para el diseño de la palanca porta peso se consideró como sección las medidas de un tubo estándar $30 \times 30 \times 2 \text{ mm}$, adicionalmente, se buscó la mejor disposición para este componente mediante iteraciones utilizando el software SolidWorks. El procedimiento y los resultados se encuentran en el Anexo 7.

Luego, se propuso la configuración general y las dimensiones axiales como se muestran en la figura 22.

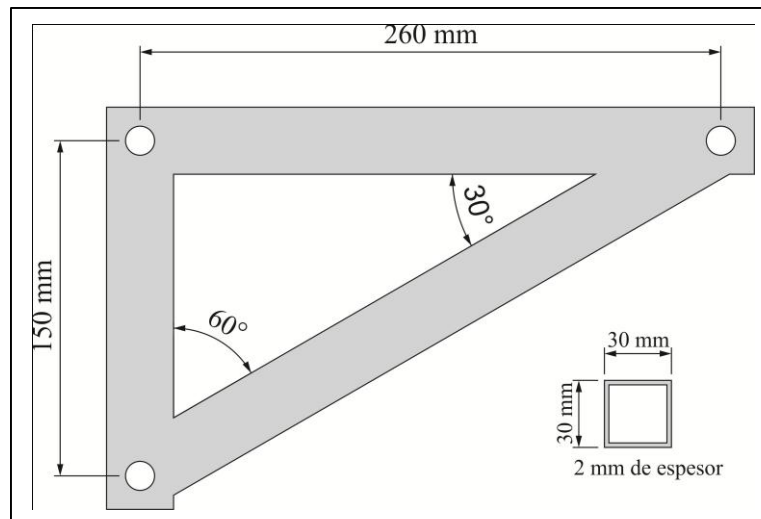


Figura 22 Dimensiones de la palanca porta peso diseñado

Fuente: elaborado en base al libro de Finite Element Method

El diseño de este elemento se trató mediante el Análisis por Elemento de Barra 2-D con Limitación Multipunto; en donde el interés principal fue encontrar el valor del peso “P” necesario para ejercer una fuerza horizontal en dirección contraria al del eje x. Además, verificar el desplazamientos y fuerzas nodales (uniones de la estructura), así como los esfuerzos en cada uno de los elementos.

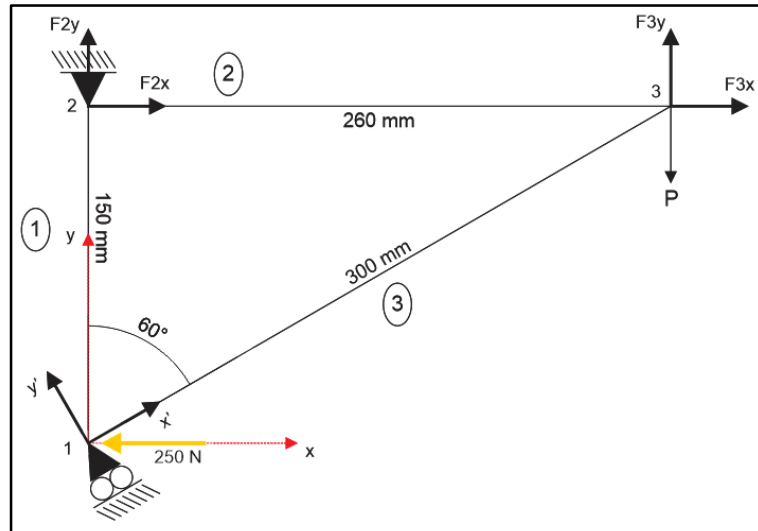


Figura 23 Diagramas de cuerpo libre de la palanca porta peso en el plano x-y

Fuente: elaborado en base a los diagramas del libro de Finite Element Method

Para tubo cuadrado de 30 x 30 x 2 mm de acero galvanizado grado A (anexo 9)

$$E = 270 \text{ MPa} = 2,7 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$A = 30^2 - [30 - 2(1,7)]^2 = 192,44 \text{ mm}^2$$

Y la matriz de rigidez en el espacio 2-D para el cálculo por elemento de barra,

$$k_n = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} l^2 & lm & -l^2 & -lm \\ lm & m^2 & -lm & -m^2 \\ -l^2 & -lm & l^2 & lm \\ -lm & -m^2 & lm & m^2 \end{bmatrix} \left(\frac{N}{mm} \right)$$

Donde $l = \cos \theta$, $m = \sin \theta$ y u_i, v_i son los desplazamientos en el eje x e y respectivamente.

$$k = \frac{E * A}{L}$$

Elemento 1:

$$\text{Para } \theta = 90^\circ \rightarrow l = \cos 90^\circ = 0 \wedge m = \sin 90^\circ = 1$$

$$L = d = 150 \text{ mm}$$

$$k_1 = \frac{E * A}{L} * \begin{matrix} & u_1 & v_1 & u_2 & v_2 \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} & \left(\frac{N}{mm} \right) \end{matrix}$$

$$k_1 = \frac{E * A}{d} * \begin{matrix} & u_1 & v_1 & u_2 & v_2 \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} & \left(\frac{N}{mm} \right) \end{matrix}$$

Elemento 2:

$$\text{Para } \theta = 0^\circ \rightarrow l = \cos 0^\circ = 1 \wedge m = \sin 0^\circ = 0$$

$$L = \sqrt{3} * d = 260 \text{ mm}$$

$$k_2 = \frac{E * A}{\sqrt{3} * d} * \begin{matrix} & u_2 & v_2 & u_3 & v_3 \\ \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \left(\frac{N}{mm} \right) \end{matrix}$$

$$u_2 \quad v_2 \quad u_3 \quad v_3$$

$$k_2 = \frac{E * A}{d} * \begin{bmatrix} 1/\sqrt{3} & 0 & -1/\sqrt{3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1/\sqrt{3} & 0 & 1/\sqrt{3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \left(\frac{N}{mm} \right)$$

Elemento 3:

$$\begin{aligned} \text{Para } \theta = 30^\circ \rightarrow l = \cos 30^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2} \wedge m = \sin 30^\circ = \frac{1}{2}; L \\ = 2 * d = 300 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$k_3 = \frac{E * A}{2 * d} * \begin{matrix} & u_1 & v_1 & u_3 & v_3 \\ \begin{bmatrix} 3/4 & \sqrt{3}/4 & -3/4 & -\sqrt{3}/4 \\ \sqrt{3}/4 & 1/4 & -\sqrt{3}/4 & -1/4 \\ -3/4 & -\sqrt{3}/4 & 3/4 & \sqrt{3}/4 \\ -\sqrt{3}/4 & -1/4 & \sqrt{3}/4 & 1/4 \end{bmatrix} & & & & \end{matrix} \left(\frac{N}{mm} \right)$$

$$k_3 = \frac{E * A}{d} * \begin{matrix} & u_1 & v_1 & u_3 & v_3 \\ \begin{bmatrix} 3/8 & \sqrt{3}/8 & -3/8 & -\sqrt{3}/8 \\ \sqrt{3}/8 & 1/8 & -\sqrt{3}/8 & -1/8 \\ -3/8 & -\sqrt{3}/8 & 3/8 & \sqrt{3}/8 \\ -\sqrt{3}/8 & -1/8 & \sqrt{3}/8 & 1/8 \end{bmatrix} & & & & \end{matrix} \left(\frac{N}{mm} \right)$$

