

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **DISEÑO DE UN DINAMÓMETRO PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO EN PISTA DEL PROTOTIPO FÓRMULA SAE UCV**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela

Por los Brs:

Campos M., Carlos F.

Cortina R., Luis E.

Para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2010

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **DISEÑO DE UN DINAMÓMETRO PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO EN PISTA DEL PROTOTIPO FÓRMULA SAE UCV**

Tutor Académico: Prof. José M. Gómez A.

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela

Por los Brs:

Campos M., Carlos F.

Cortina R., Luis E.

Para optar al Título de

Ingeniero Mecánico

Caracas, 2010



Facultad de Ingeniería  
INGENIERIA MECÁNICA  
Universidad Central de Venezuela  
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA



Caracas, 09 de noviembre de 2.016

## ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

**CAMPOS CARLOS y CORTINA LUIS**

**Titulado:**

**“DISEÑO DE UN DINAMÓMETRO PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO EN PISTA DEL PROTOTIPO FORMULA SAE-UCV”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

**Prof. Armando Guerrero**  
Jurado



**Prof. Jorge Barilla**  
Jurado

**Prof. José Manuel Gómez**  
Tutor

“Núcleo de Ingeniería “Armando Mendoza” hacia el 30° Aniversario”

## **AGRADECIMIENTOS**

A la Universidad Central de Venezuela por brindarnos mucho más que solo los conocimientos adquiridos durante la carrera.

A nuestro tutor José Manuel Gómez, quien más que un profesor es nuestro amigo, por trabajar lado a lado los últimos años.

A mi compañero de tesis no solo por su dedicación y constancia durante la realización de este trabajo sino también por su amistad incondicional.

**Campos M., Carlos F.  
Cortina R., Luis E.**

**DISEÑO DE UN DINAMÓMETRO PARA LA  
OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO EN PISTA DEL  
PROTOTIPO  
FÓRMULA SAE UCV**

**Tutor Académico: Prof. José M. Gómez A. Tesis. Caracas. Universidad  
Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería  
Mecánica. 2010**

**Palabras Claves:** FÓRMULA SAE, DINAMÓMETRO, FRENO DE  
FOCAULT, POTENCIA, TORQUE.

**RESUMEN:** El siguiente trabajo especial de grado consiste en el diseño de un dinamómetro de chasis para el prototipo Fórmula SAE de la Universidad Central de Venezuela, dicho elemento permite medir la potencia y el torque de un vehículo por lo tanto el mismo permitirá optimizar el rendimiento en pista del prototipo. El diseño se basó en decidir que tipo y números de rodillos utilizaría el dinamómetro, realizando todos los cálculos de cargas y esfuerzos en base a los vehículos construidos por el equipo durante su trayectoria, elegir el tipo de freno que mejor se adapta a las necesidades presentadas por el equipo y un software capaz de captar todas las señales de entradas y que permitiese modificar diferentes parámetros de manera que pueda adaptarse eficientemente al diseño generado. Para el diseño se utilizaron diferentes conocimientos y teorías así como también un programa de computadora que ayudo a evaluar los esfuerzos y deformaciones sobre los principales componentes del dinamómetro (rodillo, freno, estructura principal y rampas), se eligieron elementos estandarizados como: chumaceras, pernos, arandelas, tuercas, acoples, patas y gomas para facilitar en un futuro su posible construcción. Al final se presentan las listas de partes y los planos necesarios para su construcción, así como también un manual de uso del dinamómetro.

## ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	3
Objetivo general .....	4
Objetivos específicos .....	4
Alcances .....	5
Limitaciones .....	6
Antecedentes .....	6
CAPÍTULO II.....	9
MARCO TEÓRICO.....	9
¿Qué es un Dinamómetro?.....	9
¿Qué mide un Dinamómetro? .....	10
Tipos de dinamómetros .....	11
Tipos de frenos.....	12
Corriente de Foucault.....	12
Freno de la Histéresis .....	14
Motor eléctrico o generador.....	14
Freno de polvo magnético.....	15
Freno hidráulico .....	15
Freno de agua .....	16
Teoría de Operación.....	18

Potencia.....	18
Torque. ....	19
Factores de Corrección.....	19
Hardware y Software.....	20
Leyes de Newton.....	21
Primera Ley de Newton o Ley de la inercia.....	22
Segunda Ley de Newton o Ley de fuerza. ....	22
Tercera Ley de Newton o Ley de acción y reacción. ....	23
Esfuerzos y Deformaciones.....	23
Tracción.....	23
Flexión .....	24
Torsión .....	25
Fatiga.....	26
Tensiones cíclicas.....	27
Resistencia a la fatiga.....	29
Factores que modifican la resistencia a la fatiga.....	31
Factor de superficie $K_a$ . ....	32
Factor de tamaño $K_b$ . ....	32
Factor de carga $K_c$ . ....	33
Factor de temperatura $K_d$ . ....	34
Factor de esfuerzos diversos $K_e$ . ....	35
Concentración de esfuerzos.....	35
Teorías de falla.....	37
Falla de materiales dúctiles .....	38

Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo .....	38
Teoría de la Energía de Distorsión.....	39
Velocidades críticas .....	41
Velocidad Crítica de Flexión .....	41
Velocidad crítica de torsión .....	42
Elementos finitos.....	42
Preproceso y generación de la malla.....	45
Cálculo y resolución de sistemas de ecuaciones .....	46
Postproceso .....	47
CAPÍTULO III.....	49
MARCO METODOLÓGICO .....	49
Selección del material .....	49
Diseño del rodillo.....	50
Cálculo de deflexiones .....	57
Velocidades Críticas.....	58
Cálculo de la Soldadura .....	59
Selección del freno.....	61
Diseño de la estructura .....	62
Selección de la chumacera .....	63
Selección del acople entre el rodillo y el freno .....	64
Selección del software.....	65
CAPÍTULO IV.....	67
ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	67



Características de los prototipos Fórmula SAE UCV .....	72
Diseño del Rodillo .....	72
Eje Hueco .....	77
Sección $S_1$ .....	79
Sección $S_2$ .....	81
Sección $S_3$ .....	83
Ciclos de falla.....	88
Deflexión.....	88
Velocidades Críticas.....	89
Soldadura .....	90
Selección del freno .....	91
Diseño de la estructura .....	92
Apoyo de las chumaceras.....	93
Soportes de anclaje del freno de Foucault.....	95
Rampas .....	100
Selección de la chumacera .....	104
Acople entre el rodillo y el freno .....	105
Selección del software.....	106
CONCLUSIONES.....	110
RECOMENDACIONES .....	112
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	113
MANUAL DE USO.....	117

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura II-1. Dinamómetro de rodillos dobles. Fuente Saenz dynos.....	11
Figura II-2. Funcionamiento de un freno de corriente de Foucault. Fuente Frenelsa. ....	14
Figura II-3. Freno hidráulico. Fuente Saenz dynos.....	16
Figura II-4. Freno de agua. Fuente Tecner.....	17
FiguraII-5. Esfuerzo de tracción y compresión.....	24
FiguraII-6. Esfuerzo de Flexión. ....	24
FiguraII-7. Esfuerzo de torsión .....	25
Figura II-8. Esfuerzo medio .....	27
Figura II-9. Amplitud del esfuerzo .....	28
Figura II-10. Curva S-N de material que muestra límite definido. ....	30
Figura II-11. Diagrama S-N o curva de Wöhler. ....	30
Figura II-12. Curva de Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión.....	36
Figura II-13. Curva de Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión .....	37
Figura II-14. Circulo de Mohr.....	38
Figura II-15. Elipse de la energía de distorsión .....	39
Figura II-16. Criterios de falla. ....	40
Figura II-17. Proceso de discretización.....	43
Figura II-18. Deformación presentada mediante Solidworks .....	48
Figura III-1. Diagrama de cargas sobre el rodillo. ....	52
Figura III-2. Isometría del rodillo. ....	61

Figura III-3. Isometría del freno a base de corrientes de Foucault. ....	62
Figura III-4. Isometría de la estructura fija. ....	63
Figura III-5. Isometría de la rampa. ....	63
Figura III-6. Isometría de modelo de chumacera. ....	64
Figura III-7. Isometría del modelo del acople entre el rodillo y el freno. ....	65
Figura IV-1. Rodillo. ....	67
Figura IV-2. Freno de Foucault. Fuente Telma. ....	67
Figura IV-3. Estructura. ....	68
Figura IV-4. Rampa. ....	68
Figura IV-5. Chumacera. Fuente SKF. ....	68
Figura IV-6. Acople. Fuente Paulstra. ....	69
Figura IV-7. Interfaz del programa Dyno Max. ....	69
Figura IV-8. Tuercas de seguridad UNF y UNC. Fuente Tornillería Global. ....	70
Figura IV-9. Pernos y tornillos. Fuente Tornillería Global. ....	70
Figura IV-10. Arandelas. Fuente Tornillería Global. ....	71
Figura IV-11. Lista de patas, anclaje y tirador. ....	71
Figura IV-12. Señalamiento de zonas en el rodillo. ....	74
Figura IV-13. Diagrama de cuerpo libre del rodillo. ....	74
Figura IV-14. Esfuerzo de Von Mises en el rodillo. ....	86
Figura IV-15. Desplazamiento del rodillo. ....	87
Figura IV-16. Factor de seguridad del rodillo. ....	87
Figura IV-17. Deflexión del rodillo bajo momento flector. ....	89
Figura IV-18. Plano de un freno Telma modelo AC 50-55. Fuente Telma. ....	92
Figura IV-19. Montaje de la chumacera sobre perfil UPN. ....	93

Figura IV-20. Esfuerzo de Von Mises de la base de la chumacera.....	94
Figura IV-21. Desplazamientos de la base de la chumacera.....	94
Figura IV-22. Factor de seguridad de la base de la chumacera. ....	95
Figura IV-23. Montaje del freno sobre chapa soldada en L.....	96
Figura IV-24. Esfuerzo de Von Mises de la base a tracción. ....	97
Figura IV-25. Desplazamientos de la base a tracción. ....	97
Figura IV-26. Factor de seguridad de la base a tracción.....	98
Figura IV-27. Esfuerzo de Von Mises de la base a compresión. ....	98
Figura IV-28. Desplazamientos de la base a compresión. ....	99
Figura IV-29. Factor de seguridad de la base a compresión. ....	99
Figura IV-30. Esfuerzo de Von Mises de la rampa sin apoyo. ....	101
Figura IV-31. Desplazamientos de la rampa sin apoyo. ....	101
Figura IV-32. Factor de seguridad de la rampa sin apoyo. ....	102
Figura IV-33. Esfuerzo de Von Mises de la rampa con apoyo. ....	102
Figura IV-34. Desplazamientos de la rampa con apoyo. ....	103
Figura IV-35. Factor de seguridad de la rampa con apoyo. ....	103
Figura IV-36. Plano de la chumacera. Fuente SKF .....	104
Figura IV-37. Diagrama del acople. Fuente Paulstra.....	105
Figura IV-38. Caja de adquisición de datos. Fuente Land & Sea. ....	107
Figura IV-39. Sensor de velocidad angular cigüeñal y rodillo. Fuente Land & Sea. ....	107
Figura IV-40. Celda de carga 20000 lb. Fuente Land & Sea.....	108
Figura IV-41. Estación climática. Fuente Land & Sea. ....	108
Figura IV-42. Soplador 1120 CFM. Fuente Land & Sea.....	109

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I-1. Puntuación de eventos estáticos y dinámicos.....	2
Tabla II-1. Constante de acabado superficial.....	32
Tabla II-2. Parámetro del factor de carga.....	33
Tabla II-3. Efecto de temperatura de operación.....	34
Tabla II-4. Teorías de falla para materiales dúctiles y frágiles. ....	37
Tabla III-1. Matriz para la selección del material. ....	50
Tabla III-2. Matriz para la selección del número de rodillos.....	51
Tabla III-3. Matriz para la selección del tipo de freno.....	61
Tabla III-4. Matriz para la selección del software. ....	66
Tabla IV-1. Características de los prototipos Fórmula SAE UCV .....	72
Tabla IV-2. Tubos de sección transversal redonda. Materiales Los Andes.....	73
Tabla IV-3. Deflexiones encontradas para cada sección. ....	89
Tabla IV-4. Dimensiones del freno Telma AC 50-55. Catalogo Telma. ....	92
Tabla IV-5. Esfuerzo y desplazamiento máximo de la base de la chumacera. ....	93
Tabla IV-6. Esfuerzos y desplazamientos máximos de las bases del freno. ....	96
Tabla IV-7. Esfuerzos y desplazamientos máximos de las rampas. ....	100
Tabla IV-8. Dimensiones de los acoples Straflex. ....	105

## ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

ASTM	American Society for Testing and Materials
A	área, área de sección transversal
a	coeficiente de los ciclos de falla
b'	coeficiente de los ciclos de falla
C	carga
c	coeficiente de los ciclos de falla
D	distancia
d	diámetro
E	módulo de Young
e	espesor
F	fuerza
$f_r$	fuerza de roce
H	potencia
h	cateto de la soldadura
I	inercia
J	segundo momento polar del área
K	factor de concentración de esfuerzo
M	momento flector
<b>M</b>	esfuerzo flector
$\mu$	coeficiente de fricción estático
N	ciclos de falla
$N$	fuerza normal
$\eta$	factor de seguridad
P	peso
r	radio
rpm	revoluciones por minutos
$S_e$	resistencia a la fatiga
$S_{ut}$	esfuerzo último de tensión

$S_y$	esfuerzo a la cedencia
$\sigma$	esfuerzo de Von Mises
$T$	momento torsor
$\tau$	esfuerzo torsor
$V$	velocidad lineal
$\omega$	velocidad angular
$Z$	módulo de sección plástico

## UNIDADES

cm	centímetro
cm <sup>2</sup>	centímetro cuadrado
cm <sup>3</sup>	centímetro cúbico
cm <sup>4</sup>	centímetro a la cuarta
h	hora
Kg	kilogramo
lb	libra
lbf	libra fuerza
Mpa	Mega pascal
m	metro
m <sup>2</sup>	metro cuadrado
m <sup>3</sup>	metro cúbico
m <sup>4</sup>	metro a la cuarta
min	minuto
mm	milímetro
mm <sup>2</sup>	milímetro cuadrado
N	Newton
psi	libra fuerza por pulgada cuadrada
pulg	pulgada
rad	radianes
s	segundo
s <sup>2</sup>	segundo cuadrado



## INTRODUCCIÓN

Fórmula SAE es una competencia de diseño estudiantil organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE). Como todo proyecto de ingeniería surge por una necesidad, en este caso la que tenían las grandes compañías en mejorar la formación de los estudiantes que iban a gerenciar (técnica y administrativamente) una empresa. La misma fue iniciada en 1978 y fue llamada originalmente SAE Mini Indy, y se ha extendido de una manera tal, que ya son más de 15 competencias en 8 países que se celebran anualmente.

El concepto detrás de la competencia de Formula SAE es que una compañía de manufactura ficticia contrate a un equipo de diseño estudiantil para desarrollar un pequeño vehículo de carreras estilo fórmula. El prototipo será evaluado por su potencial como un producto. Las restricciones en el chasis y motor son limitadas así que el conocimiento, la creatividad e imaginación de los estudiantes son puestos a prueba. Los carros son construidos con el esfuerzo de un equipo en un período de un año y son llevados a la competencia anual con la finalidad de ser juzgados y comparados con más de 120 vehículos de otras universidades alrededor del mundo.

Al inicio de la competencia, el prototipo es revisado para garantizar el cumplimiento de las normas durante la inspección técnica. La capacidad de frenada, estabilidad de rolido y niveles de ruido son inspeccionados antes de que al vehículo le sea permitido competir en los eventos dinámicos.

Los vehículos prototipos son juzgados en una serie de diferentes eventos. La escala de puntuaciones de Formula SAE son los siguientes:

Tabla I-1. Puntuación de eventos estáticos y dinámicos.

<b>Eventos Estáticos</b>		<b>Eventos Dinámicos</b>	
Presentación de ventas	75 pts	Maniobrabilidad	50 pts
Diseño Ingenieril	150 pts	Aceleración	75 pts
Análisis de costos y manufactura	100 pts	Vuelta rápida	150 pts
		Resistencia	300 pts
		Consumo de combustible	100 pts

Adicionalmente, varios patrocinadores de la competencia proveen de premios al desarrollo de diseños más avanzados, por ejemplo, diseño de suspensión, análisis al tren de potencia, el mejor uso de combustible E-85 así como de materiales no ferrosos y polímeros, innovaciones en el uso de electrónica, reciclabilidad, resistencia a impactos, disminución de emisiones contaminantes y bajos niveles de contaminación sónica.

En base a lo expuesto anteriormente el objetivo de este trabajo especial de grado es el de diseñar un dinamómetro para la optimización de las curvas de potencia del tren motriz del prototipo Fórmula SAE de la Universidad Central de Venezuela.

Un dinamómetro de chasis permite hacer pruebas directamente con vehículos; las ruedas motrices se hacen girar sobre los rodillos, para simular el comportamiento de dicho vehículo en la vía pública, calles, avenidas y autopista, o únicamente medir la potencia generada. Cada uno de estos equipos atiende necesidades muy específicas, pero hay un punto de convergencia entre todos ellos: se busca medir parámetros que describan el comportamiento del motor, y principalmente para objetivos de automoción, porque es el caso más general y el que demanda muchas más variantes de funcionamiento.

# CAPÍTULO I

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El equipo Formula SAE UCV ha participado desde hace ya cinco años en la competencia Formula Series realizada cada mayo en Michigan, Estados Unidos, incrementando año tras años su experiencia y por supuesto la ambición de conseguir mejores diseños e innovar en nuevas tecnologías, a tal punto de haber sido la segunda universidad latinoamericana y la primera venezolana en haber recibido un premio en dicha competencia.

Durante la competencia Formula SAE uno de los componentes más críticos es el tren motriz ya que el mismo es modificado por el equipo, por las restricciones de la competencia y su reglamento. Debido a estas restricciones los parámetros de gasolina y aire de entrada al motor deben ser modificados, la transmisión de potencia al diferencial y de este a las ruedas es diseñada completamente por el equipo y actualmente la Universidad Central de Venezuela no posee un dinamómetro que permita hacer las pruebas de diseño de manera correcta.

Tomando en cuenta que dentro de la competencia existen las pruebas de aceleración y economía de combustible se desea diseñar un dinamómetro que permita optimizar la potencia del vehículo y mejorar el rendimiento de combustible.

- El artículo 5 de las normas Formula SAE 2010 establece que la prueba de aceleración debe realizarse partiendo del reposo y recorrer en línea recta en el menor tiempo posible una distancia de 75 metros; el tiempo de aceleración debe ser menor a 5,8 segundos lo cual equivale a una velocidad promedio de 46,55Km/hr.

- El artículo 8 de las normas de Formula SAE 2010 establece que el evento de economía de combustible se realiza conjuntamente con el evento de resistencia y no se puede reabastecer combustible durante esa prueba. El cálculo del consumo de combustible se realizará si se termina el evento y se pueden obtener tanto puntuación positiva como negativa.

En base a lo expuesto anteriormente se quiere diseñar un dinamómetro de chasis que permita calcular y mejorar la potencia del motor y el tren motriz, el torque y el consumo específico de combustible con el fin de poder obtener la mayor puntuación en la competencia en los eventos antes mencionados.

Adicionalmente se desea mejorar el laboratorio de maquinas de desplazamiento volumétrico añadiendo una práctica y así poder mostrar a los estudiantes como se realizan las mediciones de potencia y torque en un vehículo.

### **Objetivo general**

Diseñar un dinamómetro para la optimización de las curvas de potencia del tren motriz del prototipo Fórmula SAE UCV

### **Objetivos específicos**

- Diseñar tipo, número y características de los rodillos que utilizará el dinamómetro.
- Seleccionar el tipo de freno a utilizar en el dinamómetro.
- Identificar y justificar los diferentes materiales que se pudieran utilizar en la construcción de los componentes a diseñar.
- Seleccionar elementos estandarizados, tales como: pernos, sellos, rodamientos, entre otros; para lograr el funcionamiento el sistema.

- El dinamómetro a diseñar debe ser móvil, con el fin de colocarlo en cualquier espacio que se necesite.
- El dinamómetro a diseñar debe poder medir la eficiencia del vehículo en el piso.
- El dinamómetro a diseñar deberá ser capaz de optimizar las curvas de torque, potencia y rendimiento de combustible del motor utilizado por el prototipo Fórmula SAE UCV.
- Se deben elaborar planos definitivos, del dinamómetro y sus componentes propuestos para su fabricación.

### **Alcances**

- El dinamómetro a diseñar solo podrá ser utilizado para vehículos bajo las especificaciones Fórmula SAE de tracción trasera.
- La metodología de diseño estará conformada por el planteamiento de una necesidad, luego una tormenta de ideas sin restricción alguna, seguido de la combinación de dichas ideas en una matriz morfológica, y por último la selección de la(s) mejor(es) por medio de una matriz de selección que contenga criterios razonables y fundamentados.
- Al tener las propuestas completamente esquematizadas, se seleccionará la opción final a desarrollar mediante una matriz de selección con criterios pertinentes, adaptados a la realidad.
- En el desarrollo de la propuesta final se incluirá el cálculo de la mayoría de los componentes, así como los criterios y parámetros escogidos para la selección de los materiales con los que se fabricaran dichas piezas a ser utilizadas en el Prototipo Formula SAE UCV.
- En el diseño del dinamómetro se considerará que las dimensiones del mismo deben estar sujetas a los requerimientos del Prototipo Formula SAE UCV tales como peso, funcionabilidad, y facilidad de manufactura.

- Se proporcionarán los planos donde se describa completamente el dinamómetro, junto con la lista de materiales o componentes necesarios.
- El dinamómetro a diseñar podrá ser utilizado con una computadora de escritorio o una portátil que posea el software elegido en este trabajo especial de grado.

### **Limitaciones**

- Para la optimización de las curvas características del motor solo se tomarán en cuenta las condiciones atmosféricas presentes en el país, ya que es poco probable conocer las condiciones de competencia.
- No existe factibilidad de construcción, por lo tanto los resultados obtenidos no podrán ser comprobados.
- El software a utilizar será elegido de una lista de software existente en el mercado que pueda ser adaptado al dinamómetro diseñado.

### **Antecedentes**

T.A.PATTERSON., (1933): Realizó la invención de un dispositivo de prueba de frenado para las ruedas de un vehículo, con la finalidad de proporcionar un nuevo método que indica la fuerza de frenado cuando el vehículo esta en movimiento, conformada por un conjunto de rodillos que soportan cada una de las ruedas que se conectan a una serie de ejes que son movilizadas por un motor eléctrico. [1]

E.L.CLIN., (1956): Invención de un dispositivo de uso general para medir el desempeño de un motor mediante un dinamómetro hidráulico con la finalidad de determinar mal funcionamiento o defectos en partes del motor, transmisión y diferencial del vehículo sometido a prueba. El diseño puede ser de aplicación

móvil o estacionaria que siempre va a estar en capacidad de medir hasta el doble de las condiciones encontradas en un vehículo convencional. Una de las características más importantes del dinamómetro de rodillos es el poder eliminar la necesidad de hacer pruebas en calles para revisión de los ajustes llevados a cabo en el taller, logrando disminuir los costos de los servicios y lo más importante, garantizando la satisfacción del cliente. [2]

K.T.SEKII, A.K.JINBO., (1984): Este invento corresponde a un mejoramiento en el arreglo del cuerpo dinámico del dinamómetro tipo chasis, donde se cambian los volantes de masa inercial mecánico por simuladores inerciales del tipo: dinamos de corriente directa (sistema inercial eléctrico). Es más efectivo que un dinamómetro convencional de volante inercial mecánico, por el ahorro sustancial de espacio físico destinado para la instalación, ya que el sistema inercial eléctrico ocupa una fracción del sistema mecánico. [3]

K.T.YAMASAKI, A.K.JINBO., (1984): Esta invención tuvo como propósito eliminar los defectos dimensionales del modelo previo y proveer al dinamómetro de 2 rodillos conectados entre sí. Es instalado sobre un chasis móvil que permite reducir el espacio del laboratorio, permitiendo a los operarios hacer ajustes a diversos tipos y tamaños de vehículos en periodos de tiempo muy cortos. [4]

S.FUJIMORI., (1992): El objeto de dicha invención es proveer de dos rodillos que puedan eliminar ciertos inconvenientes inherentes a la orientación de los mismos: un primer rodillo montado sobre el primer eje corresponde a la co-rotación del mismo. El primer rodillo se encuentra conectado al dinamómetro que va a ser conducido por objeto prueba. El segundo rodillo se encuentra relativamente rotado al segundo eje que también va a ser movido por objeto a estudio, de tal manera que ambos ejes posean un arreglo paralelo entre sí. En el 2do eje se encuentra conectada una masa inercial, así mismo, existe una

transmisión asociada a los ejes de transmisión de potencia para lograr que el 2do eje gire más rápido que el 1ro. [5]

J.CLAYTON., (1997): Diseño de un dinamómetro tipo chasis, para simulación inercial del vehículo en carretera y cargas internas del motor que posee una configuración de rodillo simple acoplado a las ruedas con tracción del vehículo, a una unidad de simulación inercial con eje, conductor eléctrico, rodillo (preferiblemente de acero con bajo porcentaje de carbono) y el ensamble del estator. Todo el diseño posee rodamientos en cada arreglo que contribuyen a disminuir las cargas del sistema, además se incluye en el estator, un arreglo de ejes simétricamente dispuestos y núcleos electromagnéticos que se extienden radialmente desde el eje hasta la superficie adyacente a la sección de frenado. [6]

S.MATSUMOTO., (2008): En el dinamómetro tipo chasis convencional, la absorción de carga es efectuada por un motor ubicado en la parte externa de la estructura del dinamómetro, en donde cada motor es apoyado de manera independiente por los rodillos. En el diseño que presento, se puede detectar mediante unos sensores, la carga generada por las ruedas del vehículo cuando hay una pérdida de contacto parcial o total con los rodillos, generando pérdidas mecánicas, que siempre son indeseables. [7]



## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

#### **¿Qué es un Dinamómetro?**

La etimología de la palabra dinamómetro está compuesta por dos palabras básicas. La primera, dinamo proviene de la palabra griega dynamics que significa potencia en movimiento. La segunda, que viene de la palabra, metron y quiere decir medir. Para los propósitos de éste trabajo de graduación un dinamómetro puede describirse mejor como "una máquina que mide la potencia durante el movimiento". Los dinamómetros son máquinas usadas para medir la energía de un motor. El torque de un motor se determina específicamente mediante un sistema complejo de absorción y de reacción. Los componentes básicos de un dinamómetro son el marco, montajes de motor, la unidad de la absorción que es generalmente una cierta clase de rodillo o de tambor y el aparato de medición del torque (esfuerzo de torsión).

Según sea la clasificación de los dinamómetros hay algunos que requieren de frenos de agua o de aceite, estos son necesarios para ciertos tipos de dinamómetros, ya que proporcionan resistencia y la absorción apropiada para la medición. Los motores se enganchan hasta los dinamómetros de varias formas según su funcionamiento o tipo. El dinamómetro simula condiciones reales permitiendo que el motor funcione en intervalos largos y en los niveles máximos, sin tener el vehículo en movimiento.

Los diseñadores y fabricantes de vehículos de alto rendimiento tales como vehículos y motocicletas de carreras utilizan los dinamómetros por razones similares a las requeridas en la industria auto comercial, y de igual forma los usan como parte del proceso de la recalibración de un motor que se ha utilizado

en ambientes de carrera. Los dinamómetros también se utilizan en algunas ocasiones en la prueba de otro tipo de motor de combustión interna, usado para propósitos industriales tales como motores en bombas de agua y los tractores móviles de tierra.

La mayoría de los dinamómetros modernos son controlados mediante una computadora y permiten que el operador seleccione los puntos y la gama de las velocidades a las cuales medirá el torque del motor. Los caballos de fuerza y otras medidas se leen hacia afuera directamente en tiempo real y en base a estos datos se calcula el torque. [II]

### **¿Qué mide un Dinamómetro?**

Cualquier dinamómetro mide una familia de curvas de potencia del motor el vehículo. El torque puede medirse en libra pie o Newton metros. Si se mide el torque en el disco o tambor de las ruedas del automóvil y se multiplica el resultado por las revoluciones por minuto se obtiene la potencia.

En un dinamómetro de chasis apropiado se mide el torque en los rodillos del dinamómetro y se multiplica por la velocidad a la que va en ese instante el motor el vehículo. En términos de velocidades del vehículo, si se utiliza tercera el torque será mayor que si se usa cuarta pero la velocidad será más baja. Si se utiliza cuarta la velocidad será mayor pero el torque será más bajo. Teóricamente la potencia debe ser la misma.

Una vez que se ha medido el torque y se multiplica por la velocidad se obtiene la potencia. La potencia se expresa en caballos de fuerza o kilovatios. Dado que la potencia es el torque en términos de velocidad, si un vehículo genera mayor potencia a una velocidad específica, debe por lo tanto generar mayor torque en el mismo punto. [II]

## Tipos de dinamómetros

Los dinamómetros se dividen en dinamómetro de motor, en el cual el motor tiene que estar fuera del auto para ser medido, es muy útil para el desarrollo del motor en sí, por estar fuera también es fácil de cambiar algunas piezas de este y así probar cada pieza que se le va cambiando pero se tiene que sacar todo el motor, por ello el costo de la medición es muy alto, y no mide la fuerza total del automóvil.

El otro tipo de dinamómetro es el de chasis, en este hay 2 tipos, uno es un acelerómetro que es un aparato que mide la aceleración y según este cálculo da los resultados, según la primera ley de Newton, pero la desventaja es que se requiere salir con el auto a las calles o estar en un circuito y así poder hacer la medición. También está el dinamómetro de banco, en éste el auto se sube sobre unos rodillos y al girar las ruedas el vehículo simula como si estuviera rodando, con este sistema uno puede medir la fuerza mediante un volante o los rodillos que tienen un peso para poder calcular la fuerza.

Este dinamómetro permite conocer el estado de un vehículo y optimizar su rendimiento, su fuerza y su velocidad. Son las ruedas del vehículo las que transmiten la dinámica del motor a los rodillos del dinamómetro, actuando como freno, simulando la resistencia que el vehículo recibe cuando circula en la vía pública.

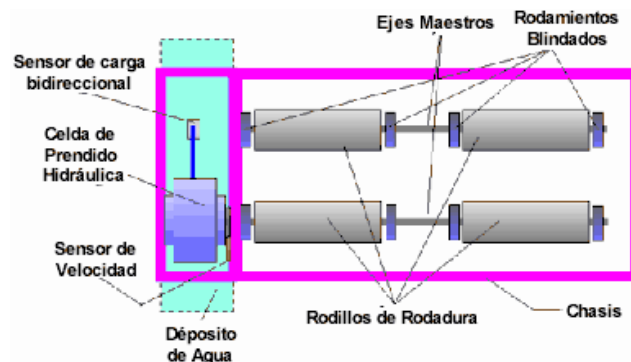


Figura II-1. Dinamómetro de rodillos dobles. Fuente Saenz dynos.

### **Tipos de frenos.**

- Corriente de Foucault o freno electromagnético
- Freno de la histéresis
- Motor eléctrico o generador
- Freno de polvo magnético
- Freno Hidráulico
- Freno del agua

### Corriente de Foucault

Los dinamómetros de la corriente de Foucault (EC) son actualmente los frenos más comunes usados en dinamómetros modernos de chasis. Algunos son refrigerados, pero muchos requieren la base ferrosa, o el eje, para rotar en el campo magnético al esfuerzo de torsión del producto. Debido a esto, el atasco de un motor con un dinamómetro de la corriente de Foucault no es generalmente posible.

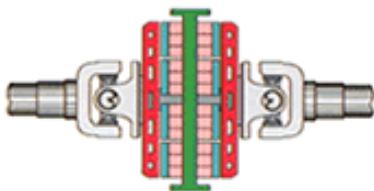
Al contrario que en un motor eléctrico donde se desean reducir al máximo las corrientes parásitas para elevar su rendimiento, un freno de corrientes de Foucault potencia y aprovecha las corrientes parásitas, que se producen en el estator, para oponer resistencia al giro del eje. En efecto, el rotor se construye dentado y al girar arrastrado por el motor produce en el estator unas corrientes que se oponen al movimiento bajo la influencia de un campo magnético generado por una bobina en el estator y de características regulables por control electrónico. El par resistente es proporcional a la intensidad que atraviesa la bobina y la potencia de frenada es el producto de ese par por la velocidad de giro.

Toda la potencia frenada se transforma en calor, por lo que es necesario refrigerar la máquina evacuándolo por circulación de agua en unas "camisas" mecanizadas en el estator. La carcasa o estator del freno está balanceada y sería arrastrada por la influencia magnética del rotor en su giro si no fuera porque

está impedida por la unión a la bancada a través de un sensor de esfuerzo o célula de carga extensiométrica. Este sensor, puede medir la fuerza o par con que intenta girar el estator, que es el mismo que el que le transmite el rotor, que se llama par resistente y que es también el mismo del par del motor. El freno dinamométrico no sólo opone la resistencia al giro, sino que evacúa el calor generado en el proceso y mide el par del motor. Adicionalmente es posible medir la velocidad de giro en el freno, que es la misma que la del motor, es posible obtener la potencia mecánica del motor con sólo multiplicar el par por el régimen de giro en cada instante.

El control del par resistente del freno se realiza electrónicamente mediante un regulador P.I.D. (Proporcional, Integral, Derivativo) que aplicado a la etapa de potencia de transistores adecuadas al tipo de freno, permite estabilizar el conjunto freno-motor en condiciones de par y régimen predeterminados, manualmente o de forma automática comandado desde el ordenador según un ciclo de trabajo programado por el usuario. Los dinamómetros eléctricos son fácilmente regulables y muy estables, pero sus dimensiones en función de la potencia disipable son muy elevadas, lo que se ve reflejado en su costo. Para aplicaciones de menos precisión y costo se emplean, eventualmente, frenos eléctricos de Foucault refrigerados por aire, que permiten oponer una potencia razonable aunque por cortos períodos de tiempo al estar limitados por su ventilación. [9]

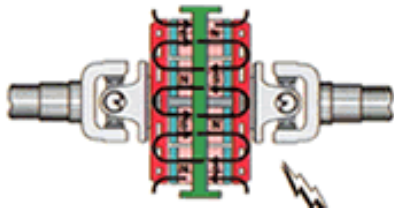
A continuación se muestra el funcionamiento de un freno de corriente de Foucault.



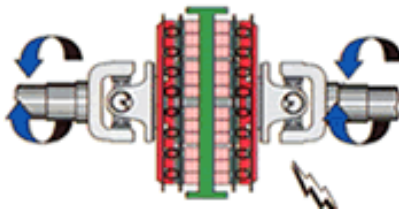
Se compone de dos elementos principales:

**Estator:** parte fija equipada con bobinas.

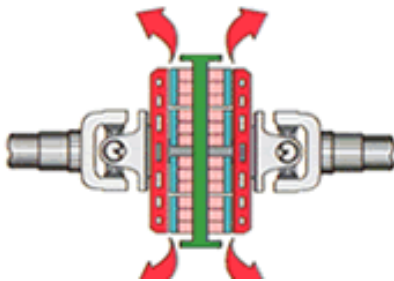
**Rotores:** parte móvil que absorbe y disipa la energía cinética del sistema.



El paso de la corriente eléctrica por las bobinas del estator crea varios campos magnéticos con polaridades alternas.



Cuando los rotores giran dentro de los campos magnéticos, aparecen unas corrientes de Foucault en los mismos.



La energía cinética absorbida se transforma en calor y es disipada en los rotores.

Figura II-2. Funcionamiento de un freno de corriente de Foucault. Fuente Frenelsa.

### Freno de la Histéresis

Los dinamómetros de la histéresis, utilizan un rotor de acero que se mueve a través de las líneas del flujo generadas entre los polos magnéticos. Este diseño permite que el esfuerzo de torsión completo sea producido a la velocidad cero, así como a velocidad completa. La disipación de calor es asistida por el aire a presión. Los dinamómetros de la histéresis son una de las tecnologías más eficientes de dinamómetros pequeños.

### Motor eléctrico o generador

Motor eléctrico o generador son un tipo especializado de impulsiones de velocidad ajustable. La absorción de la unidad del conductor puede ser

cualquier corriente alterna o corriente directa. Cuando está equipado de las unidades de control apropiadas, el motor eléctrico se puede configurar como dinamómetros universales.

La unidad de control para un motor de corriente alterna es un impulso de frecuencia variable y la unidad de control para un motor de corriente continua es un impulso de corriente continua. En ambos casos, las unidades de control regeneradoras pueden transferir energía de la unidad bajo prueba a la compañía de electricidad. Los dinamómetros del motor eléctrico o del generador son generalmente más costosos y complejos que otros tipos de dinamómetros.

#### Freno de polvo magnético

Un dinamómetro del polvo es similar a un dinamómetro de la corriente de Foucault, pero un polvo magnético fino se coloca en el boquete de aire entre el rotor y la bobina. Las líneas del flujo que resultan crean las “cadenas” de partículas del metal que se construyen y estas rotan constantemente aparte, durante la rotación que crea el gran esfuerzo de torsión. Los dinamómetros del polvo se limitan típicamente para bajar las revoluciones por minuto (RPM) debido a las ediciones de la disipación de calor.

Las buenas características de regulación de estos frenos, en combinación con instrumentos de alto rango dinámico, permiten el ensayo en carga de motores y máquinas de muy variados tipos y potencias, a un coste moderado. Los frenos de polvo magnético son especialmente apropiados para el ensayo de motores eléctricos y motores reductores, motores hidráulicos, herramientas eléctricas y neumáticas, motores de máquinas y electrodomésticos, por ejemplo. [10]

#### Freno hidráulico

El sistema de freno hidráulico consiste en una bomba hidráulica generalmente una bomba con engranaje, un depósito y una tubería entre las dos piezas. Se inserta en la tubería una válvula ajustable y entre la bomba y la válvula una

galga u otros medios de medir la presión hidráulica. Generalmente, el líquido usado era aceite hidráulico, pero los aceites multigrados sintéticos recientes pueden ser una mejor opción. Los dinamómetros hidráulicos son renombrados por tener la capacidad absolutamente más rápida del cambio de la carga, apenas levemente sobrepasando los frenos de la corriente de Foucault. La desventaja es que requieren cantidades grandes de aceite caliente bajo alta presión y un depósito de aceite. [12]



Figura II-3. Freno hidráulico. Fuente Saenz dynos.

### Freno de agua

Para elevadas potencias y en aplicaciones donde se precise baja inercia en el freno, se utilizan los dinamómetros de agua. Estas máquinas son básicamente convertidores hidráulicos de par, muy similares a los utilizados en las transmisiones automáticas. De hecho, en aplicaciones de bajo coste, eventualmente se emplean los ralentizadores hidráulicos.

Constan de uno o varios rotores en forma de turbina hidráulica, enfrentados a estatores de similar geometría, inmersos en un fluido hidráulico que es generalmente agua. El rotor, solidario al eje del motor actúa como bomba hidráulica y desplaza el agua desde el eje de giro a la periferia guiándolo con la forma de sus alabes de manera que las partículas de agua impulsadas por el movimiento del rotor, salen proyectadas paralelas al eje de giro y contra la parte superior de los alabes del estator, que las recoge y devuelve a la parte inferior



del siguiente alabe del rotor. Se crea así una corriente de agua en forma de torbellino toroidal que es la ligazón viscosa entre rotor y estator. Según la cantidad de agua que hay en el interior del freno, la "superficie hidráulica", enfrentada entre los alabes, es mayor o menor y, por lo tanto, esta ligazón entre parte móvil y fija es proporcional al volumen de agua del interior del freno. Pero como toda la potencia se transforma en calor, es necesario hacer circular este fluido para disipar el calor generado.

Por esta razón el agua se trasiega con la propia impulsión del rotor y el llenado del freno en cada momento se controla con una válvula en la descarga que estrangula la salida en función del par resistente que se desea aplicar. Al igual que en el freno eléctrico, el estator se balancea y se mide el par motor con célula de carga, el régimen de giro y como consecuencia la potencia. Los frenos hidráulicos son menos voluminosos, tienen rotores con mucha menor inercia y su mantenimiento es prácticamente nulo.

Pero este tipo de frenos tiene la peculiaridad de frenar en función del cuadrado de la velocidad, con lo que a bajas vueltas su par de giro es muy pequeño y hay que pasar a tamaño de frenos grandes para frenar potencias pequeñas a bajo régimen.



Figura II-4. Freno de agua. Fuente Tecner.

## **Teoría de Operación**

El dinamómetro de rodillos de inercia, es un equipo que permite obtener y mostrar los datos de potencia, torque y relación de aire/combustible de cualquier motor. El método de medición es una directa implementación de las definiciones de torque y potencia. Los factores de corrección ayudan en la comparación de las mediciones obtenidas bajo diferentes condiciones ambientales, haciendo necesaria la utilización de un hardware y software especializado para obtener, procesar e interpretar de manera entendible todos los datos obtenidos.

### **Potencia**

La potencia, en términos mecánicos, es la habilidad para realizar una específica cantidad de trabajo, en una cierta cantidad de tiempo. La potencia se expresa en caballos de vapor (CV). El valor de 1 CV equivale a levantar 75 Kg. a 1 metro de altura, en 1 segundo.

Su equivalencia en el sistema inglés, es HP (Horse Power).

(1 HP = 0.98631 CV = 745.69987 Watts)

(1 CV = 1.01386 HP = 735.49875 Watts)

Por definición del sistema inglés, 1 HP equivale a una fuerza de 550 libras en una distancia de 1 pie, en 1 segundo. En el mundo real, esto significa que se necesitaría 1 HP para levantar un peso de 550 libras una distancia de 1 pie, en 1 segundo. Entonces para calcular la potencia, es necesario conocer la fuerza (en libras) y la velocidad (en pies por segundos).

El dinamómetro de inercia, mide la potencia de acuerdo a estos términos descritos. El dinamómetro calcula la velocidad midiendo el tiempo que demora girar los rodillos de acero, una vuelta. El equipo calcula la fuerza en la superficie de los rodillos, de manera indirecta al calcular su aceleración. La

aceleración es simplemente la diferencia en velocidad de la superficie del rodillo entre cada giro.

La fuerza aplicada al rodillo, se calcula con la aceleración, usando la segunda ley de Newton. (Fuerza = Masa x Aceleración)

La potencia es transmitida a los rodillos, mediante el roce producido entre las ruedas y el rodillo o tambor del dinamómetro.

### **Torque.**

Cuando un objeto gira sobre un eje, la velocidad del objeto depende de dos factores, de una fuerza aplicada y de un brazo de palanca. El torque es el producto de la fuerza y del brazo de palanca. Por ejemplo, si se tira una cuerda amarrada a un tambor de 1 pie de radio, con una fuerza de 550 libras, la fuerza resultante equivale a 550 libras/pie.