Por tanto, la matriz ensamblada sería:

$$\frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 3/8 & \sqrt{3}/8 & 0 & 0 & -3/8 & -\sqrt{3}/8 \\ \sqrt{3}/8 & 9/8 & 0 & -1 & -\sqrt{3}/8 & -1/8 \\ 0 & 0 & 1/\sqrt{3} & 0 & -1/\sqrt{3} & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -3/8 & -\sqrt{3}/8 & -1/\sqrt{3} & 0 & 8\sqrt{3} + 9/24 & \sqrt{3}/8 \\ -\sqrt{3}/8 & -1/8 & 0 & 0 & \sqrt{3}/8 & 1/8 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ F_{3x} \\ F_{3y} \end{bmatrix}$$

$$\frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 0,375 & 0,2165 & 0 & 0 & -0,375 & -0,2165 \\ 0,2165 & 1,125 & 0 & -1 & -0,2165 & -0,125 \\ 0 & 0 & 0,5773 & 0 & -0,5773 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -0,375 & -0,2165 & -0,5773 & 0 & 0,9523 & 0,2165 \\ -0,2165 & -0,125 & 0 & 0 & 0,2165 & 0,125 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ F_{3x} \\ F_{3y} \end{bmatrix}$$

$$u_2 = v_2 = 0 \wedge v_3' = 0$$

$$F_{1x} = 250 \text{ N} \wedge F_{3x} = 0 \wedge F_{3y} = -P$$

$$v_1' = [-m \quad l] * \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \left[-\frac{1}{2} \quad \frac{\sqrt{3}}{2} \right] * \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \frac{1}{2} (-u_1 + \sqrt{3}v_1) = 0$$

$$u_1 - \sqrt{3}v_1 = 0$$

$$F_{1x}' = [m \quad l] * \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \end{bmatrix} = \left[\frac{1}{2} \quad \frac{\sqrt{3}}{2} \right] * \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} (F_{1x} + \sqrt{3}F_{1y}) = 0$$

$$F_{1x} + \sqrt{3}F_{1y} = 0$$

Simplificando las filas y columnas de los nodos 1 y 2 según las relaciones anteriores,

$$\frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 0,375 & 0,2165 & -0,375 & -0,2165 \\ 0,2165 & 1,125 & -0,2165 & -0,125 \\ -0,375 & -0,2165 & 0,9523 & 0,2165 \\ -0,2165 & -0,125 & 0,2165 & 0,125 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{3x} \\ F_{3y} \end{bmatrix}$$

$$\frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 0,375 & 0,2165 & -0,375 & -0,2165 \\ 0,2165 & 1,125 & -0,2165 & -0,125 \\ -0,375 & -0,2165 & 0,9523 & 0,2165 \\ -0,2165 & -0,125 & 0,2165 & 0,125 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \sqrt{3}v_1 \\ v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ -F_{1x}/\sqrt{3} \\ F_{3x} \\ F_{3y} \end{bmatrix}$$

$$\frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 0,6495 & 0,2165 & -0,375 & -0,2165 \\ 0,375 & 1,125 & -0,2165 & -0,125 \\ -0,6495 & -0,2165 & 0,9523 & 0,2165 \\ -0,375 & -0,125 & 0,2165 & 0,125 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} v_1 \\ v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -250 \\ 144,338 \\ 0 \\ -P \end{bmatrix}$$

$$\frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 0,866 & -0,375 & -0,2165 \\ 1,5 & -0,2165 & -0,125 \\ -0,866 & 0,9523 & 0,2165 \\ -1,5 & 0,2165 & 0,125 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -250 \\ 144,338 \\ 0 \\ -P \end{bmatrix}$$

$$\frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 2,366 & -0,5915 & -0,3415 \\ -0,866 & 0,9523 & 0,2165 \\ -1,5 & 0,2165 & 0,125 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -105,662 \\ 0 \\ -P \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \frac{150}{E * A} * \begin{bmatrix} 2,366 & -0,5915 & -0,3415 \\ -0,866 & 0,9523 & 0,2165 \\ -1,5 & 0,2165 & 0,125 \end{bmatrix}^{-1} * \begin{bmatrix} -105,662 \\ 0 \\ -P \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \frac{150}{E * A} * \begin{bmatrix} -0,5774 & -2,2002 & -1,5774 \\ 1,7322 & 1,7322 & 1,7322 \\ -9,9288 & -3,000 & -13,9288 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} -105,662 \\ 0 \\ -P \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \frac{150}{E * A} * \begin{bmatrix} 1,577 P + 61,008 \\ -183,029 - 1,732 P \\ 13,928 P + 1049,105 \end{bmatrix}$$

De los desplazamientos nodales en función de P, encontramos una relación entre la fuerza F_{1x} y P,

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix} = \frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 0,2165 & -0,375 & -0,2165 \\ 1,125 & -0,2165 & -0,125 \\ 0 & -0,5773 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix} = \frac{E * A}{150} * \begin{bmatrix} 0,2165 & -0,375 & -0,2165 \\ 1,125 & -0,2165 & -0,125 \\ 0 & -0,5773 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \frac{150}{E * A} * \begin{bmatrix} 1,577 P + 61,008 \\ -183,029 - 1,732 P \\ 13,928 P + 1049,105 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,2165 & -0,375 & -0,2165 \\ 1,125 & -0,2165 & -0,125 \\ 0 & -0,5773 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 1,577 P + 61,008 \\ -183,029 - 1,732 P \\ 13,928 P + 1049,105 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -145,287 - 2,024 P \\ 0,408 P - 22,878 \\ P + 105,662 \\ -61,008 - 1,577 P \end{bmatrix} (N)$$

De la fuerza F_{1x} conocido se halla P:

$$F_{1x} = -145,287 - 2.024P = -250 \text{ N}$$

$$P = \frac{250 - 145,287}{2.024} \text{ N}$$

$$P = 51,736 \text{ N}$$

Se necesita colocar en el nodo 3 una pesa en dirección al eje “y” negativo de 5,5 kg aproximadamente para lograr una fuerza de empuje en el nodo 1 de 250 N dirigido en el eje “x” negativo.

Cálculo de desplazamientos,

$$u_2 = v_2 = 0$$

$$P = 51,736 \text{ N}$$

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \frac{50}{E * A} * \begin{bmatrix} 1,577 P + 61,008 \\ -183,029 - 1,732 P \\ 13,928 P + 1049,105 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \frac{50}{E * A} * \begin{bmatrix} 142,560 \\ -272,636 \\ 1769,684 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,004 \\ -0,008 \\ 0,050 \end{bmatrix} \text{ (mm)}$$

$$u_1 - \sqrt{3}v_1 = 0$$

$$u_1 = 0,007 \text{ mm}$$

Por lo tanto, los valores de desplazamientos son irrelevantes y no afectan a la estructura.

Cálculo de las fuerzas en cada nodo,

$$P = 51,736 \text{ N}$$

$$F_{1x} = -250 \text{ N}$$

$$F_{1x} + \sqrt{3}F_{1y} = 0$$

$$F_{1y} = 144,338 \text{ N}$$

$$\begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P + 105,662 \\ -61,008 - 1,577P \end{bmatrix} \text{ (N)}$$

$$\begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 157,398 \\ -142,596 \end{bmatrix} \text{ (N)}$$

$$F_{3x} = 0 \wedge F_{3y} = -P = -51,736 \text{ N}$$

Cálculo de los esfuerzos en cada barra,

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{L} * \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} l & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l & m \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \end{bmatrix}$$

$$E = 2,7 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

Elemento 1:

$$\text{Para } \theta = 90^\circ \rightarrow l = \cos 90^\circ = 0 \wedge m = \sin 90^\circ = 1; L = d \\ = 150 \text{ mm}$$

$$\sigma_{12} = \frac{2,7 \times 10^5 \text{ N/mm}^2}{150 \text{ mm}} * \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 0,007 \\ 0,004 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\sigma_{23} = 720 \text{ kPa}$$

Elemento 2:

$$\text{Para } \theta = 0^\circ \rightarrow l = \cos 0^\circ = 1 \wedge m = \sin 0^\circ = 0; L = \sqrt{3} * d \\ = 260 \text{ mm}$$

$$\sigma_{23} = \frac{2,7 \times 10^5 \text{ N/mm}^2}{260 \text{ mm}} * [-1 \quad 1] * \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,008 \\ 0,050 \end{bmatrix}$$

$$\sigma_{23} = 832 \text{ kPa}$$

Elemento 3:

$$\text{Para } \theta = 30^\circ \rightarrow l = \cos 30^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2} \wedge m = \sin 30^\circ = \frac{1}{2}; L \\ = 2 * d = 300 \text{ mm}$$

$$\sigma_{13} = 2,7 \times 10^5 \text{ N/mm}^2 * [-1 \quad 1] * \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{3}}{2} & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 0,007 \\ 0,004 \\ -0,008 \\ 0,050 \end{bmatrix}$$

$$\sigma_{13} = 1800 \text{ kPa}$$

Los esfuerzos en las barras son mucho menores al que puede soportar el tubo cuadrado seleccionado, por lo tanto, la estructura es segura.

4.1.1.4. Porta probeta

Ver plano constructivo en el Anexo 15.

4.1.1.5. Sistema de vaciado del material abrasivo

Debido a que no se necesita un cálculo de esfuerzos para este sistema, sólo se dimensiona y se plasma las medidas en los planos correspondientes.

El flujo de arena necesario para el ensayo es de 400 g/min , además, se sabe, según la velocidad del disco y la distancia de deslizamiento, que el tiempo de ensayo es de 10 min .

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} \text{Cantidad de arena} &= \frac{\text{Flujo de arena}}{\text{Tiempo de ensayo}} = \frac{400 \text{ g/min}}{10 \text{ min}} \\ \text{Cantidad de arena} &= 4 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pero no se puede contar con que todo el material caerá perfectamente sincronizado con el tiempo de ensayo, entonces, se consideró que la cantidad necesaria de arena que se debe almacenar en el tanque es de 5 kg .

Luego, con un valor de la densidad de la arena igual a 1500 kg/m^3 , se halla el volumen de almacenamiento necesario,

$$\begin{aligned} \text{Volumen del tanque} &= \frac{\text{Cantidad de arena}}{\text{Densidad de arena}} = \frac{5 \text{ kg}}{1500 \text{ kg/m}^3} \\ \text{Volumen del tanque} &= 0,003 \text{ m}^3 = 3 \times 10^6 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Una vez obtenido el volumen, se procedió a diseñar el tanque, el cual es de forma cilíndrica, por lo tanto tiene diámetro y altura, medidas seleccionadas con la condición de que cumpla el volumen hallado anteriormente, y sean fáciles de maquinar,

$$\text{Diámetro} = 150 \text{ mm}$$

$$\text{Altura} = 200 \text{ mm}$$

$$\text{Volumen} = 3,5 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

En la parte inferior del cilindro, se necesitó diseñar un cono, el cual debe tener medidas de diámetro superior, igual al diámetro del

cilindro; altura, y diámetro inferior. Las medidas fueron seleccionadas con la condición de doblar la capacidad de almacenaje junto al cilindro, para evitar desbordar el sistema de vaciado de material, además, que sean fáciles de maquinar,

$$\text{Diámetro superior} = 150 \text{ mm}$$

$$\text{Altura del cono} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro inferior} = 25,4 \text{ mm}$$

$$\text{Volumen} = 3 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

Después del cono, se necesitó un tubo para direccionar la arena desde el tanque hasta el punto de vaciado, es decir, la longitud total dependerá de estas posiciones. La única medida de interés, es la del diámetro, debido a su acoplamiento a la salida del cono, por lo tanto,

$$\text{Diámetro del tubo} = 25,4 \text{ mm}$$

Luego se seleccionó una válvula de cierre y apertura para controlar el flujo laminar de vaciado, la cual tiene un diámetro igual al tubo,

$$\text{Diámetro de la válvula} = 25,4 \text{ mm}$$

Por último, se dimensionó una boquilla que permita depositar el material abrasivo en forma de abanico sobre el disco y la probeta, para lo cual se tienen las medidas de diámetro de entrada, longitud de cuerpo, ancho y altura del aspersor. Estas medidas fueron seleccionadas por ser fáciles de maquinar,

$$\text{Diámetro de entrada} = 25,4 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud de cuerpo} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho del aspersor} = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Altura del aspersor} = 5 \text{ mm}$$

4.1.1.6. Estructura y cubierta de protección

Ver planos constructivos en el Anexo 17.

4.1.2. Elementos eléctricos

4.1.2.1. Motor eléctrico

Dada la necesidad de una sola velocidad en todo el sistema, se seleccionó un motor más un reductor de velocidad como fuente motriz del eje de transmisión.

Como se mencionó, el cálculo del reductor en la parte mecánica se obvió por el motivo de que se recurrió a catálogos de diseños con parámetros ya probados por el fabricante.

Sin embargo, se necesitó saber la potencia necesaria para mover el eje de transmisión y las cargas de este.

$$Pot = \frac{T * V}{9550}$$
$$Pot = \frac{16 N - m * 200 RPM}{9550}$$
$$Pot = 0,3 kW$$

Sin embargo, según el catálogo del anexo 10, no hay un motoreductor de esa potencia a 200 RPM en su salida. Por lo tanto, el motoreductor que cumple tanto con las revoluciones de salida y con la potencia necesaria es el Motoreductor tipo Sin Fin W63_7 S2 M2SB4 BN90S4, con las siguientes características,

$$Velocidad de entrada = 12800 RPM$$

$$Velocidad de salida = 2200 RPM$$

$$Relación de velocidad = 14$$

$$Par nominal de salida = 244 N - m$$

$$Potencia nominal = 1,1kW$$

$$Carga radial nominal de salida = 21370 N$$

$$Rendimiento dinámico = 84\%$$

$$Factor de seguridad = 1,1$$

$$Masa = 10,7kg$$

4.1.2.2. Sistema de fuerza y control eléctrico

De igual forma, ya viene diseñado el motor eléctrico capaz de responder a la carga del reductor, lo que interesa es conocer su voltaje, amperaje, frecuencia y las fases necesarias para su operación; las cuales son,

$$\text{Voltaje} = 400 \text{ V}$$

$$\text{Corriente } I = 1,78 \text{ A}$$

$$\text{Fases} = 3\phi$$

$$\text{Frecuencia} = 60 \text{ Hz}$$

$$\text{Factor de potencia} = 0,81$$

$$\text{Rendimiento} = 75\%$$

De las características anteriores, se seleccionó el sistema de fuerza y control eléctrico del motor, utilizando el anexo 11, el cual está conformado por,

- 01 Guardamotor magneto térmico 3 ϕ de 220/440 V 1,5 Hp con Regulación de 1,6 -2,5 A Corriente de corte >100 kA Coordinación tipo 2.
- 01 Contactor 3 ϕ de 440 V 5,5 Hp AC3 9 A / AC1 25 A 1NA+1NC Alimentación de bobina 220 Vac.
- 01 Pulsador de paro, pulsador rojo 1NA + 1NC
- 01 Pulsador de marcha, pulsador verde 1NA + 1NC
- 01 Lámpara de señalización verde, alimentación 220 Vac
- 01 Lámpara de señalización roja, alimentación 220 Vac
- 20 m de conductor THW 2,5 mm².