El torque aplicado a los rodillos del dinamómetro, puede ser calculado mediante la multiplicación de la fuerza aplicada y el radio del rodillo. Sin embargo el torque del motor, no es el mismo que el torque a las ruedas o al rodillo, debido al cambio del brazo de palanca producido por el sistema de transmisión y la caja del vehículo.

El cambio en el brazo de palanca, es proporcional a la relación de la velocidad del motor versus la velocidad de los rodillos. Por consiguiente, para calcular adecuadamente el torque, se hace necesario obtener las revoluciones del motor.

### **Factores de Corrección.**

El cálculo de potencia, o la precisión del dinamómetro, no depende de la ubicación o condiciones climáticas existentes durante la medición. Sin embargo el rendimiento de un motor a combustión interna, si depende de estos factores,

especialmente de la densidad del aire y de su temperatura. Para poder comparar las mediciones efectuadas en momentos y lugares distintos, es necesario compensar las diferentes condiciones atmosféricas.

Varios factores de corrección pueden ser usados para compensar las mediciones efectuadas en distintas condiciones. El factor de corrección típico, se calcula en base a la presión barométrica absoluta, la temperatura del aire, y el contenido de agua del aire usado para la combustión en el motor sometido a pruebas.

El factor de corrección busca predecir cuál sería el comportamiento del motor a nivel del mar, bajo temperatura y presión estándar.

Una mini estación meteorológica, parte del Hardware de control del dinamómetro, se encarga de adquirir toda la información necesaria para poder realizar las correcciones.

Por otra parte, el Software utilizado en Dyno Racing Center, permite entregar los valores obtenidos sin corrección, o corregidos bajo diferentes formulas. Las formulas de corrección que pueden ser cambiadas a voluntad del cliente, y en cualquier momento, son las siguientes:

- SAE
- DIN
- CEE
- EST
- JIS

### **Hardware y Software.**

El módulo electrónico del dinamómetro, recopila toda la información necesaria para mostrar la potencia, torque, relación de aire/combustible, y factores de corrección. Esto incluye la temperatura del aire, la presión barométrica absoluta, las lecturas del rodillo, y las revoluciones del motor.

Durante la realización de una prueba, toda la información es almacenada en el módulo electrónico del dinamómetro.

Después de realizada la prueba, la información del módulo electrónico, los datos de calibración de fábrica, y la información ingresada por el usuario, son grabadas en un archivo en el disco duro del computador.

Cuando el usuario selecciona una prueba, la información se carga desde el disco duro a la memoria del computador. Es posible cargar en memoria hasta 12 pruebas simultáneamente. Esta información se utiliza para mostrar los gráficos de potencia, torque y relación de aire combustible.

La información del rodillo se utiliza para calcular y mostrar la potencia mientras se observan los gráficos. La información puede ser mostrada tal cual fue medida, es decir “Sin Corregir”, o corregida de acuerdo a las condiciones y al factor de corrección empleado.

La información de los rodillos, también puede ser utilizada para determinar la velocidad y la distancia recorrida, por ejemplo en una carrera simulada.

La relación de aire combustible puede ser graficada de manera independiente, o incluida dentro del gráfico de torque y potencia.

### **Leyes de Newton**

Las Leyes de Newton, también conocidas como *Leyes del movimiento de Newton*, son tres principios a partir de los cuales se explican la mayor parte de los problemas planteados por la dinámica, en particular aquellos relativos al movimiento de los cuerpos.

En concreto, la relevancia de estas leyes radica en dos aspectos:

- Constituyen, junto con la transformación de Galileo, la base de la mecánica clásica;
- Y, al combinar estas leyes con la Ley de la gravitación universal, se pueden deducir y explicar las Leyes de Kepler sobre el movimiento planetario.

Así, las Leyes de Newton permiten explicar tanto el movimiento de los astros, como los movimientos de los proyectiles artificiales creados por el ser humano, así como toda la mecánica de funcionamiento de las máquinas.

Primera Ley de Newton o Ley de la inercia.

Todo cuerpo persevera en su estado de reposo o movimiento uniforme y rectilíneo a no ser que sea obligado a cambiar su estado por fuerzas impresas sobre él.

Segunda Ley de Newton o Ley de fuerza.

El cambio de movimiento es proporcional a la fuerza motriz impresa y ocurre según la línea recta a lo largo de la cual aquella fuerza se imprime.

En términos matemáticos esta ley se expresa mediante la relación:

$$\vec{F}_{\text{net}} = \frac{d\vec{p}}{dt}$$

Donde  $\vec{p}$  es la cantidad de movimiento y  $\vec{F}$  la fuerza total. Bajo la hipótesis de constancia de la masa y pequeñas velocidades, puede reescribirse más sencillamente como:

$$\vec{F} = m\vec{a}$$

### Tercera Ley de Newton o Ley de acción y reacción.

Con toda acción ocurre siempre una reacción igual y contraria: o sea, las acciones mutuas de dos cuerpos siempre son iguales y dirigidas en direcciones opuestas.

### **Esfuerzos y Deformaciones**

El esfuerzo se define como la fuerza por unidad de superficie que soporta o se aplica sobre un plano cualquiera de un cuerpo. El esfuerzo en líneas generales se calcula mediante la ecuación:

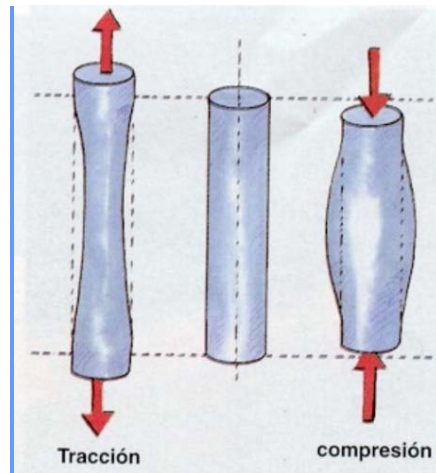
$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Para una misma fuerza aplicada en superficies distintas podemos tener distintos resultados

Los elementos de una estructura deben soportar, además de su propio peso, otras fuerzas y cargas exteriores que actúan sobre ellos. Esto ocasiona la aparición de diferentes tipos de esfuerzos en los elementos estructurales, esfuerzos que estudiamos a continuación:

#### Tracción

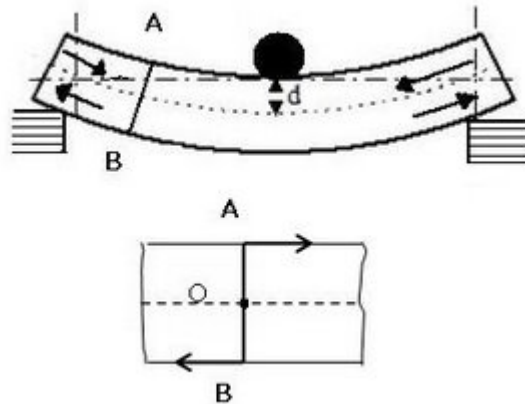
Se dice que un elemento está sometido a un esfuerzo de tracción cuando sobre él actúan fuerzas que tienden a estirarlo. Los tensores son elementos resistentes que soportar muy bien éste tipo de esfuerzos.



FiguraII-5. Esfuerzo de tracción y compresión

### Flexión

En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal. El término "alargado" se aplica cuando una dimensión es dominante frente a las otras. Un caso típico son las vigas, las que están diseñadas para trabajar, principalmente, por flexión. Igualmente, el concepto de flexión se extiende a elementos estructurales superficiales como placas o láminas.



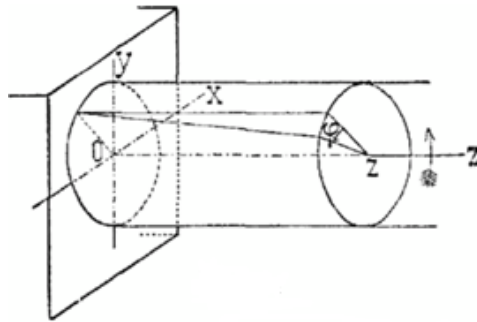
FiguraII-6. Esfuerzo de Flexión.



El rasgo más destacado es que un objeto sometido a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra tal que la distancia a lo largo de cualquier curva contenida en ella no varía con respecto al valor antes de la deformación. El esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector.

### Torsión

En ingeniería, torsión es la sollicitación que se presenta cuando se aplica un momento sobre el eje longitudinal de un elemento constructivo o prisma mecánico, como pueden ser ejes o, en general, elementos donde una dimensión predomina sobre las otras dos, aunque es posible encontrarla en situaciones diversas.



FiguraII-7. Esfuerzo de torsión

La torsión se caracteriza geoméricamente porque cualquier curva paralela al eje de la pieza deja de estar contenida en el plano formado inicialmente por las dos curvas. En lugar de eso una curva paralela al eje se retuerce alrededor de él.

El estudio general de la torsión es complicado porque bajo ese tipo de sollicitación la sección transversal de una pieza en general se caracteriza por dos fenómenos:

- Aparecen tensiones tangenciales paralelas a la sección transversal. Si estas se representan por un campo vectorial sus líneas de flujo "circulan" alrededor de la sección.
- Cuando las tensiones anteriores no están distribuidas adecuadamente, cosa que sucede siempre a menos que la sección tenga simetría circular, aparecen alabeos seccionales que hacen que las secciones transversales deformadas no sean planas.

El alabeo de la sección complica el cálculo de tensiones y deformaciones, y hace que el momento torsor pueda descomponerse en una parte asociada a torsión alabeada y una parte asociada a la llamada torsión de Saint-Venant. En función de la forma de la sección y la forma del alabeo, pueden usarse diversas aproximaciones más simples que el caso general. [13]

El momento torsor a lo largo del rodillo viene dado por la siguiente ecuación:

$$T = \frac{H \times 63025}{N}$$

## **Fatiga**

ASTM E 206-72 (en inglés, American Society for Testing Materials) define a la fatiga como el proceso de cambio estructural, progresivo, localizado y permanente que se produce en un material sometido a condiciones que originan tensiones o deformaciones fluctuantes en algún punto o puntos del mismo y que pueden culminar en la formación de grietas o en la fractura total tras un número suficiente de ciclos.

Por otra parte, el daño por fatiga se puede asociar con los cambios que se producen en el material como consecuencia de la aplicación de cargas cíclicas, que a su vez, se traducen en cambios en la longitud de la grieta, un endurecimiento o ablandamiento del material por deformación cíclica y la

generación de tensiones residuales. Por lo tanto, la acumulación del daño supone la suma de aquellos provocados en cada ciclo y se manifiesta en la propagación de la grieta.

### Tensiones cíclicas

La tensión puede ser axial (tensión y compresión), de flexión o torsional. En general, son posibles tres modos distintos de tensión fluctuante en el tiempo:

1. Representado esquemáticamente por una onda senoidal del tiempo, en la que la amplitud es simétrica y varía de un valor máximo a un mínimo igual a la tensión aplicada y se le denomina ciclo de carga invertida.
2. Denominado ciclo de carga repetida, los máximos y mínimos son asimétricos con respecto al nivel cero de carga.
3. Aleatorio: el nivel de tensión puede variar al azar en amplitud y frecuencia.

La amplitud de la tensión varía alrededor de un valor medio, el promedio de las tensiones máxima y mínima en cada ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

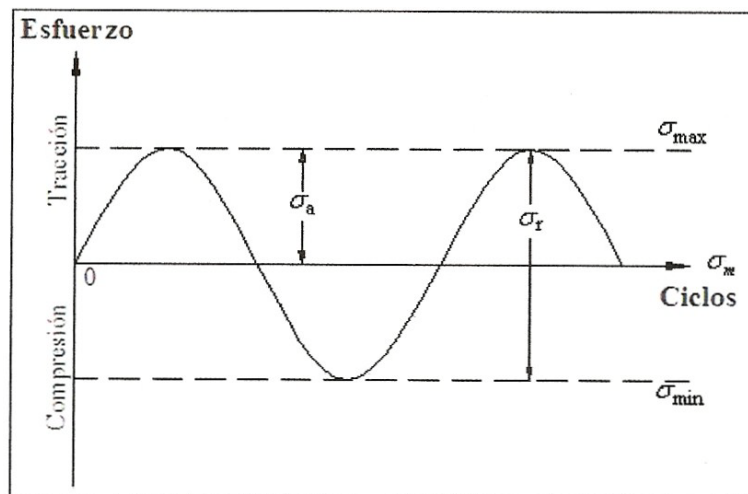


Figura II-8. Esfuerzo medio

El intervalo de tensiones es la diferencia entre tensión máxima y mínima

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

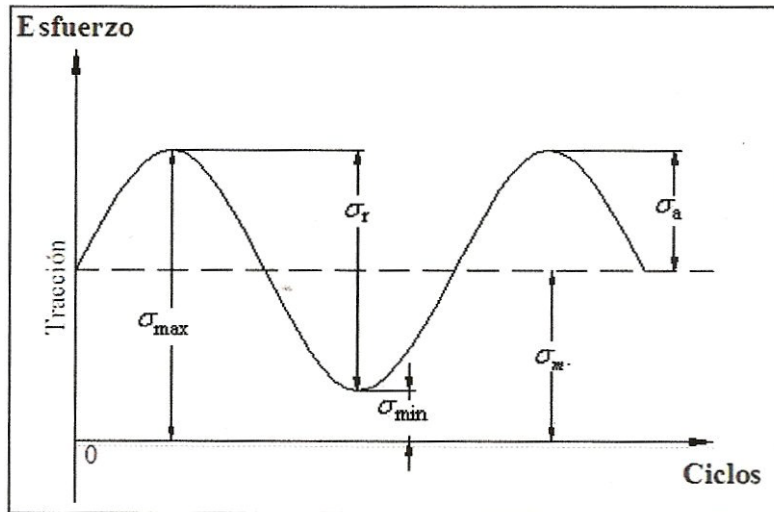


Figura II-9. Amplitud del esfuerzo

La amplitud de tensión es la mitad del intervalo de tensiones

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

El cociente de tensiones R es el cociente entre las amplitudes mínima y máxima

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

Por convención, los esfuerzos a tracción son positivos y los de compresión son negativos. Para el caso de un ciclo con inversión completa de carga, el valor de R es igual a -1.

## **Resistencia a la fatiga**

Se define la resistencia a la fatiga de un material como el valor del esfuerzo que puede soportar durante una cantidad dada de ciclos de cargas.

El procedimiento para determinar dicha resistencia es ensayar un número de probetas similares, sometiendo cada una a un valor particular de carga fluctuante o alternante hasta su fractura; de esta forma se obtienen valores de carga o esfuerzo fluctuante  $S$  y número de ciclos para la fractura  $N$ . A partir de esto datos se construye el diagrama S-N realizando el mejor ajuste de los puntos experimentales, que graficados en papel log-log se representa con una línea inclinada en la cual las probetas se rompen y otra horizontal, por debajo de la cual las probetas no fracturan.

Para obtener una curva precisa es necesario realizar un gran número de ensayos, normalmente se consideran como mínimo ocho ensayos para cada valor de esfuerzo, y se deberían realizar más de ser posible. Sin embargo, en la práctica se consigue que la mitad de los especímenes ensayados fracturen a niveles de esfuerzo 25% menores a los teóricos. [14]

Igualmente, de esta curva se puede obtener el valor del límite de fatiga que corresponde al valor del esfuerzo por debajo del cual la rotura por fatiga no ocurrirá, en número infinito de ciclos (en la práctica típicamente se consideran 10 millones de ciclos como vida infinita), que generalmente está comprendido entre el 35 y 60 % de la resistencia a la tracción. Muchas de las aleaciones no férricas (por ejemplo aluminio, cobre, magnesio) no presentan un límite de fatiga bien definido, es decir que se observa que la curva S-N continua decreciendo al aumentar  $N$ . Por consiguiente, la rotura por fatiga ocurrirá independientemente de la magnitud de la tensión máxima aplicada; como se observa en la figura II-10:

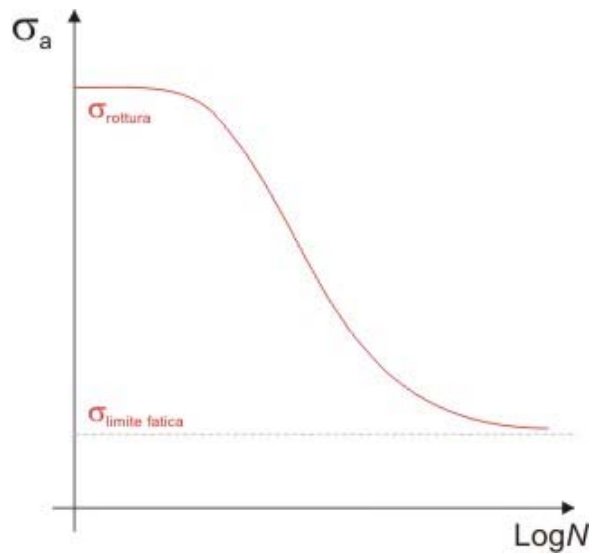


Figura II-10. Curva S-N de material que muestra límite definido.

La resistencia a la fatiga de un material se puede representar por medio del diagrama S-N o curva generalizada de fatiga, desarrollado por el Ing. A. Wöhler, la cual expresa el número de ciclos que se requiere para producir el fallo versus la carga aplicada con distintos niveles de esfuerzos cíclicos.

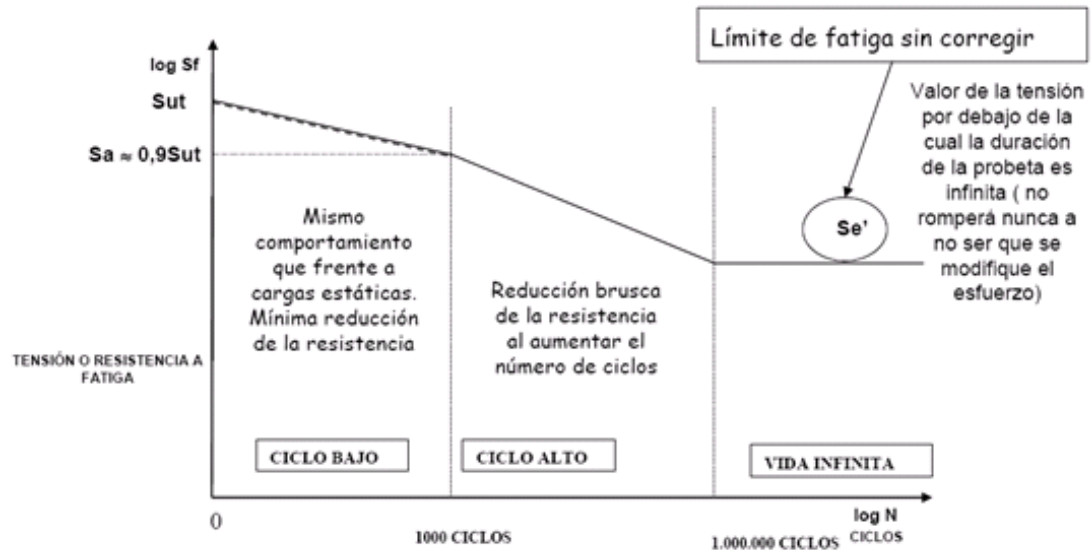


Figura II-11. Diagrama S-N o curva de Wöhler.

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde  $10^0$ , hasta  $10^3$  ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje, donde los esfuerzos se encuentran entre  $S_{ut}$  y el  $S_y$  del material. La otra zona es la de alto ciclaje tiene que ver con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que  $10^3$  ciclos y los esfuerzos se localizan por debajo del  $S_y$  del material.

Las ecuaciones que simulan dicho gráfico son:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right)$$

### **Factores que modifican la resistencia a la fatiga.**

Para predecir el límite de fatiga en elementos mecánico, Marín creó un modelo válido que permite modificar algunos factores, lo cual arroja la siguiente expresión:

$$S_e = K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.S'e$$

En donde:

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$S_e'$  = límite de resistencia a la fatiga experimental en condiciones ideales.

$K_a$  = factor de superficie.

$K_b$  = factor de tamaño.

$K_c$  = factor de carga.

$K_d$  = factor de temperatura.

$K_e$  = factor de modificación por concentración de esfuerzo.

Factor de superficie  $K_a$ .

A fin de determinar expresiones cuantitativas para los acabados comunes que se le realizan a probetas de ensayos (esmerilado, maquinado en frío, laminado en caliente, forjado), los valores de  $K_a$  se pueden determinar por medio del análisis de Mischke, mediante la ecuación:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b son valores constantes que dependen del acabado superficial, varía según la siguiente tabla II-1:

Tabla II-1. Constante de acabado superficial

Acabado de superficie	Constante a kpsi	Constante a Mpa	Exponente b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	227	-0,995

Factor de tamaño  $K_b$ .

Al momento de realizar ensayos experimentales de fatiga, se ha observado que a medida que la pieza de estudio es más grande, el límite de resistencia a la fatiga disminuye. Los fallos ocurridos en piezas de grandes magnitudes son atribuidos a concentradores de esfuerzos presentes en la probeta accidentalmente o intencionalmente, lo cual resulta casi imposible de conseguir en probetas de laboratorios de tamaño pequeños. Por otro lado, en las probetas



entalladas o lisas sometidas a flexión o torsión, el gradiente de tensiones decrece a través del diámetro y aumenta el volumen del material sometidos a tensiones altas a medida que crece el diámetro.

Existen ecuaciones empíricas que permiten calcular el factor de tamaño  $K_b$  que afecta directamente el límite de resistencia a la fatiga, esto es estudiado tanto para torsión como para flexión y viene dado por las siguientes ecuaciones:

$$K_b = 1,24 \times d^{-0,107} \quad \text{Para diámetros entre } 2,79\text{mm} \leq d \leq 51\text{mm}$$

$$K_b = 0,859 - 0,000837d \quad \text{Para diámetros entre } 51\text{mm} \leq d \leq 254\text{mm}$$

Para carga axial no existe factor de tamaño, por tanto se toma un valor  $K_b=1$ .