V. CONCLUSIONES

- La norma ASTM G65 es un método de prueba estándar actual para medir la resistencia al desgaste abrasivo; presenta cinco procedimientos con sus respectivos parámetros, esto debido a las diferentes características tribológicas de los materiales.
- Para poder ubicar a las pastillas de frenos tipo disco se necesitó construir una matriz de selección tanto para los procedimientos de la norma ASTM G65, referida a la resistencia abrasiva de acuerdo a cada uno de los parámetros; así como también, una matriz de selección para los componentes de las pastillas de frenos tipo disco.
- Gracias a la valoración de los procedimientos de la norma y de los componentes de las pastillas de frenos de disco, se pudo encontrar una comparación numérica entre máquina de ensayo (tribómetro) y probeta (pastillas de discos de freno) respecto al desgaste abrasivo. Por lo tanto, seleccionar el procedimiento a utilizar para ensayar la resistencia abrasiva de los materiales que conforman las pastillas de frenos tipo.
- Se elaboró la metodología para realizar la experiencia, las mediciones, procesar los datos obtenidos, y el modo de presentar los resultados. Esto es, debido al uso de la máquina diseñada en laboratorio, siempre se debe contar con un procedimiento.
- El diseño de los elementos electromecánicos que conformarán el tribómetro para ensayos de resistencia al desgaste abrasivo se pudo concretar con los parámetros solicitados por el procedimiento seleccionado, encontrándose en el camino con pequeñas variaciones debido a la diferencia entre los datos de diseño y los catálogos de fabricantes.

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] S. Kalpakjian & S. Schmid. *Manufactura, Ingeniería y Tecnología, Procesos de Manufactura*, Vol. 2, 7ma ed. México. Pearson. 2014.
- [2] ASTM org. ¿Qué es ASTM International? pp. 2-12 EE.UU. 2014.
- [3] ASTM org. Standard Test Method for Ranking Resistance of Materials to Sliding Wear In Block-on-Ring Wear Test Using Micro-Tribometer mod. CETR-UMT 2 ASTM G77-98. Bruker. EE.UU.
- [4] R. Hibbeler. *Ingeniería Mecánica, Estática*, 12 ed. México. Pearson. 2010.
- [5] P. Beer. *Mecánica de Materiales*, 5 ed. México. McGraw-Hill. 2010.
- [6] A. Pytel. *Ingeniería Mecánica, Dinámica*, 3 ed. México. Cengage Learning. 2010.
- [7] S. Chapman. *Máquinas Eléctricas*, 5 ed. México. 2012.
- [8] R. Budynas & J. Keith. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 9 ed. México. 2012.
- [9] Nash, Frederick C. *Fundamentos de mecánica automotriz*, 12 ed. México, D. F.: Editorial Diana. pp. 91 y 92. 1980.
- [10] Yijun Liu. *Finite Element Method, Lecture notes*. United State of America. University of Cincinnati. 2003.
- [11] Bonfiglioli. *Catálogo de reductores de tornillo sinfín, R02-1 ed.* Italia. Bonfiglioli. 2015.
- [12] NSK Motion & Control. *Catálogo de rodamientos, E1102c ed.* España. NSK Motion & Control. 2015.
- [13] Indeco Empresa Nexans. *Características técnicas conductor THW - 90*. Perú. Indeco Empresa Nexans.
- [14] Schneider Electric. *Lista de precios 2016*. Perú. Schneider Electric. 2016.

VII. ANEXOS

Anexo 1: Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t cuando las dimensiones reales aún no se determinan.

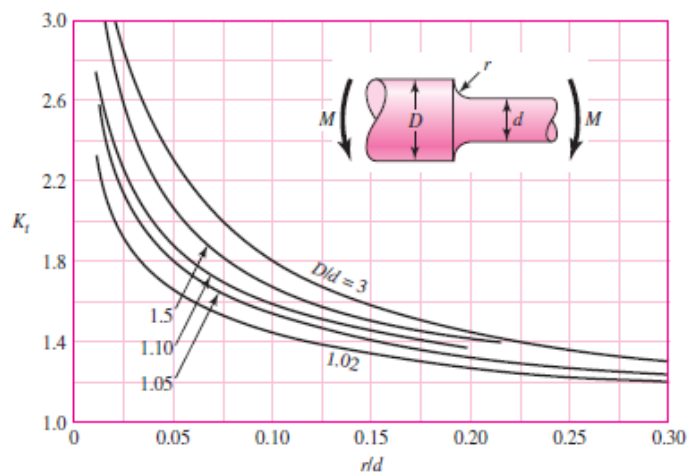
	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

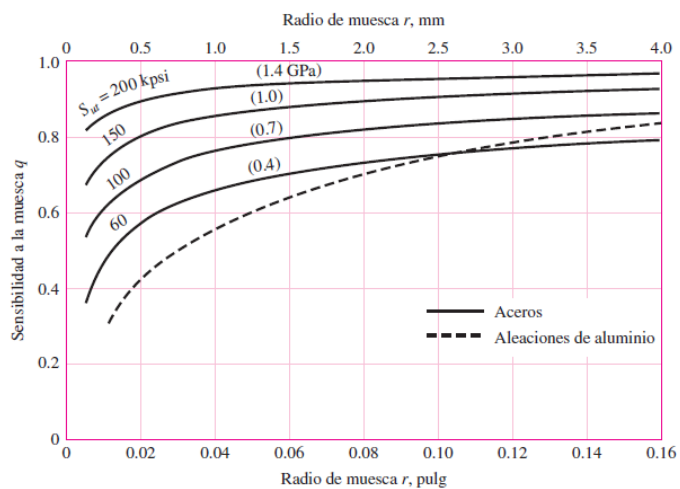
Anexo 2: Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

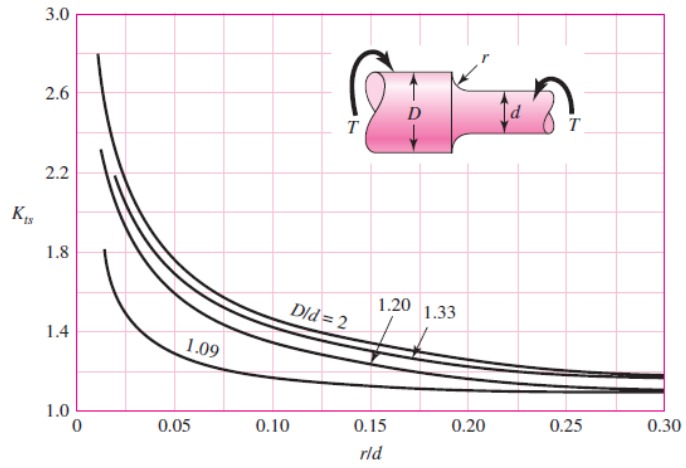
Anexo 3: Eje redondo con filete en el hombro en flexión.



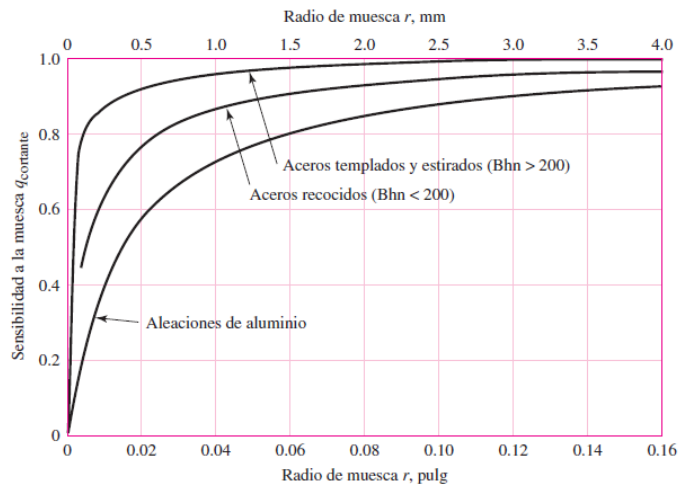
Anexo 4 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado sometidos a flexión inversa.



Anexo 5 Eje redondo con filete en el hombro en torsión.



Anexo 6 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión inversa.



Anexo 7 Procedimiento y resultados de las iteraciones usadas para aproximar las dimensiones de la palanca porta peso diseñado utilizando el software SolidWorks.

Criterios de selección:

1. El tamaño de la palanca porta peso debe ser proporcional al disco de acero con banda de caucho.
2. Las dimensiones de la palanca porta peso deben formar un triángulo notable, esto debido al conocimiento general de los ángulos internos.
3. La fuerza resultante en el extremo de la palanca donde se colocará el peso para ejercer los 250 N, debe tener un valor fácil de controlar, es decir, este valor será aproximado al de la pesa.

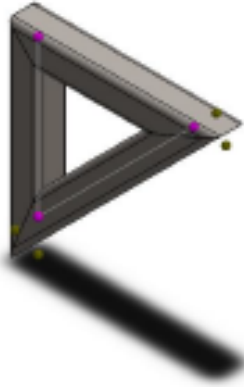



A continuación, se presenta un cuadro comparativo de las tres simulaciones obtenidas mediante el software SolidWorks.

Iteración	Medida de la Viga	Ángulos	Fuerza Resultante de interés	Masa de la Pesa
1	181.46 x 181.46 x 275.03 mm	45° 45° 90°	125.18 N	12.76 kg
2	150 x 238.88 x 288.86 mm	37° 53° 90°	108.75 N	11,08 kg
3	150 x 308.01 x 348.16 mm	30° 60° 90°	84.325 N	8,59 kg


Además, se anexan los informes obtenidos de SolidWorks.

ITERACIÓN N° 1

Información de modelo

		
Nombre de documento y referencia	Formulación	Propiedades
Viga-1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(1)) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estándar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:181.46mm Volumen:3.14376e-005m ³ Densidad:7850kg/m ³ Masa:0.246785kg Peso:2.41849N
Viga-2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(3)) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estándar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:181.46mm Volumen:3.1439e-005m ³ Densidad:7850kg/m ³ Masa:0.246796kg Peso:2.4186N
Viga-3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(2)) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estándar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:275.033mm Volumen:4.44589e-005m ³ Densidad:7850kg/m ³ Masa:0.349002kg Peso:3.42022N

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 2.5e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.93e+010 N/m²</p>	<p>Sólido 1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(Pieza2).</p> <p>Sólido 2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(3)(Pieza2).</p> <p>Sólido 3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(2)(Pieza2)</p>

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Inamovible-1		<p>Entidades: 1 Joint(s)</p> <p>Tipo: Inamovible (sin traslación)</p>
Geometría de referencia-1		<p>Entidades: 1 Joint(s)</p> <p>Referencia: Alzado</p> <p>Tipo: Utilizar geometría de referencia</p> <p>Traslación: --, --, 0</p>


Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 plano(s), 1 Juntas</p> <p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: 250 N</p>

Información de malla

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	101
Número total de elementos	98

Número de malla: 101
 Número de elementos: 98
 Tipo de malla: ...

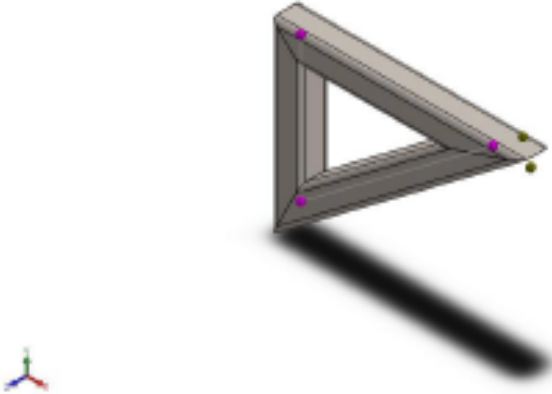





Fuerzas de viga


Nombre de viga	Juntas	Axial (N)	Cortante (N)
Viga-1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	1	-125.17	-11.17
	2	0	-7.1623E-12
Viga-2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	1	0	0
	2	0	0
Viga-3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	1	0	0
	2	11.17	-125.18

ITERACIÓN N° 2

Información de modelo

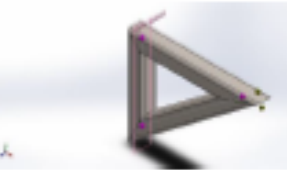
		
Nombre de documento y referencia	Formulación	Propiedades
Viga-1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)[1]) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estandar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2.6 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:238.882mm Volumen:4.19167e-005m ³ Densidad:7700kg/m ³ Masa:0.322758kg Peso:3.16303N
Viga-2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)[3]) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estandar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2.6 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:150mm Volumen:3.14374e-005m ³ Densidad:7700kg/m ³ Masa:0.242068kg Peso:2.37226N
Viga-3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)[2]) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estandar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2.6 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:288.861mm Volumen:5.2395e-005m ³ Densidad:7700kg/m ³ Masa:0.403442kg Peso:3.95373N

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Acero alado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 6.20422e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 7.23826e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7700 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.3e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(Pieza2), Sólido 2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(3)(Pieza2), Sólido 3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(2)(Pieza2)</p>

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Inamovible-1		<p>Entidades: 1 Joint(s)</p> <p>Tipo: Inamovible (sin traslación)</p>
Geometría de referencia-1		<p>Entidades: 1 Joint(s)</p> <p>Referencia: Alzado</p> <p>Tipo: Utilizar geometría de referencia</p> <p>Traslación: --, --, 0</p>