Factor de carga  $K_c$ .

En la práctica de los ensayos de fatiga, con carga de flexión o torsional, los límites de fatiga difieren para la carga aplicada, de estos valores no se tiene muchos datos específicos más allá estudiados por Landgraf, Grower, Gordon y Jackson, los cuales recopilaron esa información en la siguiente tabla:

Tabla II-2. Parámetro del factor de carga.

$K_c = \alpha * (S_{ut})^{\beta} * LN(1,C)$					
Modo de carga	$\alpha$		$\beta$	C	Promedio
	Kpsi	Mpa			$K_c$
Flexión	1	1	0	0	1
Axial	1,23	1,43	-0,078	0,125	0,85
Torsión	0,328	0,258	0,125	0,125	0,59

Factor de temperatura  $K_d$ .

Las altas temperaturas reducen la resistencia a la fatiga de muchos materiales y movilizan las dislocaciones, estos movimientos originan una conversión en el proceso de falla.

La poca disponibilidad de datos para el estudio, indica que el límite de resistencia a la fatiga para aceros aumenta ligeramente cuando se eleva la temperatura y luego empieza a disminuir en el orden de los 200 °C y los 370 °C; por esta razón es posible que a temperaturas elevadas, el límite de resistencia a la fatiga se relacione con la resistencia a la tensión de la misma forma que la temperatura ambiente.

Los valores de  $K_d$  para aceros, se puede obtener empíricamente utilizando las siguientes ecuaciones  $= St / Srl$ . Algunos autores como E. Shigley, presentan valores de  $K_d$  para algunas temperaturas.

Tabla II-3. Efecto de temperatura de operación.

Temperatura [°C]	St/Srl
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0.900

### Factor de esfuerzos diversos $K_e$ .

Éste factor significa un recordatorio de que estos valores reales de  $K_e$  siempre se deben tener en cuenta, para lo esfuerzos residuales al actuar sobre las superficies de la parte a compresión, mejora el límite de resistencia a la fatiga. Por otro lado, cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión, también reducirá la posibilidad de una falla por fatiga.

Los límites de resistencia a la fatiga para placas o barras laminadas, se ven afectadas por las características direccionales de la operación, la parte con endurecimiento superficial, falla en la superficie según sea el gradiente de esfuerzo.

### **Concentración de esfuerzos**

En una pieza sometida a esfuerzos, si se llegan a presentar cambios abruptos en la geometría de la pieza, se presenta una concentración de las “líneas de esfuerzo” en los puntos donde cambia abruptamente la geometría.

Se puede calcular un factor de concentración de esfuerzos  $K$ .

$$K = \frac{\text{Valor mas alto del esfuerzo real en el cambio}}{\text{esfuerzo no min al calculado}}$$

La concentración de esfuerzos se puede desprejar en los siguientes casos:

- Si la carga es baja y estática
- Si la temperatura de la pieza y del ambiente es normal.
- Si el material es dúctil (si resiste 5% de alargamiento antes de la falla)

En los siguientes casos si se debe considerar aplicar un factor de concentración de esfuerzos.

- Si el material es frágil
- Si el material es dúctil a temperaturas extremas que lo hacen frágil
- Si hay rápidos cambios de esfuerzos que no permitan que haya una fluencia local.
- Si hay esfuerzos cíclicos

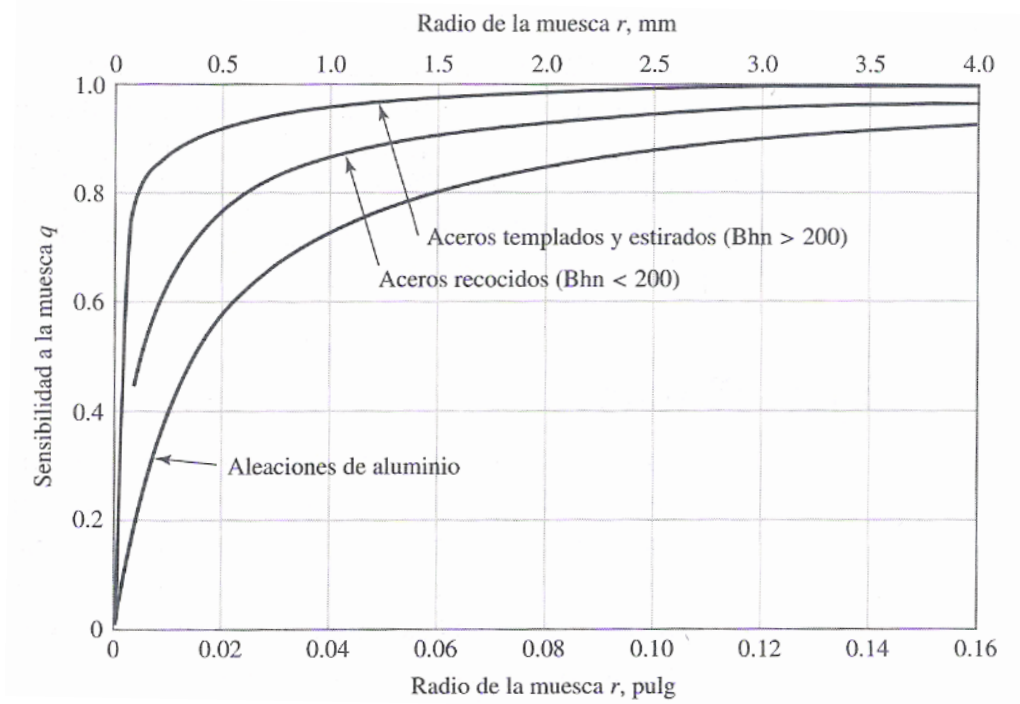


Figura II-12. Curva de Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión

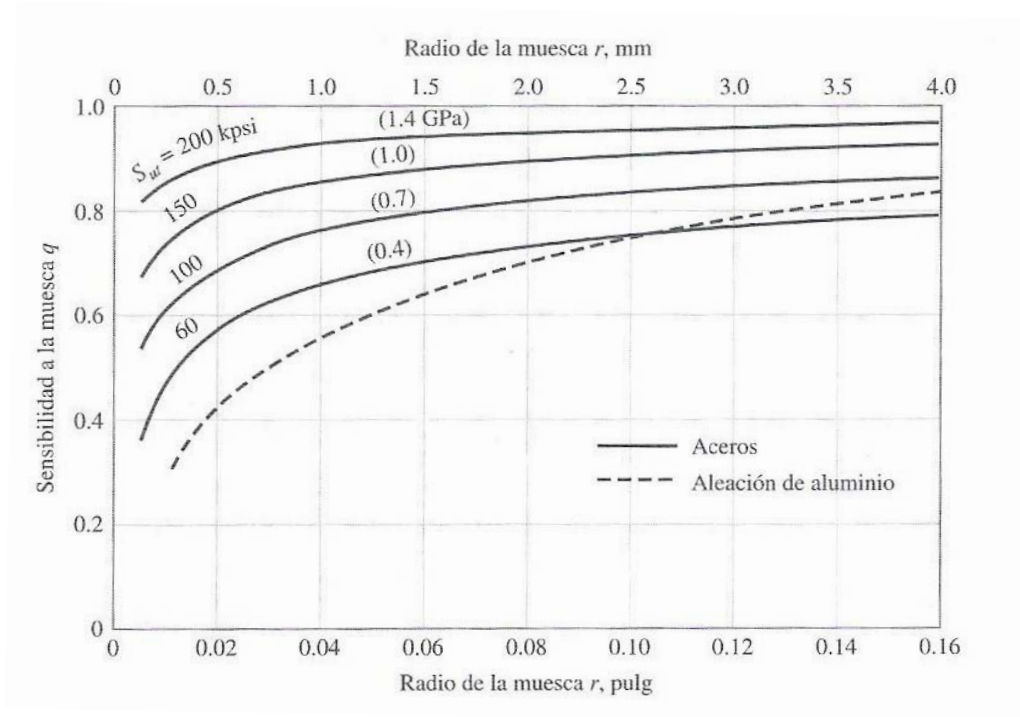


Figura II-13. Curva de Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión.

## Teorías de falla

Las teorías de falla se dividen en dos grupos:

Tabla II-4. Teorías de falla para materiales dúctiles y frágiles.

Materiales dúctiles	Materiales frágiles
Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo – Teoría de Tresca (MSS)	Teoría del Máximo Esfuerzo Normal – Teoría de Rankine (MNS)
Teoría de la Energía de Distorsión – Teoría de Von Misses (de)	Teoría de Coulomb Mohr Frágil (BCM)
Teoría de la Fricción Interna - Coulomb-Mohr Dúctil (IFT)	

### Falla de materiales dúctiles

Se considera dúctil a un material que en el ensayo de tensión haya tenido más del 5% de deformación antes de la fractura. En los materiales dúctiles se considera que la falla se presenta cuando el material empieza a fluir (falla por deformación).

### Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo

También conocida como Teoría de Tresca. Establece que la fluencia del material se produce por el esfuerzo cortante, surgió de la observación de la estricción que se produce en una probeta cuando es sometida a un ensayo de tensión. La teoría dice:

“La falla se producirá cuando el esfuerzo cortante máximo absoluto en la pieza sea igual o mayor al esfuerzo cortante máximo absoluto de una probeta sometida a un ensayo de tensión en el momento que se produce la fluencia”

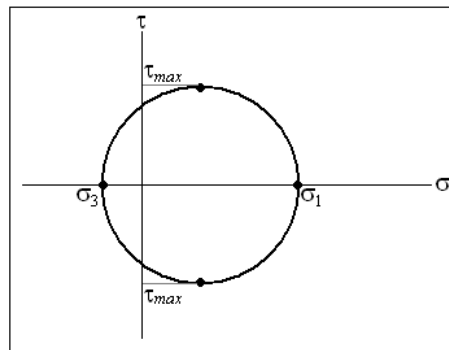


Figura II-14. Círculo de Mohr

El esfuerzo cortante máximo absoluto es entonces:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

### Teoría de la Energía de Distorsión

Propuesta por R. Von Mises al observar que los materiales bajo esfuerzos hidrostáticos soportan esfuerzos mucho mayores que sus esfuerzos de fluencia bajo otros estados de carga. La teoría establece:

“La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia”

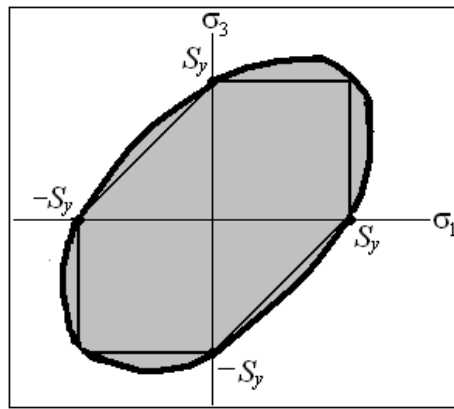


Figura II-15. Elipse de la energía de distorsión

La teoría puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}$$

A continuación se presenta el diagrama donde se representan los cuatro criterios de falla.

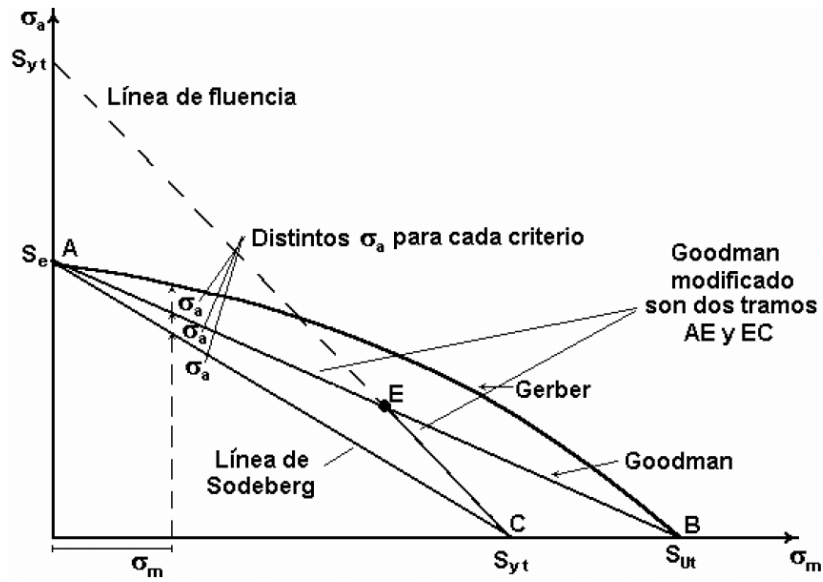


Figura II-16. Criterios de falla.

Lugar geométrico de Sodeberg

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

Lugar geométrico de Goodman y Goodman modificado:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

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

Lugar geométrico de Gerber y modificado para conocer el factor de seguridad:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{n \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$



Lugar geométrico de la Energía de Distorsión y transformado para evaluar el factor de seguridad:

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\left(\frac{n \sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

## **Velocidades críticas**

### Velocidad Crítica de Flexión

Los ejes son resortes elásticos a flexión, que están unidos a las masas de las piezas montadas en ellos. Al recibir el impulso de una fuerza, efectúan oscilaciones propias amortiguadas. En su giro, actúan impulsos de fuerza centrífuga, periódicos, consecuentes con el número de revoluciones, ya que el centro de gravedad de las masas giratorias no coinciden exactamente con el punto de gravedad teórico, debido a las inevitables tolerancias de fabricación. Entonces, si la velocidad de servicio alcanza por casualidad el valor de la frecuencia propia de oscilación del sistema de oscilación del eje, se produce la resonancia. Con una marcha irregular, el eje oscila cada vez más hasta llegar a su rotura. La velocidad de resonancia se llama velocidad crítica de flexión.

Cuando la velocidad crítica de flexión es más pequeña que el número de revoluciones del servicio hay que procurar sobrepasar de prisa el punto peligroso, mediante un rápido arranque de las máquinas. Los ejes delgados y largos tienen una velocidad crítica de flexión baja, alcanzando mayor valor en los cortos y gruesos.

La velocidad crítica de flexión es independiente de la posición: horizontal, vertical o inclinada del eje.

Puesto que la masa propia del eje no interviene en el cálculo, la velocidad crítica de flexión calculada queda un poco por encima de la velocidad real. La diferencia aumenta en la proporción en que lo hace la flexión propia. Por eso, un sistema de eje debe dimensionarse de tal forma que su velocidad crítica calculada quede con suficiente seguridad por encima o por debajo del número de revoluciones de servicio.

Para los sistemas con ejes pesados cargados con elementos de máquinas ligeros, se obtienen valores más exactos si se añaden las fuerzas debidas al peso propio de los tramos parciales como fuerzas aisladas en sus correspondientes puntos de gravedad. Pero esto tampoco es completamente exacto, puesto que los tramos representan fuerzas debidas al peso del recorrido.

#### Velocidad crítica de torsión

Puesto que un eje actúa simultáneamente como un resorte de barra redonda, efectúa oscilaciones torsionales amortiguadas (movimientos pendulares torsionales), junto con las masas que lleva montadas, cuando es impulsado por un momento de giro. Si el eje recibe estos impulsos cuando ya está girando, como ocurre, por ejemplo, en los cigüeñales de las máquinas de émbolos, se produce también la resonancia con las oscilaciones torsionales cuando la velocidad de servicio coincide con la frecuencia propia del sistema oscilante. Esta velocidad crítica de torsión es tan peligrosa como la velocidad crítica de flexión. Sin embargo, los impulsos del momento de torsión se producen solamente en casos especiales.

#### **Elementos finitos**

El método de elementos finitos (MEF) permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales en forma débil o integral

que caracterizan el comportamiento físico del problema dividiéndolo en un número elevado de subdominios no intersectantes entre sí denominados elementos finitos. El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados nodos. Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama malla.

Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos llamados nodos, que sirven a su vez de base para discretización del dominio en elementos finitos. La generación de la malla se realiza usualmente con programas especiales llamados generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales o no lineales. La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema. El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos.

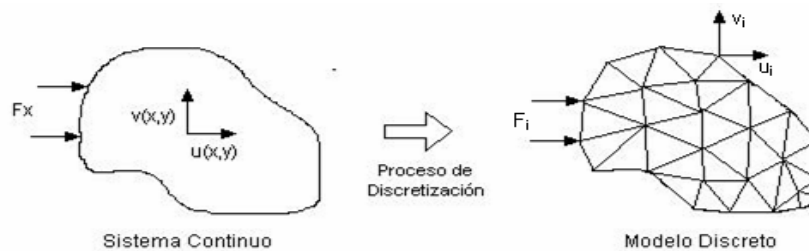


Figura II-17. Proceso de discretización

Típicamente el método de los elementos finitos se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos y, posteriormente, a través de relaciones cinemáticas y constitutivas las

deformaciones y tensiones respectivamente, cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables o más generalmente un problema de mecánica de medios continuos. El método de los elementos finitos es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducir dominios de cálculo complejos en dos o tres dimensiones. Además el método es fácilmente adaptable a problemas de transmisión de calor, de mecánica de fluidos para calcular campos de velocidades y presiones. Dada la imposibilidad práctica de encontrar la solución analítica de estos problemas, con frecuencia en la práctica ingenieril los métodos numéricos y, en particular, los elementos finitos, se convierten en la única alternativa práctica de cálculo.

Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones.

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF se dividen en:

- Preproceso: que consiste en la definición de geometría, generación de la malla, las condiciones de contorno y asignación de propiedades a los materiales y otras propiedades. En ocasiones existen operaciones cosméticas de regularización de la malla y preconditionamiento para garantizar una mejor aproximación o una mejor convergencia del cálculo.
- Cálculo: el resultado del preproceso, en un problema simple no dependiente del tiempo, permite generar un conjunto de  $N$  ecuaciones y  $N$  incógnitas, que puede ser resuelto con cualquier algoritmo para la resolución de sistemas de ecuaciones lineales. Cuando el problema a

tratar es un problema no lineal o un problema dependiente del tiempo a veces el cálculo consiste en una sucesión finita de sistemas de  $N$  ecuaciones y  $N$  incógnitas que deben resolverse uno a continuación de otro, y cuya entrada depende del resultado del paso anterior.

- Postproceso: el cálculo proporciona valores de cierto conjunto de funciones en los nodos de la malla que define la discretización, en el postproceso se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, y en ocasiones se aplican operaciones de suavizado, interpolación e incluso determinación de errores de aproximación.

#### Preproceso y generación de la malla

La malla se genera y ésta en general consta de miles e incluso centenares de miles de puntos. La información sobre las propiedades del material y otras características del problema se almacena junto con la información que describe la malla. Por otro lado las fuerzas, los flujos térmicos o las temperaturas se reasignan a los puntos de la malla. A los nodos de la malla se les asigna una densidad por todo el material dependiendo del nivel de la tensión mecánica u otra propiedad. Las regiones que recibirán gran cantidad de tensión tienen normalmente una mayor densidad de nodos (densidad de malla) que aquellos que experimentan poco o ninguno. Puntos de interés consisten en: puntos de fractura previamente probados del material, entrantes, esquinas, detalles complejos, y áreas de elevada tensión. La malla actúa como la red de una araña en la que desde cada nodo se extiende un elemento de malla a cada nodo adyacente. Este tipo de red vectorial es la que lleva las propiedades del material al objeto, creando varios elementos.

Las tareas asignadas al preproceso son:

- El continuo se divide, mediante líneas o superficies imaginarias en un número de elementos finitos. Esta parte del proceso se desarrolla

habitualmente mediante algoritmos incorporados a programas informáticos de mallado durante la etapa de preproceso.

- Se supone que los elementos están conectados entre sí mediante un número discreto de puntos o “nodos”, situados en sus contornos. Los desplazamientos de estos nodos serán las incógnitas fundamentales del problema, tal y como ocurre en el análisis simple de estructuras por el método matricial.
- Se toma un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada “elemento finito” en función de los desplazamientos nodales de dicho elemento. Por ejemplo el campo de desplazamientos dentro de un elemento lineal de dos nodos podría venir definido por:  $u = N_1 u_1 + N_2 u_2$ , siendo  $N_1$  y  $N_2$  las funciones comentadas (funciones de forma) y  $u_1$  y  $u_2$  los desplazamientos en el nodo 1 y en el nodo 2.
- Estas funciones de desplazamientos definirán entonces de manera única el estado de deformación del elemento en función de los desplazamientos nodales. Estas deformaciones, junto con las propiedades constitutivas del material, definirán a su vez el estado de tensiones en todo el elemento, y por consiguiente en sus contornos.
- Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos, tal que equilibre las tensiones en el contorno y cualesquiera cargas repartidas, resultando así una relación entre fuerzas y desplazamientos de la forma  $F = k \cdot u$ , que como vemos es similar a la del cálculo matricial.

### Cálculo y resolución de sistemas de ecuaciones

En un problema mecánico lineal no dependientes del tiempo, como un problema de análisis estructural estático o un problema elástico, el cálculo generalmente se reduce a obtener los desplazamientos en los nodos y con ellos definir de manera aproximada el campo de desplazamientos en el elemento finito.

Cuando el problema es no lineal en general la aplicación de las fuerzas requiere la aplicación incremental de las fuerzas, el considerar incrementos numéricos y calcular en cada incremento algunas magnitudes referidas a los nodos. Algo similar sucede con los problemas dependientes del tiempo, para los que se considera una sucesión de instantes, en general bastante cercanos en el tiempo, y se considera el equilibrio instantáneo en cada instante. En general estos dos últimos tipos de problemas requieren un tiempo de cálculo substancialmente más elevado que en un problema estacionario y lineal.

### Postproceso

Actualmente, el MEF es usado para calcular problemas tan complejos, que los ficheros que se generan como resultado del MEF tienen tal cantidad de datos que resulta conveniente procesarlos de alguna manera adicional para hacerlos más comprensible e ilustrar diferentes aspectos del problema. En la etapa de postproceso los resultados obtenidos de la resolución del sistema son tratados, para obtener representaciones gráficas y obtener magnitudes derivadas, que permitan extraer conclusiones del problema.

El post-proceso del MEF generalmente requiere de un software adicional para organizar los datos de salida, de tal manera que sea más comprensible el resultado y permita decidir si ciertas consecuencias del problema son o no aceptables. En el cálculo de estructuras por ejemplo, el post-proceso puede incluir comprobaciones adicionales de si una estructura cumple los requisitos de las normas pertinentes, calculando si se sobrepasan tensiones admisibles, o existe la posibilidad de pandeo en la estructura.[15]

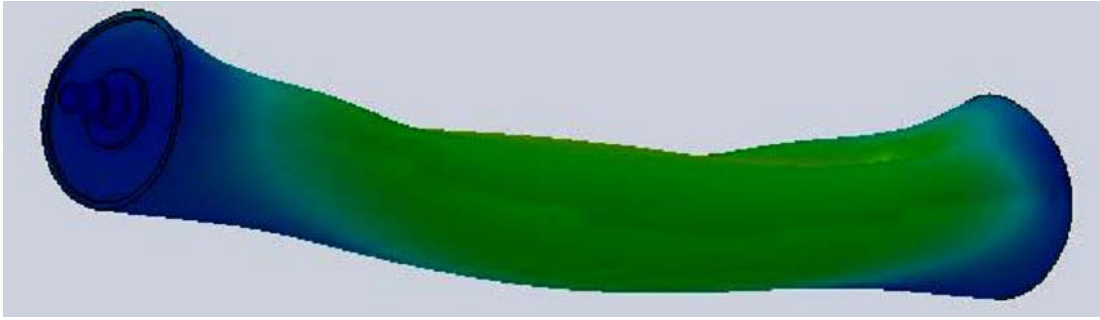


Figura II-18. Deformación presentada mediante Solidworks



## CAPÍTULO III

### MARCO METODOLÓGICO

#### **Selección del material**

Para comenzar el diseño del dinamómetro debemos elegir ciertos materiales que deberán cumplir con los requisitos de diseño, ya que aun no se conocen las cargas que soportara el material que se elija en principio se debe tener una idea de los materiales que pueden ser utilizados y tener reservados algunos materiales en caso de que las cargas no puedan ser soportadas.

Para que el diseño planteado sea competitivo, además de viable para el equipo Formula SAE-UCV, debe cumplir ciertas condiciones. Los criterios de diseño planteados para el presente trabajo especial de grado serán los siguientes:

- **Costos:** tal vez uno de los puntos más importantes, el diseño debe ser lo más económico posible, de manera que la elección de un material menos costoso deberá prevalecer aunque no posea las mejores propiedades mecánicas.
- **Diversidad de presentaciones:** factor importante para que exista una homogeneidad en los materiales de éste proyecto, el mismo deberá poseer una amplia gama de medidas y presentaciones; lo que también ayudara a utilizar un proceso único al momento de soldar.
- **Maquinabilidad:** el material elegido debe poseer una alta maquinabilidad debido a que un material difícil de tratar podría encarecer la construcción del dinamómetro.
- **Resistencia a la corrosión:** el material a utilizar debe poseer algún tipo de resistencia a la corrosión no porque vaya a ser utilizado a la

intemperie sino que se espera que la máquina concebida tenga una vida útil muy prolongada.

La matriz de decisiones utilizada para seleccionar el material, tendrá una escala de puntuación del uno (1) al cinco (5) donde uno representa la opción menos favorable y cinco representa la opción más favorable.

Tabla III-1. Matriz para la selección del material.

MATRIZ DE SELECCIÓN DEL MATERIAL				
	SAE 304	SAE 1045	SAE 4140	SAE 4340
COSTOS	1	5	3	2
MAQUINABILIDAD	2	5	4	4
DISPONIBILIDAD	1	5	3	2
RESISTENCIA A LA CORROSIÓN	5	1	4	5
PROPIEDADES MECÁNICAS	2	2	4	5
DIVERSIDAD DE PRESENTACIONES	1	5	3	1
TOTAL	12	23	21	19

Luego de realizar la matriz de decisiones se obtuvo que el material a utilizar debe ser un acero SAE 1045 el cual posee la mayor puntuación en la tabla III-1.

### **Diseño del rodillo**

El diseño del rodillo se encuentra constituido por el tipo, número y características del mismo, se deben calcular los esfuerzos en dicho rodillo así como la fatiga producida por las cargas generadas por los cauchos del vehículo; para ello debemos decidir utilizando una matriz morfológica la cantidad de rodillos y a partir de ello se procederá al diseño calculando diámetro óptimo del rodillo, su espesor y su longitud.

La matriz de decisiones utilizada para seleccionar el número de rodillos, tendrá una escala de puntuación del uno (1) al cinco (5) donde uno representa la opción menos favorable y cinco representa la opción más favorable.

Tabla III-2. Matriz para la selección del número de rodillos.

MATRIZ DE SELECCIÓN DEL NÚMERO DE RODILLOS				
	UN RODILLO SIMPLE	DOS RODILLOS SIMPLES	UN RODILLO DOBLE	DOS RODILLOS DOBLES
COSTOS	5	3	4	1
FABRICACIÓN	5	4	3	1
DESEMPEÑO	4	5	4	5
MANTENIMIENTO	5	3	4	2
EFICIENCIA	5	4	5	4
PESO	4	3	5	3
CALIBRACIÓN	5	4	5	4
TOTAL	33	26	30	20

Después de completar la matriz de decisiones se observa que el dinamómetro a diseñar deberá constar de un único rodillo simple, sobre el cual se deberán apoyar las ruedas traseras del prototipo.

Para empezar a calcular el rodillo simple se debe elegir un diámetro de rodillo y se desea que el mismo pueda ser adquirido por el equipo y en un futuro construido por lo tanto se busca materia prima que se encuentre en el país. Se obtiene de las compañías constructoras de dinamómetros los diámetros ideales para un rodillo simple, lo cual indica que se puede utilizar un rodillo simple a partir de doce (12) pulgadas o treinta centímetros (30) de diámetro.

Para ello se buscan diferentes empresas que provean la materia prima y se elige en principio un tubo de acero estructural de 12,75 pulgadas y un espesor de 11 milímetros.

El material utilizado para las puntas de ejes es el mismo del tubo estructural utilizado para construir el rodillo, las cuales soportaran el peso total del rodillo más las cargas distribuidas del caucho.

Dicho material es un acero SAE 1045 estirado en frío que posee una resistencia última a la tensión  $S_{ut} = 450\text{Mpa}$  y una resistencia a la cedencia  $S_y = 345\text{ Mpa}$ .

A continuación se desarrolla un diagrama de cuerpo libre reemplazando las cargas y fuerzas aplicadas con el fin de obtener un sistema estático equivalente como el mostrado en la figura III-1:

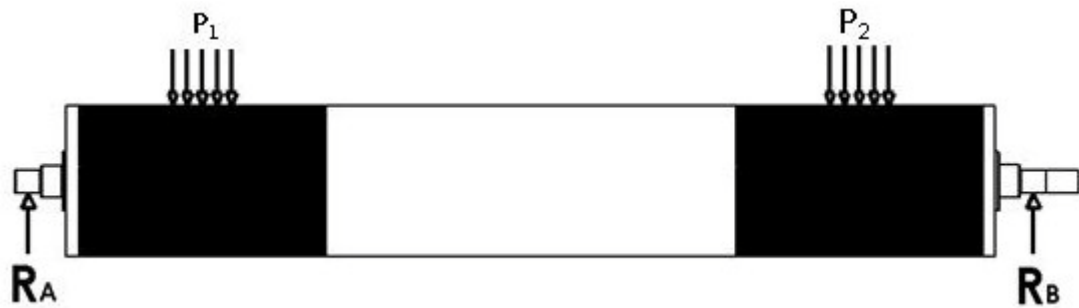


Figura III-1. Diagrama de cargas sobre el rodillo.

Para que exista un equilibrio estático:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (\text{III. 1})$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{III. 2})$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{III. 3})$$

$$\Sigma T = 0 \quad (\text{III. 4})$$

En este caso en particular solo nos interesa el eje Y, adicionalmente ya que las cargas  $P_1$  y  $P_2$  son aproximadamente iguales se puede decir que:

$$P_1 \approx P_2 = P \quad (\text{III. 5})$$

Por lo tanto realizando una sumatoria de fuerzas en el eje Y, se puede escribir:

$$R_A + R_B - 2P = 0 \quad (\text{III. 6})$$

Debido a la simetría se deduce que:

$$R_A = R_B \quad (\text{III. 7})$$

Luego se evalúan los momentos flectores, torsores, esfuerzos cortantes y esfuerzos axiales a lo largo del rodillo.

Los momentos flectores serán calculados según las siguientes ecuaciones:

$$M_1 = P D_1 \quad (\text{III. 8})$$

$$M_2 = M_1 \quad (\text{III. 9})$$

$$M_3 = M_2 - (P D_3) \quad (\text{III. 10})$$

Donde:

P: peso [N]

$M_1, M_2, M_3$ : momentos flectores [Nm]

$D_1, D_2, D_3$ : distancias [m]

El momento torsor a lo largo del rodillo viene dado por la siguiente ecuación:

$$T = \frac{63025 H}{\omega} \quad (\text{III. 11})$$

Donde:

T: torque [lb.pulg]

H: potencia [hp]

$\omega$ : velocidad angular del rodillo [rpm]

En este caso no existen fuerzas longitudinales por lo tanto no existen cargas axiales.

La geometría de las puntas de ejes se debe predefinir para poder realizar los primeros cálculos, la misma comienza con un eje de dos pulgadas y una longitud de 2,189 pulgadas; para la siguiente sección se elige un radio de curvatura de 3,175 milímetros lo que da como resultado un diámetro de 2,642 pulgadas y una longitud de 1,81 pulgadas, para finalizar se debe tener una sección de cinco pulgadas de diámetro y una longitud de apenas media pulgada.

Con una geometría bastante definida se procede al cálculo de fatiga para las secciones anteriormente señaladas, para ello se necesita calcular los factores de concentración de esfuerzo  $K_f$  y  $K_{fs}$  para cada sección; los cuales deben ser calculados mediante las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (\text{III. 12})$$

$$K_{fs} = 1 + q (K_{ts} - 1) \quad (\text{III. 13})$$

Donde

$q$ : sensibilidad a la muesca

$K_t$ : factor de concentración de esfuerzo para flexión

$K_{ts}$ : factor de concentración de esfuerzo para torsión

Ahora se determina la resistencia a la fatiga  $S_e$  de cada sección a partir de los factores de Marín:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e \quad (\text{III. 14})$$

Luego se deben determinar los esfuerzos fluctuantes mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (\text{III. 15})$$

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{III. 16})$$

Para el cálculo del factor de seguridad en las puntas de eje, se debe calcular los esfuerzos alternantes y medios tanto para flexión como para torsión para ello se utilizaran las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = K_f \cdot \frac{M \cdot c}{I} \quad (\text{III. 17})$$

$$\sigma_{ta} = K_{fs} \frac{T_a \cdot c}{J} \quad (\text{III. 18})$$

$$\sigma_{tm} = K_{fs} \frac{T_m \cdot c}{J} \quad (\text{III. 19})$$

Donde

$K_f$ : factor de concentración de esfuerzo en flexión

$K_{fs}$ : factor de concentración de esfuerzo en torsión

M: Momento flector [Nm]

$T_a$ : Momento torsor alternante [Nm]

$T_m$ : Momento torsor medio [Nm]

C: distancia entre el eje neutro y la fibra de estudio [m]

I: Momento polar de inercia [m<sup>4</sup>]

J: Segundo momento polar del área [m<sup>4</sup>]

Para el cálculo del factor de seguridad en el rodillo donde el eje es hueco se debe calcular los esfuerzos alternantes y medios tanto para flexión como para torsión para ello se utilizaran las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = K_f \cdot \frac{M}{Z_{neto}} \quad (\text{III. 20})$$

$$\sigma_{ta} = K_{fs} \frac{T_a \cdot d}{2J} \quad (\text{III. 21})$$

$$\sigma_{tm} = K_{fs} \frac{T_m \cdot d}{2J} \quad (\text{III. 22})$$

Donde

$K_f$ : factor de concentración de esfuerzo en flexión

$K_{fs}$ : factor de concentración de esfuerzo en torsión

M: Momento flector [Nm]

$T_a$ : Momento torsor alternante [Nm]

$T_m$ : Momento torsor medio [Nm]

d: diámetro [m]

Z: modulo de sección [m<sup>3</sup>]

J: Segundo momento polar del área [m<sup>4</sup>]

Para el cálculo de los esfuerzos de Von Mises las ecuaciones a utilizar serán:

$$\sigma'_a = \sqrt{3\sigma_{ta}^2} \quad (\text{III. 23})$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\sigma_{tm}^2} \quad (\text{III. 24})$$

El factor de seguridad contra la fluencia en el primer ciclo  $n_y$  se determina como:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} \quad (\text{III. 25})$$

Ahora se utiliza la ecuación de Goodman modificada para calcular el factor de seguridad que puede ser representado frente a otras teorías de falla:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (\text{III. 26})$$

Debido a que el rodillo debe estar diseñado para vida infinita se requiere realizar los cálculos para determinar los ciclos de falla, este número debe ser mayor o igual a un millón de ciclos ya que esto determina la vida infinita, para ellos se utilizará las siguientes ecuaciones:



$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{III. 27})$$

Donde

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} \quad (\text{III. 28})$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) \quad (\text{III. 29})$$

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^c \quad (\text{III. 30})$$

$$c = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_F}{S_e}\right)}{\log(2N_e)} \quad (\text{III. 31})$$

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{Mpa} \quad (\text{III. 32})$$

$\sigma_a$ : momento alternante

### Cálculo de deflexiones

El cálculo de la deflexión del rodillo es muy importante ya que de esto dependerá la velocidad crítica del mismo, por lo tanto la relación principal para este cálculo viene dado por la ecuación:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (\text{III. 33})$$

Donde

$\rho$ : radio de curvatura

M: momento flector

E: modulo de Young

I: inercia

Debido a que por lo general la pendiente de la curva de deflexión es muy pequeña la ecuación puede derivarse sucesivamente surgiendo las siguientes

relaciones que permiten calcular la deflexión en cualquier punto al aplicarse el método de singularidad:

$$\frac{q}{EI} = \frac{d^4y}{dx^4} \quad (\text{III. 34})$$

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3y}{dx^3} \quad (\text{III. 35})$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (\text{III. 36})$$

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (\text{III. 37})$$

$$y = f(x) \quad (\text{III. 38})$$

### **Velocidades Críticas**

Otro factor importante a la hora de diseñar ejes son las conocidas como velocidades críticas ya que cuando un eje gira la excentricidad genera una deflexión debido a la fuerza centrífuga y esto debe ser soportado por la magnitud del modulo de Young por la Inercia de la parte en estudio, cabe destacar que la velocidad critica obtenida debe ser de al menos el doble de la magnitud de la velocidad de trabajo, para un conjunto de elementos Rayleigh estableció:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (\text{III. 39})$$

Donde

$w_i$ : peso del elemento iésimo

$y_i$ : deflexión en la ubicación del iésimo elemento

## Cálculo de la Soldadura

Debido a que el rodillo no puede ser maquinado en su totalidad, las puntas de ejes serán soldadas por ello es importante realizar cálculos sobre los esfuerzos que debe soportar el cordón de soldadura; algunos de los factores que se deben elegir a priori son: el patrón del cordón de soldadura, el electrodo a utilizar, el tipo de soldadura y la longitud de la soldadura.

El área de la soldadura en torsión y flexión es:

$$A = 1,414\pi hr \quad (\text{III. 40})$$

Donde:

h: cateto de la soldadura [pulg]

r: radio del círculo que se va a soldar [pulg]

El segundo momento polar de Inercia:

$$J_u = 2\pi r^3 \quad (\text{III. 41})$$

El segundo momento del área unitaria:

$$I_u = \pi r^3 \quad (\text{III. 42})$$

Para determinar los esfuerzos que puede soportar la soldadura las ecuaciones que se deben utilizar son:

$$f_r = \mu N \quad (\text{III. 43})$$

Donde:

N: normal del caucho [lb]

$\mu$ : coeficiente de fricción estático

Luego de calcular la fuerza, se calcula el esfuerzo alternante  $T_a$  que debe soportar el cordón de soldadura según la ecuación:

$$T_a = \frac{K_{fs} f_r}{A} \quad (\text{III. 44})$$

Para nuestro caso en particular, se puede escribir que:

$$T_a = T_m \quad (\text{III. 45})$$

Por lo tanto las ecuaciones generales se transforman de la siguiente manera:

$$T_{max} = T_a + T_m = 2T_a \quad (\text{III. 46})$$

$$T_{min} = T_a - T_m = 0 \quad (\text{III. 47})$$

Después de calcular el esfuerzo máximo y mínimo se calcula el factor K que se utilizara para determinar el esfuerzo máximo que podrá soportar la soldadura según las condiciones de trabajo.

$$K = \frac{T_{min}}{T_{max}} = 0 \quad (\text{III. 48})$$

$$T'_{max} = \frac{T_r}{1-K} = T_r \quad (\text{III. 49})$$

Donde

$T_r$ : Momento torsor

Al finalizar el esfuerzo máximo de trabajo se compara al esfuerzo nominal del cordón de soldadura según el tipo de soldadura y el electrodo escogido.

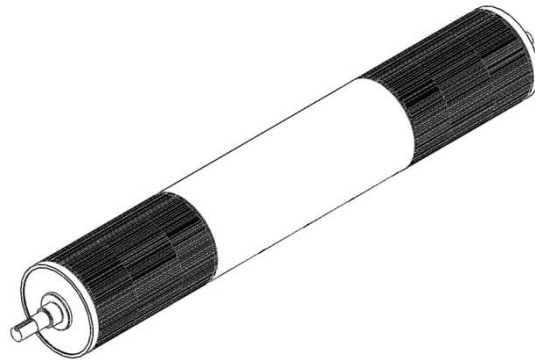


Figura III-2. Isometría del rodillo.

### Selección del freno

El freno se debe elegir en base al torque que debe soportar, una configuración que sea simple y de fácil mantenimiento es necesaria para la simplicidad del dinamómetro diseñado, adicionalmente debe ser de carga variable ya que simula de mejor manera las condiciones de carretera.

Para realizar la elección del freno se debe utilizar una matriz morfológica, tendrá una escala de puntuación del uno (1) al cinco (5) donde uno representa la opción menos favorable y cinco representa la opción más favorable.

Tabla III-3. Matriz para la selección del tipo de freno.

MATRIZ DE SELECCIÓN DEL FRENO						
	CORRIENTE DE FOUCAULT	FRENO DE HISTERISIS	MOTOR ELECTRICO	POLVO MAGNÉTICO	FRENO HIDRAULICO	FRENO DEL AGUA
CARGA VARIABLE	5	4	4	4	5	1
PRECISIÓN DE LA MEDIDA	5	4	4	3	5	4
COSTOS	5	4	4	3	2	4
MANTENIMIENTO	5	5	5	4	4	4
TOMA DE DATOS	5	5	4	3	2	2
INSTALACIÓN	5	5	5	5	2	2
TORQUE	5	5	5	3	5	1
TIEMPO DE RESPUESTA	4	4	5	1	2	3
TOTAL	39	36	36	26	27	21

El freno a elegir será del tipo de corriente de Foucault, dicho freno se puede conseguir en el país ya que es utilizado en camiones a nivel comercial, adicionalmente posee la capacidad de simular una carga variable ya que esto ayuda a repetir las condiciones de carrera, otra característica importante es que dicho sistema es eficiente con bajos niveles de torque y de revoluciones por minuto.

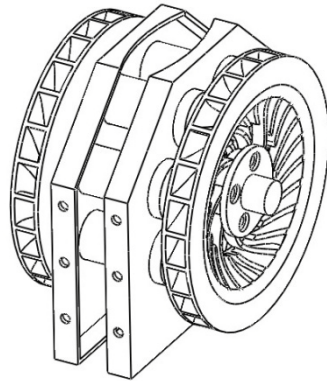


Figura III-3. Isometría del freno a base de corrientes de Foucault.

### **Diseño de la estructura**

La estructura constará de dos partes: (a) una fija que soportará el rodillo el freno y otros elementos y (b) 2 rampas móviles las cuales deben ser ajustables al ancho del vehículo y adicionalmente soportar parte del peso del prototipo mientras es probado; la materia prima para la construcción debe ser obtenida en el país y debe existir homogeneidad en los materiales utilizados durante la construcción.

La geometría de la estructura debe ser además sencilla, limpia y fácil de construir; la misma será analizada mediante el programa solidworks y se presentará una grafica de los esfuerzos y las deformaciones de la estructura y en base a esto se decidirá si la misma soporta el total de cargas.

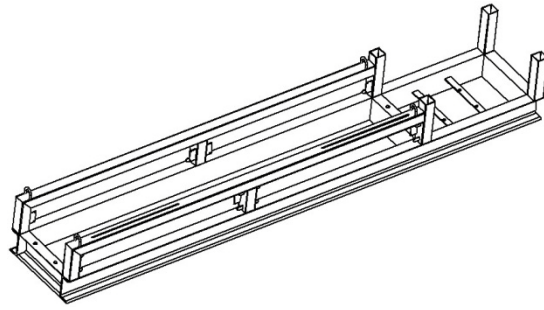


Figura III-4. Isometría de la estructura fija.