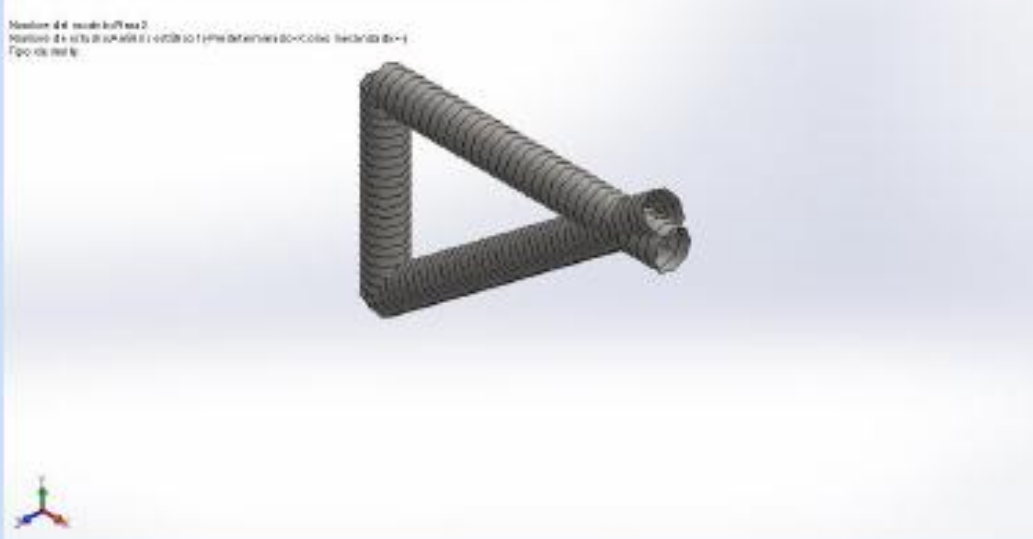
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 plano(s), 1 Juntas</p> <p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: 250 N</p>

Información de malla

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	97
Número total de elementos	94

Imagen de la malla de la estructura
Imagen de la malla de la estructura con los detalles de los elementos de la malla
Tipo de malla:






Fuerzas de viga


Nombre de viga	Elemento	Final	Axial (N)	Cortante (N)
Viga-1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	1	1	-108.75	-23.004
	25	2	0	6.48E-12
Viga-2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	26	1	-1.09E-11	-3.98E-15
	64	2	-1.39E-17	-1.08E-21
Viga-3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	65	1	0	0
	92	2	23.001	-108.75

ITERACIÓN N° 3

Información de modelo

Nombre de documento y referencia	Formulación	Propiedades
Viga-1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(2)) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estándar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2.6 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:348.162mm Volumen:6.29099e-005m ³ Densidad:7850kg/m ³ Masa:0.493843kg Peso:4.83966N
Viga-2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(1)) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estándar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2.6 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:308.013mm Volumen:5.44918e-005m ³ Densidad:7850kg/m ³ Masa:0.427761kg Peso:4.19205N
Viga-3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(3)) 	Viga – Sección transversal uniforme	Estándar de sección-iso/square tube/30 x 30 x 2.6 Area de sección: 0.000209579m ² Longitud:150mm Volumen:3.14371e-005m ³ Densidad:7850kg/m ³ Masa:0.246781kg Peso:2.41846N

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 2.5e+008 N/m² Límite de tracción: 4e+008 N/m² Módulo elástico: 2e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.26 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: 7.93e+010 N/m²</p>	<p>Sólido 1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(2])(Pieza2), Sólido 2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(1])(Pieza2), Sólido 3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2.6(1)(3])(Pieza2)</p>

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Inamovible-2		<p>Entidades: 1 Joint(s) Tipo: Inamovible (sin traslación)</p>
Geometría de referencia-1		<p>Entidades: 1 Joint(s) Referencia: Alzado Tipo: Utilizar geometría de referencia Traslación: --, --, 0</p>


Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 plano(s), 1 Juntas Referencia: Vista lateral Tipo: Aplicar fuerza Valores: 250 N</p>

Información de malla

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	106
Número total de elementos	103

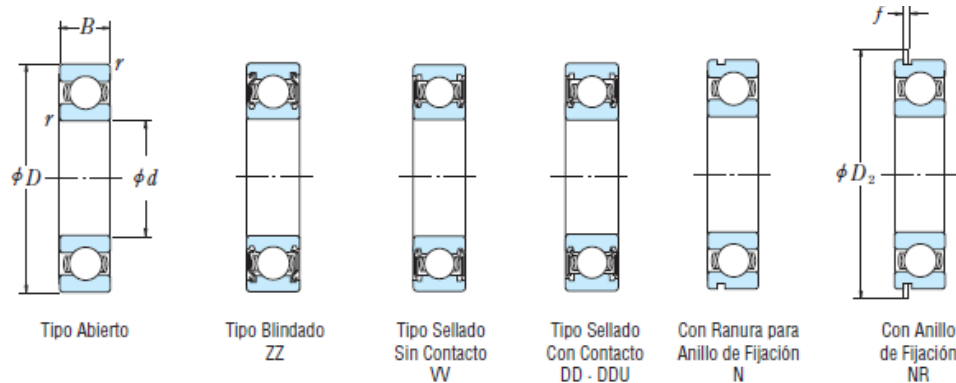
Número de nodos en la malla
Número de elementos en la malla (103 elementos de tipo de elemento de tipo de malla)



Fuerzas de viga

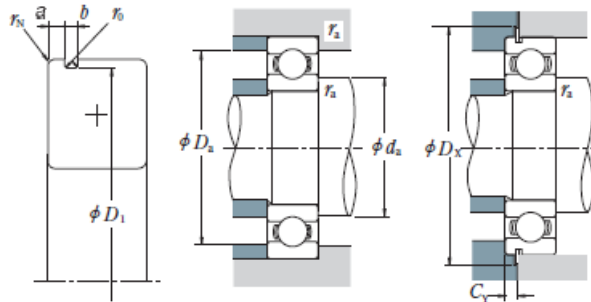
Nombre de viga	Elemento	Final	Axial (N)	Cortante (N)
Viga-1(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	1	1	-84.325	-22.284
	25	2	0	-1.17E-12
Viga-2(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	26	1	0	-1.42E-12
	63	2	0	2.76E-18
Viga-3(Tubo cuadrado 30 X 30 X 2)	64	1	0	0
	91	2	22.284	-84.325

Anexo 8 Especificaciones de rodamientos de bolas de ranura profunda de una sola hilera, diámetro interior de 25 a 45 mm. NSK Motion & Control



Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento		
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado
									Abierto	ZZ · VV	DU · DDU	Abierto		
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV DDU
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV DDU
28	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV DDU
	52	12	0.6	12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV DDU
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV DDU
	68	18	1.1	26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV DDU
30	42	7	0.3	4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV DD
	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV DDU
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV DDU
	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV DDU

NSK



Carga Dinámica Equivalente

$$P = X F_r + Y F_a$$

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

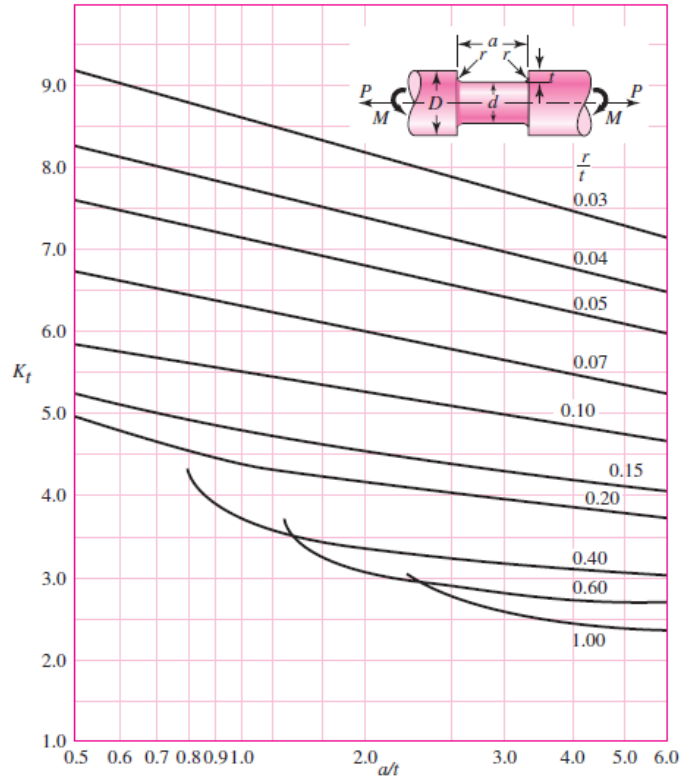
Carga Estática Equivalente

$$\frac{F_a}{F_r} > 0.8, P_0 = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