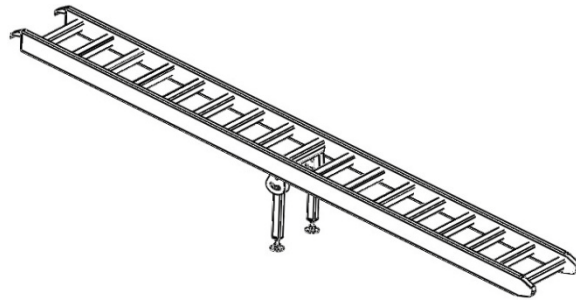


Figura III-5. Isometría de la rampa.

### **Selección de la chumacera**

La chumacera a utilizar debe poseer un diámetro interno de 2 pulgadas, un ancho de 2,189 pulgadas y adicionalmente para sujetarla a la estructura se utilizaran los tornillos de mayor diámetro posible y grado 8 para asegurar que estos no fallen ante las sollicitaciones presentadas.

Otros factores que deben ser considerados son los parámetros de diseño, dichos parámetros incluyen carga estática, carga dinámica y revoluciones por minuto, adicionalmente deben encontrarse en el mercado nacional, ya que esto asegura que podrán ser adquiridas por el equipo en un futuro cercano.

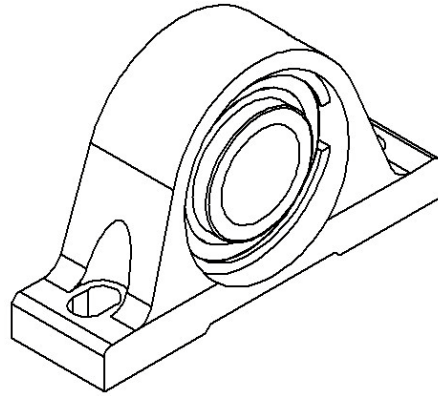


Figura III-6. Isometría de modelo de chumacera.

### Selección del acople entre el rodillo y el freno

Para que exista una buena transmisión de potencia entre el rodillo y el freno debe existir un acople que resista el momento torsor suministrado por el vehículo y adicionalmente debe poder dar cierto juego axial y radial para no depender tanto de la exactitud al momento de la construcción.

En éste punto se debe calcular la chaveta del acople para que la misma soporte la torsión, en caso de que un elemento deba fallar este debe ser la chaveta ya que su costo es menor a la del rodillo o el freno.

El esfuerzo cortante y el de aplastamiento de la chaveta se deben calcular según las siguientes ecuaciones:

$$\tau_d = \frac{2 T}{d w l} \quad (\text{III. 50})$$

$$\sigma_d = \frac{4 T}{d h l} \quad (\text{III. 51})$$

Donde:

T: momento torsor [Nm]

d: diámetro del eje [m]



w: ancho de la chaveta [m]

l: longitud de la chaveta [m]

h: altura de la chaveta [m]

Las teorías de falla para ambos esfuerzos se muestran a continuación:

$$\tau_d \leq \frac{0,4 S_y}{n_s} \quad (\text{III. 52})$$

$$\sigma_d \leq \frac{0,9 S_y}{n_s} \quad (\text{III. 53})$$

Donde:

$S_y$ : resistencia a la cedencia

$n_s$ : factor de seguridad

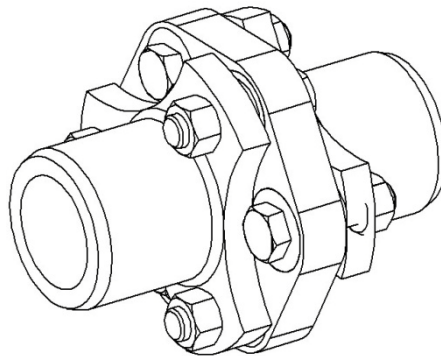


Figura III-7. Isometría del modelo del acople entre el rodillo y el freno.

### **Selección del software**

La selección del software es crítica ya que del mismo dependerá la precisión de las medidas, así mismo existen factores que debemos tomar en cuenta a la hora de elegir el software entre los cuales se pueden mencionar:

- **Compatibilidad:** se refiere a que pueda ser adaptado al dinamómetro diseñado, así como también que posea una gama amplia de sensores que puedan ser compatibles para las mediciones a tomar.
- **Ambiente:** en principio se trata de que la interfaz programa usuario sea de fácil entendimiento y a su vez que pueda ser operado desde una computadora de escritorio o una laptop con un sistema operativo Windows.
- **Asesoría remota:** en vista de que ninguno de los programas son hechos en Venezuela ni tampoco existen distribuidores a nivel nacional, se necesita que el elegido posea una buena asistencia por si al momento de instalación surgiese algún problema.

La matriz de decisiones utilizada para seleccionar el número de rodillos, tendrá una escala de puntuación del uno (1) al cinco (5) donde uno representa la opción menos favorable y cinco representa la opción más favorable.

Tabla III-4. Matriz para la selección del software.

Matriz para la selección del software				
	DYNO-MAX PRO 2000	DYN PRO TAYLOR	WIN PEP 7 DYNOJET	SPORT DYNO 34
Asesoría Remota	5	4	3	1
Compatibilidad	5	2	3	3
Ambiente	5	3	4	4
Cantidad de Canales	5	5	5	5
Dispositivos extras	5	4	4	3
Calibración	1	4	5	5
Total	26	22	24	21

El programa a utilizar será el Dyno Max Pro 2000 y en base a él serán elegidos los diferentes sensores a utilizar por el dinamómetro.

## CAPÍTULO IV

### ANALISIS DE RESULTADOS

Una vez realizadas y analizadas las diferentes matrices de decisiones se deben realizar los cálculos que permitirán diseñar y elegir los componentes estandarizados que utilizará el dinamómetro desarrollado durante éste trabajo especial de grado. Para comenzar se elaborará una lista de los elementos a estudiar y seleccionar según sean los alcances y las limitaciones de este trabajo.

- Rodillo



Figura IV-1. Rodillo.

- Freno basado en corrientes de Foucault

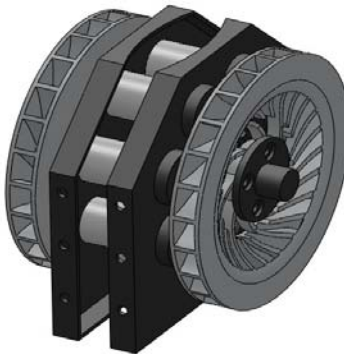


Figura IV-2. Freno de Foucault. Fuente Telma.

- Estructura



Figura IV-3. Estructura.

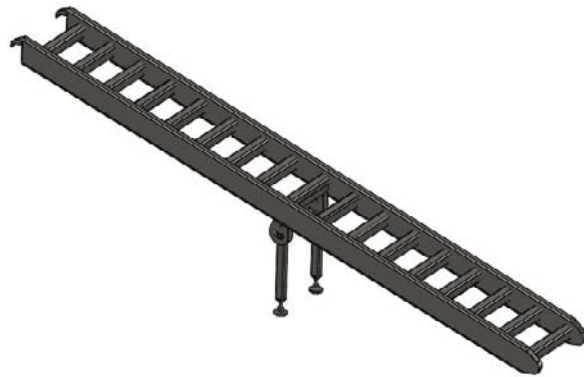


Figura IV-4. Rampa.

- Chumacera

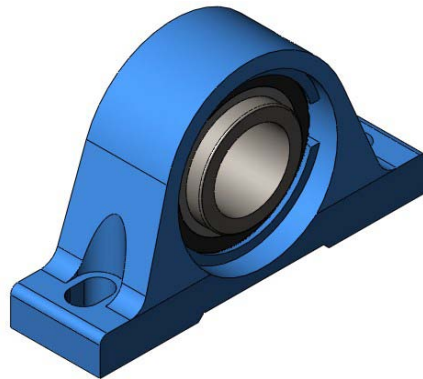


Figura IV-5. Chumacera. Fuente SKF.

- Acople entre el rodillo y el freno

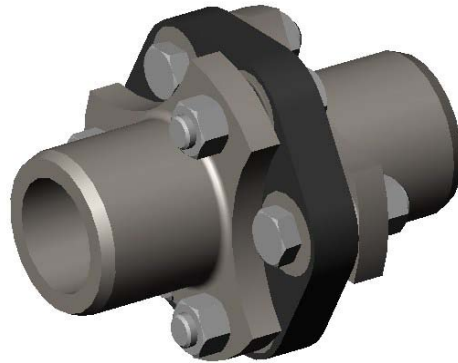


Figura IV-6.Acople. Fuente Paulstra

- Selección del software

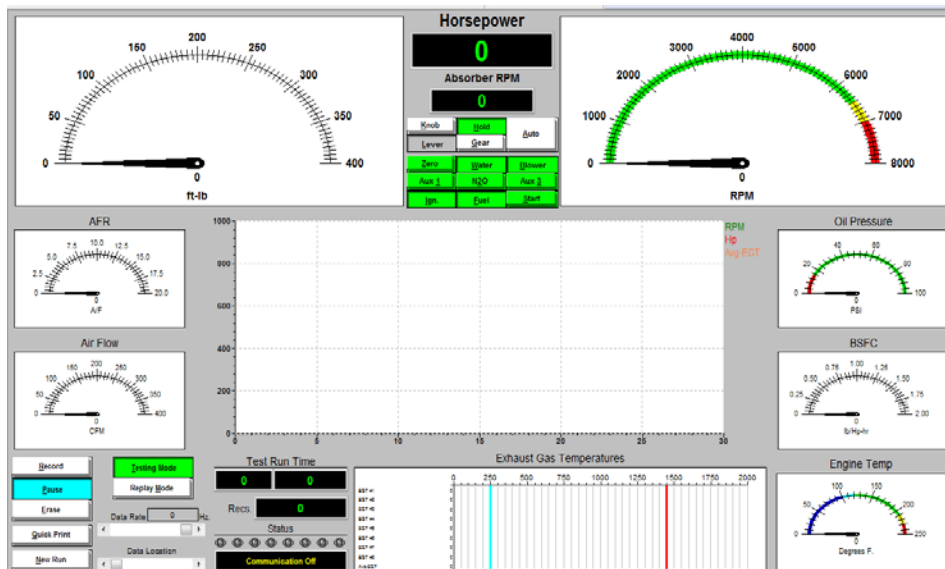


Figura IV-7. Interfaz del programa Dyno Max.

- Lista de pernos, arandelas, tuercas, sujetadores, patas y gomas.




<b>Lista de tuercas</b>			
		<b>Tipo</b>	<b>Cantidad</b>
<b>1</b>		<b>Seguridad UNF 18mm x 32 hilos</b>	<b>4</b>
<b>2</b>		<b>Seguridad UNF 5mm x 40 hilos</b>	<b>32</b>
<b>3</b>		<b>UNC 10mm x 16 hilos</b>	<b>8</b>

Figura IV-8. Tuercas de seguridad UNF y UNC. Fuente Tornillería Global

<b>Lista de tornillos</b>			
		<b>Tipo</b>	<b>Cantidad</b>
<b>1</b>		<b>Allen c/cil G8 UNF 18 x 60 mm</b>	<b>4</b>
<b>2</b>		<b>Allen c/cil G8 UNF 14 x 30 mm</b>	<b>8</b>
<b>3</b>		<b>Allen c/cil G8 UNF 10 x 30 mm</b>	<b>8</b>
<b>4</b>		<b>Avellanado UNC 5 x 20 mm</b>	<b>14</b>
<b>5</b>		<b>Avellanado UNF 4 x 15 mm</b>	<b>32</b>
<b>6</b>		<b>Cabeza Hexagonal UNC 10 x 50mm</b>	<b>8</b>

Figura IV-9. Pernos y tornillos. Fuente Tornillería Global


Lista de arandelas				
		Tipo	Cantidad	
1		Plana 18mm	8	
2		Plana 14mm	8	
3		Plana 10mm	16	
4		Plana 5mm	32	

Figura IV-10. Arandelas. Fuente Tornillería Global.





Accesorios para ensamble				
Pata niveladora	Fabricante	Modelo	Referencia	Material
	Ganter Griff	GN 340.1	100-M20-75-BG	Acero
	<b>Carga est. max</b>	<b>Sy perno</b>	<b>Diametro Perno</b>	<b>Base</b>
	11kN	500 N/mm <sup>2</sup>	20mm	Goma
<b>Pata de rampa</b>	<b>Fabricante</b>	<b>Modelo</b>	<b>Referencia</b>	<b>peso</b>
	Ganter Griff	GN 440.5	40-M8-40-GV	Acero
	<b>Carga est. max</b>	<b>Sy perno</b>	<b>Diametro Perno</b>	<b>Base</b>
	8kN	500 N/mm <sup>2</sup>	8mm	Goma
<b>Anclaje de puerta</b>	<b>Fabricante</b>	<b>Modelo</b>	<b>Referencia</b>	<b>peso</b>
	Pinet	Dual ball catch	16-7-4213	70gr
	<b>Carga max</b>	<b>Agujeros</b>	<b>Material</b>	
	3,5kg	4,8mm	fundición de zinc	
<b>Tirador de puerta</b>	<b>Fabricante</b>	<b>Modelo</b>	<b>Referencia</b>	<b>Espesor</b>
	Dirak	Dish handle	213-0703.03-00000	2.0mm
	<b>Dimensiones</b>	<b>Montaje</b>	<b>Material</b>	
	94 x 41 mm	A presión	Poliamida	

Figura IV-11. Lista de patas, anclaje y tirador.

## Características de los prototipos Fórmula SAE UCV

Las características de los diferentes prototipos serán utilizadas para determinar las dimensiones del dinamómetro, es importante analizar el peso que soportará el rodillo a fin de calcular el momento flector, la potencia del motor para el momento torsor, la trocha trasera para el largo del rodillo y la altura del chasis para el cálculo de la inclinación de las rampas.

Tabla IV-1. Características de los prototipos Fórmula SAE UCV

<b>Características de los Prototipos Fórmula SAE UCV</b>						
	<b>2005</b>	<b>2006</b>	<b>2007</b>	<b>2008</b>	<b>2009</b>	<b>2010</b>
Masa [lb]	690,00	765,00	720,00	551,00	537,00	553,00
Masa [Kg]	312,98	346,99	326,58	249,92	243,57	250,83
Peso [N]	3070,33	3403,97	3203,74	2451,71	2389,42	2460,64
Masa del Piloto [Kg]	70	70	70	70	70	70
Masa total [Kg]	382,98	416,99	396,58	319,92	313,57	320,83
Peso Total [N]	3757,03	4090,67	3890,44	3138,41	3076,12	3147,34
Trocha Trasera [m]	1,90	1,70	1,70	1,65	1,65	1,60
Potencia [hp]	73	81	81	81	70	70
Altura del chasis [m]	0,0508	0,0635	0,0635	0,0635	0,0508	0,0508
Diámetro del Caucho [m]	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52

## Diseño del Rodillo

Para el diseño del rodillo se tomo la data de los prototipos construidos por el equipo Fórmula SAE de la Universidad Central de Venezuela; este elemento debe soportar la carga ejercida por los neumáticos del vehículo, así mismo debe poseer un diámetro acorde para garantizar una superficie óptima que permita la rodadura sin deslizamiento y una geometría posible de manufacturar de acuerdo al material escogido en la tabla III-1.

El rodillo diseñado consta de un eje central hueco y dos tapas macizas seccionadas, el diseño debe ser concebido suponiendo algunas dimensiones, ya



que debe ser lo más comercial y práctico posible. Para el eje hueco la dimensión debe partir de la búsqueda de dinamómetros fabricados por empresas especializadas en tal fin y adicionalmente que dicho diámetro pueda ser encontrado en el país. Para un rodillo simple se estima un diámetro entre 12 y 14 pulgadas por lo tanto debemos buscar dimensiones de tubo estructural entre esas medidas.

La empresa denominada Materiales Los Andes ofrece los siguientes tubos estructurales de sección transversal circular; son producidos según la norma ASTM (American Society for Testing and Materials) A500 Grado C, con láminas de alta resistencia, presentando un esfuerzo ultimo de tensión  $S_{ut}= 450$  Mpa y un esfuerzo a la cedencia  $S_y= 345$  Mpa.

Tabla IV-2. Tubos de sección transversal redonda. Materiales Los Andes.

DIMENSIONES			Sección A [cm <sup>2</sup> ]	Peso [kg/m]	Propiedades Estáticas		
Diámetro pulg.	mm				I [cm <sup>4</sup> ]	S [cm <sup>3</sup> ]	r [cm]
	D	e					
10 3/4"	273,1	7	58,5	45,93	5180,2	379,4	9,4
10 3/4"	273,1	9	74,7	58,61	6514,3	477,1	9,3
12 3/4"	323,9	9	89	69,88	11040	681,8	11,1
12 3/4"	323,9	11	108,1	84,87	13243,3	817,9	11,1

El tubo escogido para realizar los cálculos será el de 12,75 pulgadas con un espesor de once (11) milímetros,

Debido a que el material elegido es un acero SAE 1045, y el mismo no presenta buenas propiedades ante la corrosión, consideramos prudente hacer un recubrimiento superficial del tipo: termo rociado con plasma, que protegerá al rodillo contra la corrosión, le proporcionará una mayor rugosidad y dureza superficial. Para determinar las dimensiones iniciales de los ejes se realiza primero la búsqueda de una chumacera que resista la carga antes especificada dicha chumacera posee un rodamiento para un eje de 2 pulgadas. Los radios

para los cambios de sección serán de 3 milímetros. Se debe recordar que el cambio de dimensiones entre pulgadas y milímetros corresponde a la nomenclatura comercial con los cuales se denominan los materiales siderúrgicos en el mercado nacional.

Para facilitar el cálculo de las zonas de interés en el rodillo serán nombradas como  $S_3$ ,  $S_2$ ,  $S_1$  y eje hueco.



Figura IV-12. Señalamiento de zonas en el rodillo.

A continuación se desarrolla un diagrama de cuerpo libre reemplazando las cargas y fuerzas aplicadas con el fin de obtener un sistema estático equivalente como el mostrado en la figura IV-10:

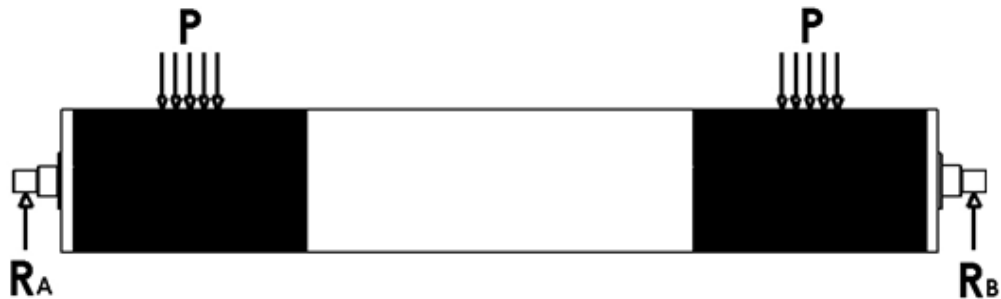


Figura IV-13. Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

Ahora se designa la letra  $P$  para la carga proporcionada por cada caucho y suponiendo una masa de 200 Kg por cada caucho, ésta masa también toma en cuenta que el vehículo será sujetado mediante correas que añadirán una carga extra, por lo tanto el sistema queda definido según la ecuación III-6 como:

$$R_A + R_B = 2x \left( 11871,59 \frac{N}{m} x 0,1651m \right) = 3920N$$

De la ecuación III-7 se supone que  $R_A=R_B$

$$R_A = 1960N$$

$$R_B = 1960N$$

En base a las cargas se puede calcular los momentos flectores según las ecuaciones III-8, III-9, III-10 y quedan expresadas como:

$$M_1 = 1960N x 0,356224m = 698,19 N.m$$

$$M_2 = 698,19Nm + 0Nm = 698,19 N.m$$

$$M_3 = 698,19Nm - (1960N x 0,356224m) = 0 N.m$$

Para calcular el momento torsor se debe conocer con anterioridad la velocidad máxima de rotación del caucho lo que permitirá conocer la velocidad que tendrá que soportar el rodillo del dinamómetro.

La relación primaria entre motor y caja es 86:44 lo que da como relación final 1,955:1.

La relación secundaria entre piñón y corona es 52:16 lo que da como relación final 3,25:1.

Se calcula a 15.000 revoluciones por minuto y en sexta marcha la velocidad máxima del vehículo.

$$\omega_{caja} = \frac{15.000 \text{ rpm}}{1,955} = \mathbf{7672,63 \text{ rpm}}$$

$$\omega_{piñon} = \frac{7672,63 \text{ rpm}}{1,083} = \mathbf{7084,61 \text{ rpm}}$$

$$\omega_{corona} = \frac{7084,61 \text{ rpm}}{3,25} = \mathbf{2179,88 \text{ rpm}}$$

Ahora se realiza un cambio de unidades:

$$\omega_{caucho} = 2.179,88 \text{ rpm} \times 2 \times \pi = \mathbf{13.696,59 \frac{\text{rad}}{\text{min}}}$$

Y luego la velocidad lineal de contacto entre el caucho y el rodillo:

$$\begin{aligned} V = \omega_{caucho} r &= 13.696,59 \left( \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right) \times 0,26\text{m} \times 60 \left( \frac{\text{min}}{\text{h}} \right) \\ &= \mathbf{213.666,804 \frac{\text{m}}{\text{h}}} \end{aligned}$$

$$V = \frac{213.666,804 \frac{\text{m}}{\text{h}}}{1000 \frac{\text{m}}{\text{Km}}} = \mathbf{213,666 \frac{\text{Km}}{\text{h}}}$$

Por lo tanto la velocidad angular del rodillo se debe calcular según la fórmula:

$$\omega_c = \frac{V}{r} = \frac{213,66 \frac{\text{Km}}{\text{h}}}{26 \times 10^{-5} \text{ Km}} = 821.769,23 \frac{\text{rad}}{\text{h}} \times \frac{\text{h}}{3600\text{s}} = \mathbf{228,26 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

Por relaciones de transmisión se puede obtener la velocidad angular del rodillo:

$$\omega_{rod} = \frac{\omega_c r_c}{r_{rod}} = \frac{228,26 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,26\text{m}}{0,161925\text{m}} = \mathbf{366,51 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

Para hallar la velocidad en revoluciones por minuto debemos realizar la siguiente conversión:

$$\omega = 366,51 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times \frac{\text{rev}}{2\pi \text{ rad}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} = \mathbf{3499,91 \text{ rpm}}$$

Ahora si se puede calcular el momento torsor según la ecuación III-11:

$$T = \frac{128hp \times 63025}{3499,91 rpm} = \mathbf{2304,97 \text{ lbf. pulg}}$$

De acuerdo a las siguientes conversiones se obtiene el torque en Newton por metro:

$$1 \text{ pulg} = 0,0254 \text{ m}$$

$$1 \text{ lb} = 4,448 \text{ N}$$

$$\mathbf{T = 260,43 Nm}$$

Por lo tanto el momento torsor alternante y el medio según las ecuaciones III-15 y III-16 son respectivamente:

$$T_a = \frac{260,43 Nm - 0}{2} = \mathbf{130,215 Nm}$$

$$T_m = \frac{260,43 Nm + 0}{2} = \mathbf{130,215 Nm}$$

### Eje Hueco

El cálculo del eje hueco se debe comenzar por la resistencia a la fatiga a partir de los factores de Marín según la ecuación III-14:

$$S_e' = 0,506 \times 450Mpa = \mathbf{227,7Mpa}$$

$$K_a = 4,45 \times 450^{-0,265} = \mathbf{0,8815}$$

$$K_b = K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e = 0,8815 \times 227,7Mpa = \mathbf{200,71Mpa}$$

Ahora se calculan los factores de entalla del eje cuando es sometido a flexión y a torsión, según las ecuaciones III-12 y III-13:

Para la flexión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{0,30185 \text{ m}}{0,32385 \text{ m}} = 0,9320$$

$$A = 0,92$$

$$K_T = 2,63$$

$$Z_{neto} = \frac{\pi A}{32 D} (D^4 - d^4) = \frac{0,92\pi}{32 \times 0,32385m} (0,32385^4 - 0,30185^4)m^4$$

$$Z_{neto} = 7,5243 \times 10^{-4} m^3$$

$$K_f = 1 + 0,8(2,63 - 1) = 2,304$$

El esfuerzo flector se calcula según la ecuación III-20:

$$M = \frac{2,304 \times 698,19 Nm}{7,5243 \times 10^{-4} m^3} = 2,1379 \text{ Mpa}$$

Para la torsión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{0,30185 m}{0,32385 m} = 0,9320$$

$$A = 0,96$$

$$K_T = 1,78$$

$$J_{neto} = \frac{\pi A}{32} (D^4 - d^4) = \frac{0,96\pi}{32} (0,32385^4 - 0,30185^4)m^4$$

$$J_{neto} = 2,5427 \times 10^{-4} m^4$$

$$K_{fs} = 1 + 0,9(1,78 - 1) = 1,702$$

Ahora el esfuerzo torsor alternante y medio se calculan según las ecuaciones III-21 y III-22:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1,702 \times 130,215 Nm \times 0,32385 m}{2 \times 2,5427 \times 10^{-4} m^4} = 0,1411 \text{ Mpa}$$

Luego de calcular el esfuerzo torsor medio, el esfuerzo torsor alternante y el esfuerzo flector se pueden aplicar las teorías de falla que permitirán demostrar la fiabilidad del diseño.

Para el cálculo de la teoría de falla por Von Mises y el factor de seguridad para esta sección, se utilizan las ecuaciones III-23, III-24 y III-25.

$$\sigma_a = (3 \times 0,1411^2)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = \mathbf{0,2443 \text{ Mpa}}$$

$$\sigma_m = \left((2,1379^2) + (3 \times 0,1411^2)\right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = \mathbf{2,1518 \text{ Mpa}}$$

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{345}{0,2443 + 2,1518} = \mathbf{143}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad por Goodman modificado según la ecuación III-26.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{0,2443}{200,71} + \frac{2,1518}{450} = 5,9989 \times 10^{-3}$$

$$n = \frac{1}{5,9989 \times 10^{-3}} = \mathbf{166}$$

### Sección S<sub>1</sub>

Para el cálculo de la primera sección maciza de 5 pulgadas de diámetro (0,127m) y una longitud de 0,5 pulgada (0,0127m) se debe comenzar por la resistencia a la fatiga a partir de los factores de Marín según la ecuación III-14:

$$S_e' = 0,506 \times 450 \text{ Mpa} = \mathbf{227,7 \text{ Mpa}}$$

$$K_a = 4,45 \times 450^{-0,265} = \mathbf{0,8815}$$

$$K_b = 0,859 - (0,000837 \times 127) = \mathbf{0,7527}$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e = 0,8815 \times 0,7527 \times 227,7 \text{ Mpa} = \mathbf{151,0800 \text{ Mpa}}$$

Ahora se calculan los factores de entalla del eje cuando es sometido a flexión y a torsión, a través de las ecuaciones III-12 y III-13:

Para la flexión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{0,30185 \text{ m}}{0,127 \text{ m}} = 2,3767$$

$$\frac{r}{D} = \frac{0,003175 \text{ m}}{0,127 \text{ m}} = 0,025$$

$$I_1 = \frac{\pi \times d^4}{64} = \frac{\pi \times 0,127^4 \text{ m}^4}{64} = \mathbf{1,2769 \times 10^{-5} \text{ m}^4}$$

$$K_T = \mathbf{4,21}$$

$$K_f = 1 + 0,9 \times (4,21 - 1) = \mathbf{3,889}$$

El esfuerzo flector se calcula según la ecuación III-17:

$$M = \frac{3,889 \times 698,19 \text{ Nm} \times 0,0635 \text{ m}}{1,2769 \times 10^{-5} \text{ m}^4} = \mathbf{13,50 \text{ Mpa}}$$

Para la torsión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{0,30185 \text{ m}}{0,127 \text{ m}} = 2,3767$$

$$\frac{r}{D} = \frac{0,003175 \text{ m}}{0,127 \text{ m}} = 0,025$$

$$J_1 = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \times 0,127^4 \text{ m}^4}{32} = \mathbf{2,5539 \times 10^{-5} \text{ m}^4}$$

$$K_{TS} = \mathbf{2,0522}$$

$$K_{fS} = 1 + 0,95(2,0522 - 1) = \mathbf{1,994}$$

Ahora el esfuerzo torsor alternante y medio se calculan según las ecuaciones III-18 y III-19:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1,994 \times 130,215 \text{ Nm} \times 0,0635 \text{ m}}{2,5539 \times 10^{-5} \text{ m}^4} = \mathbf{0,6455 \text{ Mpa}}$$



Después de calcular el esfuerzo torsor medio, el esfuerzo torsor alternante y el esfuerzo flector se pueden aplicar las teorías de falla que permitirán demostrar la fiabilidad del diseño.

Para el cálculo de la teoría de falla por Von Mises y el factor de seguridad para esta sección, se utilizan las ecuaciones III-23, III-24 y III-25.

$$\sigma_a = (3 \times 0,6455^2)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = \mathbf{1,1180 \text{ Mpa}}$$

$$\sigma_m = \left( (13,50^2) + (3 \times 0,6455^2) \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = \mathbf{13,5462 \text{ Mpa}}$$

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{345}{1,1180 + 13,5462} = \mathbf{23}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad por Goodman modificado según la ecuación III-26.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1,1180}{151,08} + \frac{13,5462}{450} = 3,7502 \times 10^{-2}$$

$$n = \frac{1}{3,7502 \times 10^{-2}} = \mathbf{26}$$

### Sección S<sub>2</sub>

Para el cálculo de la segunda sección maciza de 2,642 pulgadas de diámetro (0,0671 m) y una longitud de 1,81 pulgadas (0,0459m) se debe comenzar por la resistencia a la fatiga a partir de los factores de Marín según la ecuación III-14:

$$S_e' = 0,506 \times 450 \text{ Mpa} = \mathbf{227,7 \text{ Mpa}}$$

$$K_a = 4,45 \times 450^{-0,265} = \mathbf{0,8815}$$

$$K_b = 0,859 - (0,000837 \times 67,1) = \mathbf{0,8020}$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e = 0,8815 \times 0,8020 \times 227,7 \text{ Mpa} = \mathbf{160,9754 \text{ Mpa}}$$

Ahora se calculan los factores de entalla del eje cuando es sometido a flexión y a torsión, utilizando las ecuaciones III-12 y III-13:

Para la flexión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{127 \text{ mm}}{67,1 \text{ mm}} = 1,89$$

$$\frac{r}{D} = \frac{3,175 \text{ mm}}{67,1 \text{ mm}} = 0,0473$$

$$I_2 = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 0,0671^4 m^4}{64} = 9,95 \times 10^{-7} m^4$$

$$K_T = 2,364$$

$$K_f = 1 + 0,9(2,364 - 1) = 2,2276$$

El esfuerzo flector es calculado utilizando la ecuación III-17:

$$M = \frac{2,2276 \times 698,19 \text{ Nm} \times 0,0355 \text{ m}}{9,95 \times 10^{-7} m^4} = 52,44 \text{ Mpa}$$

Para la torsión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{127 \text{ mm}}{67,1 \text{ mm}} = 1,89$$

$$\frac{r}{D} = \frac{3,175 \text{ mm}}{67,1 \text{ mm}} = 0,0473$$

$$J_2 = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi 0,0671 m^4}{32} = 1,99 \times 10^{-6} m^4$$

$$K_{Ts} = 1,64$$

$$K_{fs} = 1 + 0,95(1,64 - 1) = 1,608$$

Ahora el esfuerzo torsor alternante y medio se calculan según las ecuaciones III-18 y III-19:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1,608 \times 130,215 \text{ Nm} \times 0,03355 \text{ m}}{1,99 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = \mathbf{3,5300 \text{ Mpa}}$$

Al tener el esfuerzo torsor medio, el esfuerzo torsor alternante y el esfuerzo flector se pueden aplicar las teorías de falla que permitirán demostrar la fiabilidad del diseño.

Para el cálculo de la teoría de falla por Von Mises y el factor de seguridad para la sección 2, se utilizan las ecuaciones III-23, III-24 y III-25.

$$\sigma_a = (3 \times 3,5300^2)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = \mathbf{6,1141 \text{ Mpa}}$$

$$\sigma_m = \left((52,44^2) + (3 \times 3,5300^2)\right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = \mathbf{52,7952 \text{ Mpa}}$$

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{345}{6,1141 + 52,7952} = \mathbf{5}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad por Goodman modificado según la ecuación III-26.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{6,1141}{160,9754} + \frac{52,7952}{450} = 0,1553$$

$$n = \frac{1}{0,1553} = \mathbf{6}$$

### Sección S<sub>3</sub>

Para el cálculo de la tercera sección maciza de 2 pulgadas de diámetro (0,0508m) y una longitud de 2,189 pulgadas (0,0556m) se debe comenzar por la resistencia a la fatiga a partir de los factores de Marín según la ecuación III-14:

$$S_e' = 0,506 \times 450 \text{ Mpa} = \mathbf{227,7 \text{ Mpa}}$$

$$K_a = 4,45 \times 450^{-0,265} = \mathbf{0,8815}$$

$$K_b = 1,24D^{-0,107} = 1,24 \times 50,8^{-0,107} = \mathbf{0,8145}$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e = 0,8815 \times 0,8145 \times 227,7 \text{ Mpa} = \mathbf{163,4844 \text{ Mpa}}$$

Ahora se calculan los factores de entalla del eje cuando se le somete a flexión y a torsión, para ello se utilizan las ecuaciones III-12 y III-13:

Para la flexión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{67,1 \text{ mm}}{50,8 \text{ mm}} = 1,3208$$

$$\frac{r}{D} = \frac{3,175 \text{ mm}}{50,8 \text{ mm}} = 0,0625$$

$$I_3 = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 0,0508^4 m^4}{64} = \mathbf{3,2690 \times 10^{-7} m^4}$$

$$K_T = \mathbf{2,107}$$

$$K_f = 1 + 0,9(2,107 - 1) = \mathbf{1,9963}$$

El esfuerzo flector es calculado utilizando la ecuación III-17:

$$\mathbf{M} = \frac{1,9963 \times 698,19 \text{ Nm} \times 0,0254 \text{ m}}{3,2690 \times 10^{-7} m^4} = \mathbf{108,29 \text{ Mpa}}$$

Para la torsión se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{67,1 \text{ mm}}{50,8 \text{ mm}} = 1,3208$$

$$\frac{r}{D} = \frac{3,175 \text{ mm}}{50,8 \text{ mm}} = 0,0625$$

$$J_3 = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi 0,0508m^4}{32} = 6,53 \times 10^{-7} m^4$$

$$K_{Ts} = 1,507$$

$$K_{fs} = 1 + 0,95(1,507 - 1) = 1,4816$$

Ahora el esfuerzo torsor alternante y medio se calculan según las ecuaciones III-18 y III-19:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1,4816 \times 130,215 Nm \times 0,0254 m}{6,53 \times 10^{-7} m^4} = 7,504 \text{ Mpa}$$

Después de calcular el esfuerzo torsor medio, el esfuerzo torsor alternante y el esfuerzo flector se pueden aplicar las teorías de falla que permitirá demostrar la fiabilidad del diseño.

Para el cálculo de la teoría de falla por Von Mises y el factor de seguridad para la sección 2, se utilizan las ecuaciones III-23, III-24 y III-25.

$$\sigma_a = (3 \times 7,504^2)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = 12,99 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = \left( (108,29^2) + (3 \times 7,504^2) \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} = 109,06 \text{ Mpa}$$

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{345}{12,99 + 109,06} = 2$$

Ahora se calcula el factor de seguridad por Goodman modificado según la ecuación III-26.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{7,504}{163,4844} + \frac{109,06}{450} = 0,2882$$

$$n = \frac{1}{0,2882} = 3$$

Una vez calculado el rodillo podemos decir que el mismo resulta satisfactorio ante los esfuerzos que deberá soportar, adicionalmente se requiere hacer un tratamiento superficial que permita mejorar las propiedades anticorrosivas del material seleccionado, el cual consiste en un termo rociado por plasma de 600 micras de espesor lo que también ayudara a mejorar la tracción por la rugosidad que presenta el mismo y darle una dureza superficial al elemento de estudio.

A continuación se realizaron simulaciones en base al programa Solidworks que permiten ver más claramente el estado de esfuerzos y deformaciones presentadas por el rodillo, así mismo se presenta una gráfica que permite observar el factor de seguridad arrojado por el programa; el cual es similar al arrojado por las teorías de falla aplicadas anteriormente.

Model name: Rodillo para calculo de esfuerzo  
 Study name: Estudio estático c-t  
 Plot type: Static nodal stress Stress1  
 Deformation scale: 1

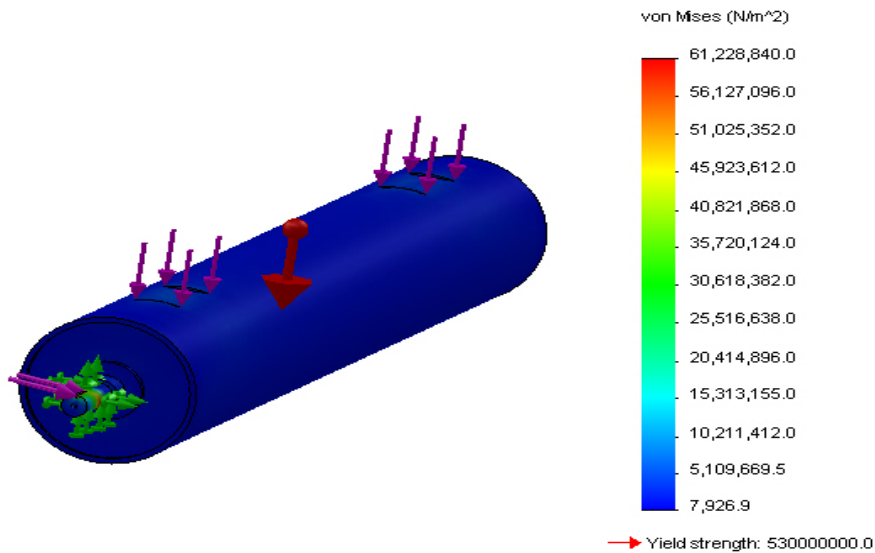


Figura IV-14. Esfuerzo de Von Mises en el rodillo.

Model name: Rodillo para calculo de esfuerzo  
Study name: Estudio estático c-t  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 1

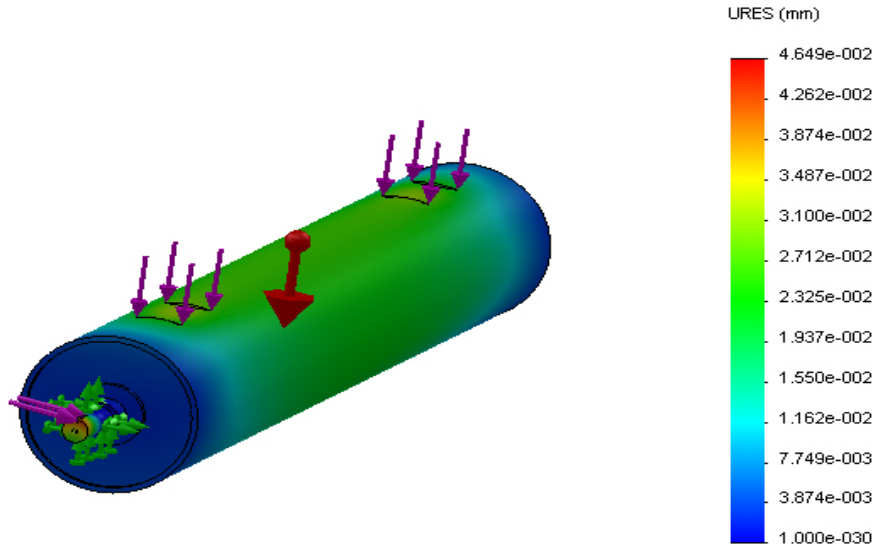


Figura IV-15. Desplazamiento del rodillo.

Model name: Rodillo para calculo de esfuerzo  
Study name: Estudio estático c-t  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 8.7

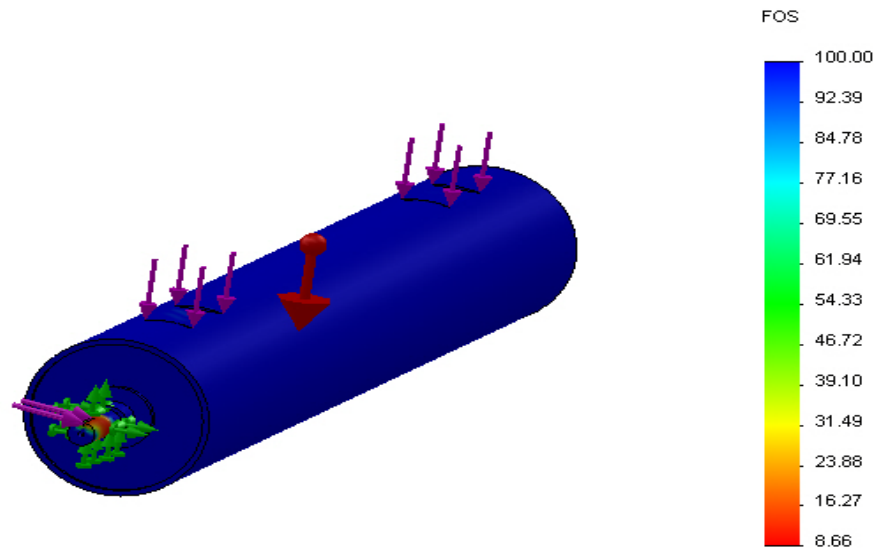


Figura IV-16. Factor de seguridad del rodillo.

### Ciclos de falla

Se calculan los ciclos de falla para la sección que posea el mayor esfuerzo alternante o invertido, dicha sección es la tercera la cual posee un  $\sigma_a = 12,99$  Mpa y las ecuaciones a utilizar son: III-27, III-28, III-29, III-30, III-31, III-32.

$$\sigma_f = 450 \text{ Mpa} + 345 \text{ Mpa} = \mathbf{795 \text{ Mpa}}$$

$$b' = \frac{-\log\left(\frac{795 \text{ Mpa}}{97,29 \text{ Mpa}}\right)}{\log(2 \times 10^6)} = \frac{-0,9122}{6,0310} = \mathbf{-0,1512}$$

$$f = \frac{795 \text{ Mpa}}{450 \text{ Mpa}} (2 \times 10^3)^{-0,1512} = \mathbf{0,5598}$$

$$a = \frac{0,5598^2 \times 450^2 \text{ Mpa}^2}{97,29 \text{ Mpa}} = \mathbf{652,2628 \text{ Mpa}}$$

$$c = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,5598 \times 450 \text{ Mpa}}{97,29 \text{ Mpa}}\right) = \mathbf{-0,1377}$$

$$N = \left(\frac{12,99}{652,2628}\right)^{-\frac{1}{0,1377}} = \mathbf{2,25 \times 10^{12}}$$

Un número de ciclos mayor a  $10^6$  que se está diseñando a falla segura por lo tanto se debe realizar un estudio del comportamiento del material al llegar a un número de ciclos menor a la falla para retirarlo de servicio según la gráfica de estimación de la vida del material.