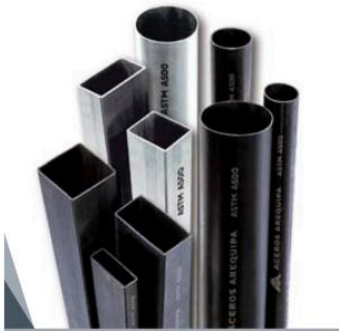
$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8, P_0 = F_r$$

Con Ranura Anillo para Anillo Fijación	Con Anillo de Fijación	Dimensiones de la Ranura del Anillo (1)					Dimensiones del anillo (1)		Dimensiones de Tope y Chaflán (mm)					Masa (Kg.) aprox.	
		a	b	D_1	r_0	r_N	D_2	f	$d_s^{(2)}$	$D_s^{(2)}$	r_s	D_x	C_Y		
N	NR	1.3	0.95	35.7	0.25	0.3	39.8	0.85	27	27	35	0.3	40.5	1.8	0.021
—	—	1.7	0.95	40.7	0.25	0.3	44.8	0.85	27	28.5	40	0.3	45.5	2.3	0.042
—	—	—	—	—	—	—	—	—	27	—	45	0.3	—	—	0.059
N	NR	2.06	1.35	44.6	0.4	0.5	52.7	1.12	29	30	43	0.6	53.5	2.9	0.079
N	NR	2.46	1.35	49.73	0.4	0.5	57.9	1.12	30	32	47	1	58.5	3.3	0.129
N	NR	3.28	1.9	59.61	0.6	0.5	67.7	1.7	31.5	36	55.5	1	68.5	4.6	0.235
N	NR	2.06	1.35	49.73	0.4	0.5	57.9	1.12	32	34	48	0.6	58.5	2.9	0.096
N	NR	2.46	1.35	55.6	0.4	0.5	63.7	1.12	33	35.5	53	1	64.5	3.3	0.175
N	NR	3.28	1.9	64.82	0.6	0.5	74.6	1.7	34.5	38	61.5	1	76	4.6	0.287
N	NR	1.3	0.95	40.7	0.25	0.3	44.8	0.85	32	32	40	0.3	45.5	1.8	0.024
N	NR	1.7	0.95	45.7	0.25	0.3	49.8	0.85	32	34	45	0.3	50.5	2.3	0.052
—	—	—	—	—	—	—	—	—	32	—	53	0.3	—	—	0.087

Anexo 9 Eje redondo con ranura de fondo plano en flexión y/o tensión



Anexo 10 Tubo LAC ASTM A500 – Aceros Arequipa



Designación Nominal pulgadas		Dimensión exterior (mm)	ESPAESORES Y PESOS NOMINALES en Kg/m									
			1.5	1.8	2	2.5	3	4	4.5	6		
REDONDO DIAM. NOMINAL	1/2	21.3		0.866	0.952	1.159						
	3/4	26.7		1.105	1.218	1.492						
	1	33.4		1.403	1.549	1.905	2.249					
	1 1/4	42.2		1.793	1.983	2.448	2.900					
	1 1/2	48.3		2.064	2.284	2.824	3.351					
	2	60.3		2.597	2.876	3.564	4.239					
	2 1/2	73.0			3.502	4.347	5.179					
	3	88.9			4.285	5.327	6.355					
	4	114.3			5.539	6.892	8.234					
	-	25x25	1.061		1.460							
-	30x30	1.300		1.700								
-	40x40	1.770		2.244		3.320						
-	50x50	2.250		3.122		3.872	4.316					
CUADRADO L.E.	2	50.8		3.122	3.872	4.316						
	4	75x75		4.500	5.560	6.810						
	-	101.6		6.165	7.675	9.174	12.133	13.594				
	-	100x100		6.165	7.675	9.174	12.133	13.594	16.980			
RECTANGULAR L.E.	-	20x40	1.354		1.700							
	-	25x50	1.650		2.261							
	-	40x60	2.260		3.033	3.600	4.250					
	-	40x80	2.710		3.660	4.390	5.190					
	-	50x75					5.423					
	-	50x100			4.500	5.560	6.600	8.590				
-	50x150			6.165	7.676	9.174	11.730					

Negro y Galvanizado

NORMAS TÉCNICAS DE FABRICACIÓN:

Las dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la Norma ASTM A500.

DESCRIPCIÓN:

Tubo fabricado con acero al carbono laminado en caliente (LAC), utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW).

Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

PRESENTACIÓN:

Longitud

Redondos	:	6.40 y 6 m.
Cuadrados	:	6 m.
Rectangulares	:	6 m.

Otras longitudes a pedido.

Acabado de extremos: Refrentado (plano), limpio de rebordes.
Recubrimiento : Negro Galvanizado (mínimo 120 gr / m²)

USOS:

Estructuras livianas y pesadas diversas, tijerales, postes, cercos perimétricos, carrocerías, etc.

PROPIEDADES MECÁNICAS:








Redondo:

Resistencia a la Tracción (Mpa)	Grado A	Grado B
Límite de Fluencia (Mpa)	310	400
	230	290

Cuadrado y Rectangular:

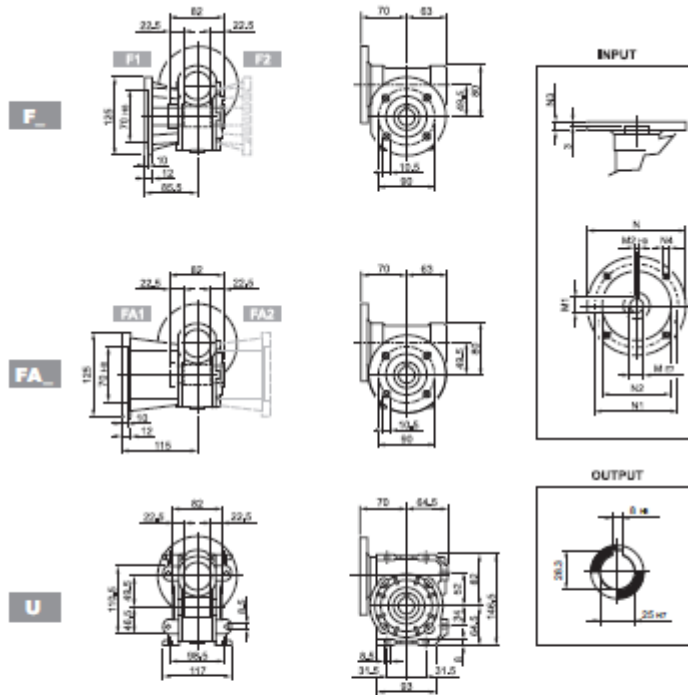
Resistencia a la Tracción mín. (Mpa)	Grado A	Grado B
Límite de Fluencia mín. (Mpa)	310	400
	270	315



Anexo 11 Catálogo de motoreductor de tornillo sin fin, Bonfiglioli

1.1 kW												
n_2 min-1	M_2 Nm	S	i	R_{n2} N						IEC 		
23.3	347	1.1	60	7000		—			WR 86_60	P90	BN90S4	134
23.3	356	1.9	60	8000		—			WR 110_60	P90	BN90S4	138
25.0	294	1.0	56	7000	W 86_56	S2 M2SB4	132		W 86_56	P90	BN90S4	133
25.0	303	2.0	56	8000	W 110_56	S2 M2SB4	136		W 110_56	P90	BN90S4	137
25.0	307	3.1	56	12600		—			VF 130_56	P90	BN90S4	140

117	77	1.8	12	2550	W 63_12	S2 M2SB4	124	W 63_12	P90	BN90S4	125
140	65	2.2	10	2440	W 63_10	S2 M2SB4	124	W 63_10	P90	BN90S4	125
140	66	3.5	10	3420	W 75_10	S2 M2SB4	128	W 75_10	P90	BN90S4	129
187	48	2.6	15	2330	W 63_15	S2 M2SA2	124	W 63_15	P80	BN80B2	125
200	44	1.1	14	1370		—		VF 49_14	P80	BN80B2	118
200	46	2.6	7	2210	W 63_7	S2 M2SB4	124	W 63_7	P90	BN90S4	125
233	39	3.2	12	2190	W 63_12	S2 M2SA2	124	W 63_12	P80	BN80B2	125
280	32	1.4	10	1250		—		VF 49_10	P80	BN80B2	118
280	33	3.8	10	2080	W 63_10	S2 M2SA2	124	W 63_10	P80	BN80B2	125
400	23	1.8	7	1130		—		VF 49_7	P80	BN80B2	118

VF 49...P (IEC)



	i	M	M1	M2	N	N1	N2	N3	N4	
VF 49 P63 B5	11	12.8	4	140	115	95	10.5	9.5	3.0	
VF 49 P71 B5	14	16.3	5	160	130	110	10.5	9.5		
VF 49 P80 B5	19	21.8	6	200	166	130	10	11.5		
VF 49 P63 B14	11	12.8	4	90	75	60	7	6		
VF 49 P71 B14	14	16.3	5	105	85	70	10.5	6.5		
VF 49 P80 B14	19	21.8	6	120	100	80	10	7		

Anexo 12 Accesorios eléctricos Lista de precios 2016 Schneider Electric y
 Tabla del conductor THW-90 Indeco. Diagrama típico de un arranque directo.

- Guardamotor magneto térmico 3φ

HP 220V/440V	Regulación (A)	I Corte 415 V
0.25 / 0.5	0.63 - 1	>100KA
0.34 / 0.75	1 - 1.6	>100KA
0.5 / 1.5	1.6 - 2.5	>100KA
1 / 2	2.5 - 4	>100KA
1.5 / 4	4 - 6.3	>100KA
3 / 5	6.3 - 10	>100KA
4 / 10	9 - 14	>100KA
5 / 10	13 - 18	50KA
7 / 12	17 - 23	50KA
7 / 15	20 - 25	50KA
10 / 20	24 - 32	35KA

- Contactores

Corriente Nominal (A)	Tensión de Operación del motor (V)	Potencia Máxima (HP)	Tensión de bobina (V)
9	230	1.5	120 Vac
	480	2	
18	230	3	120 Vac
	480	5	
27	230	7.5	120 Vac
	480	10	
45	230	15	120 Vac
	480	25	
90	230	30	120 Vac
	480	50	
135	230	50	120 Vac
	480	100	
270	230	100	120 Vac
	480	200	
540	230	200	120 Vac
	480	400	

- Pulsadores 1NA + 1NC

Descripción	Color	Contacto
Rasante	plaquetas: negro, rojo, verde, amarillo, naranja, azul y blanco	1 NANC
Saliente		1 NANC

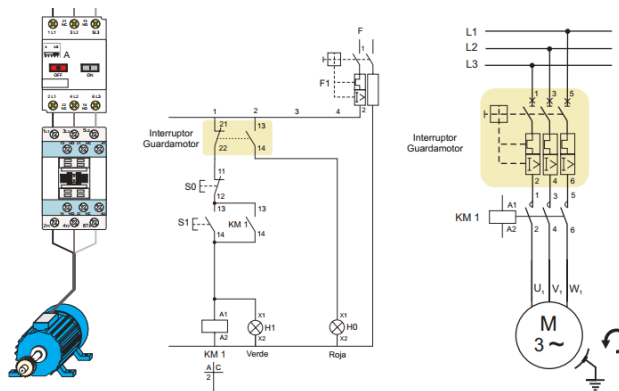
- Lámparas de señalización

Descripción	Color	Contacto
Bulbo incandescente (no incluido)	24 VAC/DC	Verde
		Rojo
		Amarillo
	120 VAC/DC *	Verde
		Rojo
		Amarillo
	220 VAC/DC	Verde
		Rojo
		Amarillo
LED de alta luminosidad (incluido)	24 VAC/DC	Verde
		Rojo
		Amarillo
	120 VAC/DC *	Verde
		Rojo
		Amarillo
	220 VAC/DC	Verde
		Rojo
		Amarillo

- Conductor THW – 90 mm²

CALIBRE CONDUCTOR	NUMERO HILOS	DIAMETRO HILO	DIAMETRO CONDUCTOR	ESPESOR AISLAMIENTO	DIAMETRO EXTERIOR	PESO	AMPERAJE (*)	
							AIRE	DUCTO
mm ²		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A	A
2.5	7	0.66	1.92	0.8	3.5	32	37	27
4	7	0.84	2.44	0.8	4.1	47	45	34
6	7	1.02	2.98	0.8	4.6	67	61	44
10	7	1.33	3.99	1.1	6.2	117	88	62
16	7	1.69	4.67	1.5	7.7	186	124	85
25	7	2.13	5.88	1.5	8.9	278	158	107
35	7	2.51	6.92	1.5	10	375	197	135
50	19	1.77	8.15	2	12.3	520	245	160
70	19	2.13	9.78	2	13.9	724	307	203
95	19	2.51	11.55	2	15.7	981	375	242
120	37	2.02	13	2.4	18	1245	437	279
150	37	2.24	14.41	2.4	19.4	1508	501	318
185	37	2.51	16.16	2.4	21.1	1866	586	361
240	37	2.87	18.51	2.4	23.5	2416	654	406
300	37	3.22	20.73	2.8	26.5	3041	767	462
400	61	2.84	23.51	2.8	29.3	3846	908	541
500	61	3.21	26.57	2.8	32.3	4862	1037	603

- Diagrama típico de un arranque directo



Anexo 13 Plano 01 Disco de acero con banda de caucho

Anexo 14 Plano 02 Eje de transmisión

Anexo 15 Plano 03 Palanca porta peso

Anexo 16 Plano 04 Porta probeta

Anexo 17 Plano 05 Sistema de vaciado de arena

Anexo 18 Plano 06 Estructura y cubierta de protección