### Deflexión

Para el cálculo de las deflexiones de cada sección del rodillo se usaron las funciones de singularidad, adicionalmente se utilizó la herramienta computacional, Solidworks con un paquete complementario que permite el análisis de esfuerzos y deformaciones, lo cual permitió comprobar las deflexiones de dicho rodillo dando como resultado final.



Tabla IV-3. Deflexiones encontradas para cada sección.

Deflexiones por Sección	
Sección	Deflexión [mm]
Eje hueco	1,849E-02
Sección 1	2,311E-03
Sección 2	1,00E-03
Sección 3	0

Model name: Rodillo para calculo de esfuerzo  
 Study name: Estudio estático s-t  
 Plot type: Static displacement Displacement1  
 Deformation scale: 1

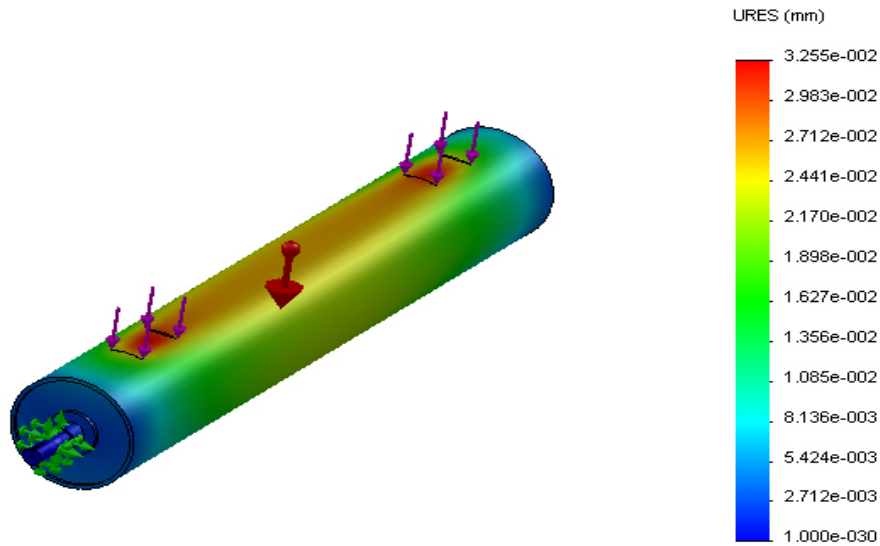


Figura IV-17. Deflexión del rodillo bajo momento flector.

### Velocidades Críticas

Calculado los parámetros para asegurar que no ocurrirá una falla estática o dinámica, se debe recordar que el mismo estará sujeto a rotación por lo tanto se obtienen inconvenientes en cuanto a vibraciones mecánicas se refiere; debido a esto, debemos hallar la velocidad crítica y asegurarnos que la misma sea el doble de la velocidad máxima de funcionamiento.

Al observar la fórmula para el cálculo de la velocidad crítica debemos tomar en cuenta que el único factor, que como diseñador se puede cambiar, es la deflexión; ya que el peso es intrínseco al material que utilizamos en el diseño y

seguramente será más fácil poder incrementar la rigidez del rodillo que bajarle peso al mismo.

Se puede notar que para simplificar el cálculo se divide en 2 secciones comunes, una es la maciza y la otra el eje hueco ya que esto permitirá ver el problema en caso de que la velocidad crítica no sea la esperada; la ecuación utilizada en este caso corresponde a la III-39.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{9,78 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times [2 \times (3,422\text{Kg} \times 2,311\text{m} \times 10^{-6}) + (173,207\text{Kg} \times 1,849\text{m} \times 10^{-5})]}{[2 \times 3,422\text{kg} \times (2,311\text{m} \times 10^{-6})^2] + 173,207\text{Kg} \times (1,849\text{m} \times 10^{-5})^2}}$$

$$\omega_1 = \sqrt{532848,381658 \frac{1}{\text{s}^2}} = 729,9646 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = \mathbf{6970,64 \text{ rpm}}$$

Como la velocidad crítica que se obtuvo es el doble de la velocidad máxima de funcionamiento, se puede asegurar que el mismo no tendrá problemas relacionados con las vibraciones mecánicas.

### Soldadura

Otro elemento importante en el diseño del rodillo es la soldadura, ya que las puntas de ejes deben ser soldadas al eje hueco, por ello se debe evaluar los esfuerzos que debe soportar el cordón de soldadura.

Para empezar, se debe calcular la fuerza de roce que ejercerá el caucho para poder calcular el momento torsor alternante y medio, lo que permitirá calcular los esfuerzos máximo y mínimo y compararlo con el esfuerzo nominal de la soldadura. Para realizar dichos cálculos se utilizan las ecuaciones: III-40, III-43, III-44, III-45, III-46, III-47, III-48 y III-49.

$$N = 2 \times 200\text{kg} \times 2,2046 \frac{\text{lb}}{\text{Kg}} = \mathbf{881,84 \text{ lb}}$$

$$f_r = 1 \times 444,4 \text{ lb} = \mathbf{881,84 \text{ lb}}$$

$$T_a = \frac{2 \times 881,84 \text{ lb}}{1,414 \times \pi \times 0,2362 \text{ pulg} \times 2,5 \text{ pulg}} = \mathbf{672,3580 \text{ psi}}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{672,3580 \text{ psi}}{2} = \mathbf{336,1790 \text{ psi}}$$

$$\tau_{\max} = 336,1790 \text{ psi} + 336,1790 \text{ psi} = \mathbf{672,3580 \text{ psi}}$$

$$\tau_{\min} = 336,1790 \text{ psi} - 336,1790 \text{ psi} = \mathbf{0 \text{ psi}}$$

$$K = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{0 \text{ psi}}{672,3580 \text{ psi}} = \mathbf{0}$$

$$\tau_f = \frac{\tau_p}{1 - K} = \frac{5}{1 - 0} = \mathbf{5 \text{ Kpsi}}$$

$$\mathbf{5 \text{ Kpsi} \geq 672,3580 \text{ psi}}$$

Con los resultados obtenidos, se puede asegurar que la soldadura tipo SMAW (electrodo) serie E60XX es satisfactoria. Así mismo es una de las soldaduras más comunes, por lo tanto una de las más económicas en el mercado.

### **Selección del freno**

La elaboración de la matriz de decisión permitió realizar la selección del freno a utilizar, el cual, debía ser el basado en las corrientes de Foucault, se añadieron ciertos criterios que ayudaron a definir las características del freno a utilizar, entre estos cabe mencionar:

- Torque: es la característica más importante del freno, ya que el mismo deberá realizar la carga para generar la curva de potencia máxima del vehículo. El torque nominal deberá ser mayor a 260 Nm.
- Costo: otra característica importante es que el sistema diseñado debe ser viable, por lo tanto se requiere que el freno sea lo más económico

posible ya que esto ayudará a que el sistema pueda ser construido en un futuro.

- Tamaño: aunque este punto no es crítico, el freno debería poseer una geometría acorde al rodillo, no sólo por cuestiones de estética sino también para que las dimensiones del dinamómetro no se vean incrementadas por éste dispositivo.

Dentro de los suplidores existentes en el mercado se pudo ubicar un distribuidor de la casa Telma en Venezuela el cual ofrece el modelo AC 50-55 con una potencia máxima de 140 hp y un torque nominal de 540 Nm, lo cual se adapta correctamente a nuestro diseño. A continuación se muestran las dimensiones y especificaciones del catalogo de Telma para dicho modelo.

Tabla IV-4. Dimensiones del freno Telma AC 50-55. Catalogo Telma.

MODEL	DIMENSIONS			HORSE POWER AT 2500 rpm	MAXIMUM BRAKING TORQUE LB.-FT	WEIGHT LBS	AIR GAP INCHES	SHAFT TORQUE LIMIT LB.-FT	AMPS PER STAGE
	height	width	Length rotor to rotor						
AC50-55	14 1/4	15	8 11/16	140	413	229	0.031	6640	18

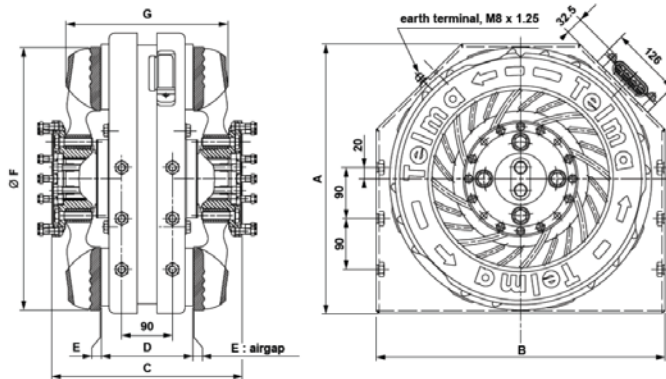


Figura IV-18. Plano de un freno Telma modelo AC 50-55. Fuente Telma.

### Diseño de la estructura

La estructura fue analizada mediante Solidworks Simulation lo que nos permite tener una idea bastante clara de si la misma soporta los esfuerzos generados por

las cargas presentes durante el ensayo, así mismo durante esta sección se presentarán diferentes figuras que muestran los esfuerzos y los desplazamientos para cada zona de interés.

#### Apoyo de las chumaceras

Se utilizó la sección completa sobre la cual estará apoyada la chumacera, y se presenta el esfuerzo máximo y el desplazamiento máximo de esta sección, el perfil utilizado para esta base es una viga UPN 140 fabricada bajo la norma ASTM A-36, la cual posee un alto de 140 milímetros un ancho de 60 milímetros y un espesor de 7 milímetros.

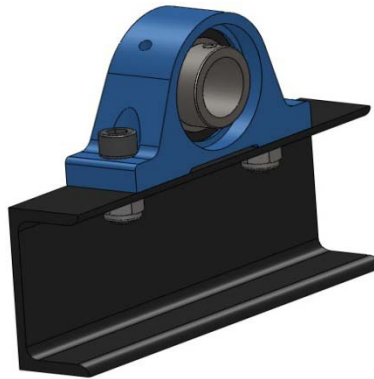


Figura IV-19. Montaje de la chumacera sobre perfil UPN.

Tabla IV-5. Esfuerzo y desplazamiento máximo de la base de la chumacera.

Esfuerzo y desplazamiento máximo	
	Base Chumacera
Desplazamiento Máximo [mm]	0,03
Esfuerzo Máximo por Von Misses [Mpa]	28,03

Model name: Base de chumacera  
Study name: Estudio de chumacera V2  
Plot type: Static nodal stress Stress1  
Deformation scale: 1

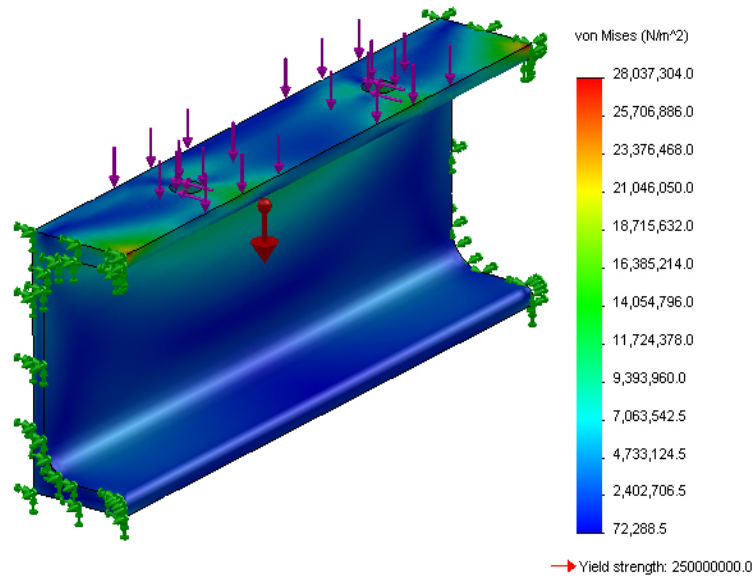


Figura IV-20. Esfuerzo de Von Mises de la base de la chumacera.

Model name: Base de chumacera  
Study name: Estudio de chumacera V2  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 1

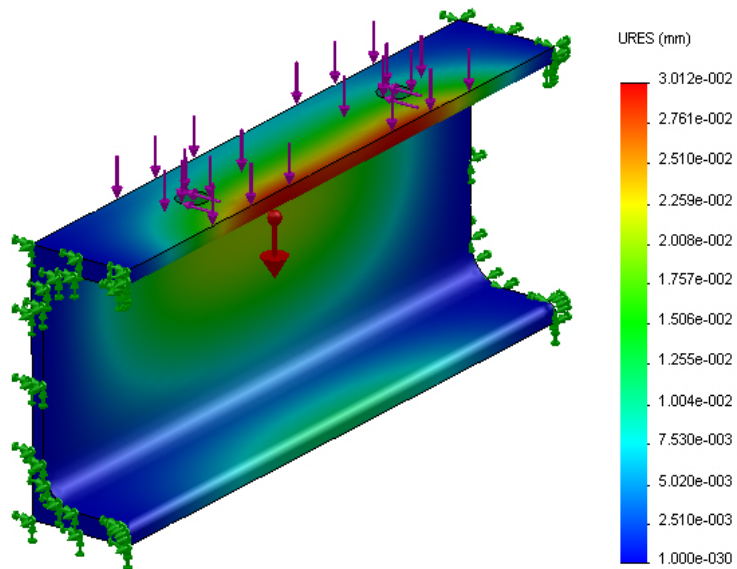


Figura IV-21. Desplazamientos de la base de la chumacera.

Model name: Base de chumacera  
Study name: Estudio de chumacera V2  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 8.9

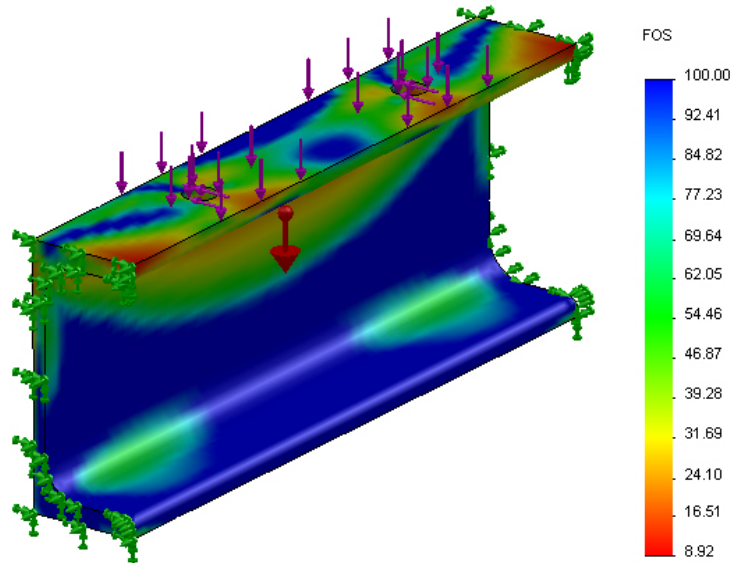


Figura IV-22. Factor de seguridad de la base de la chumacera.

### Soportes de anclaje del freno de Foucault

El soporte del freno consta del perfil UPN 140 sobre el cual es soldada una lámina de 125 milímetros de alto, 110 milímetros de ancho y seis (6) milímetros de espesor el cual es reforzado por un triangulo de la misma lámina soldado transversalmente como se muestra en la figura IV-15, estos soportes se simularon en base a un peso del freno y un momento torsor generado por la carga que el mismo deberá aplicar, cabe destacar que existen esfuerzos de tracción y compresión por lo tanto se realizaron ambos análisis y los resultados obtenidos fueron los siguientes:

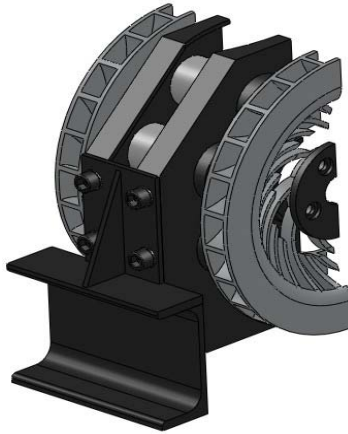


Figura IV-23. Montaje del freno sobre chapa soldada en L.

Tabla IV-6. Esfuerzos y desplazamientos máximos de las bases del freno.

Esfuerzos y desplazamientos máximos		
	Base a Tracción	Base a Compresión
Desplazamiento Máximo [mm]	0,3698	0,3959
Esfuerzo Máximo por Von Mises [Mpa]	43,462	44,693



Model name: Base de freno de foucault  
Study name: Base freno de foucault V2  
Plot type: Static nodal stress Stres1  
Deformation scale: 1

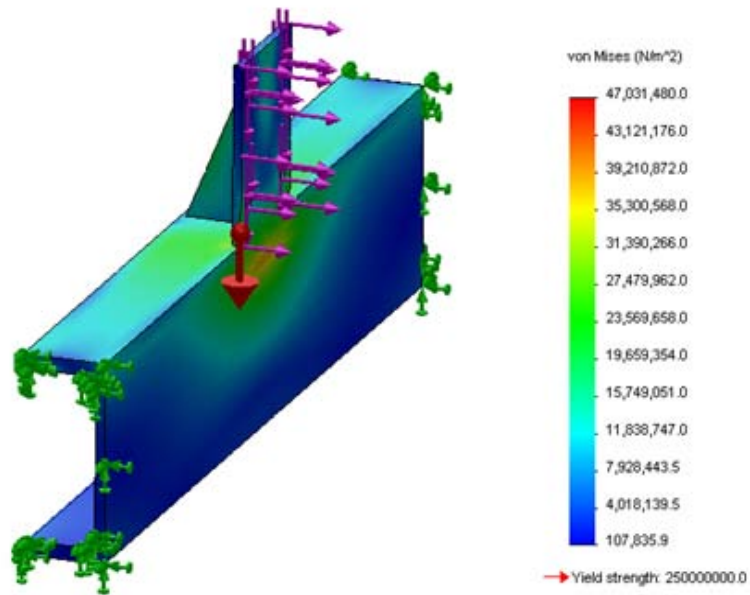


Figura IV-24. Esfuerzo de Von Mises de la base a tracción.

Model name: Base de freno de foucault  
Study name: Base freno de foucault V2  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 1

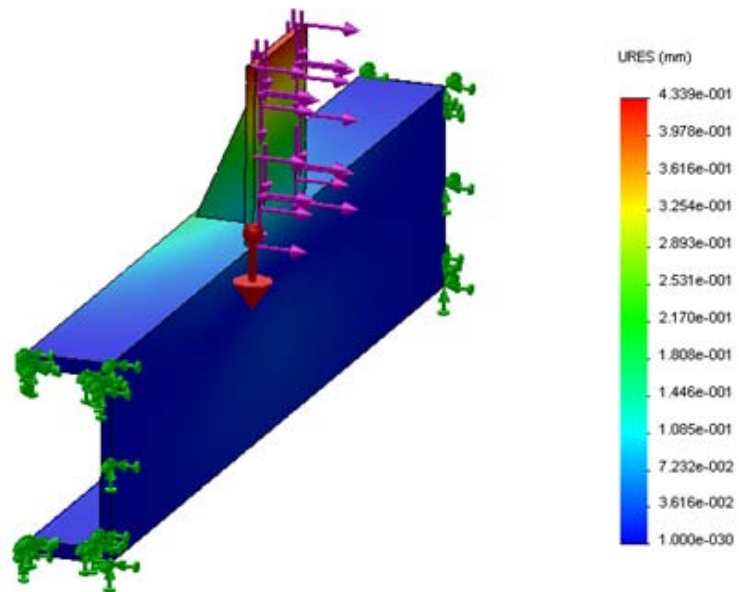


Figura IV-25. Desplazamientos de la base a tracción.

Model name: Base de freno de foucault  
 Study name: Base freno de foucault V2  
 Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
 Criterion : Automatic  
 Factor of safety distribution: Min FOS = 5.3

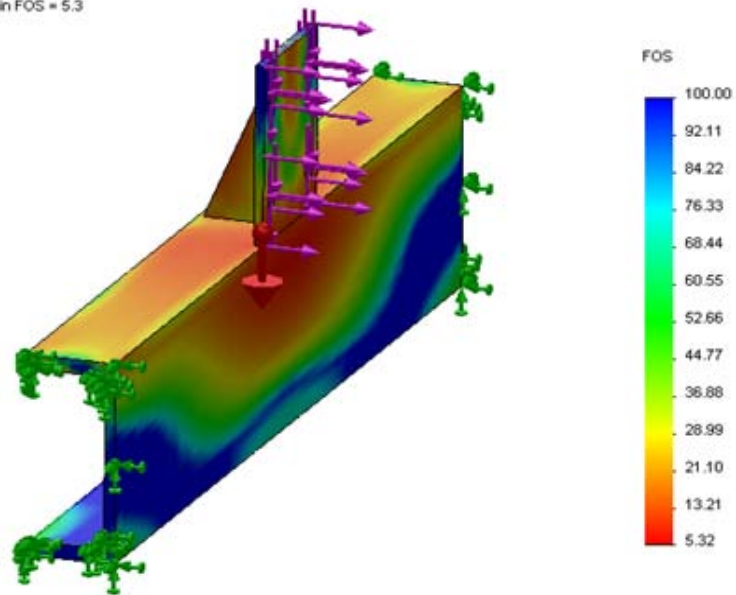


Figura IV-26. Factor de seguridad de la base a tracción.

Model name: Base de freno de foucault  
 Study name: Base freno de foucault V2 (compresión)  
 Plot type: Static nodal stress Stress1  
 Deformation scale: 1

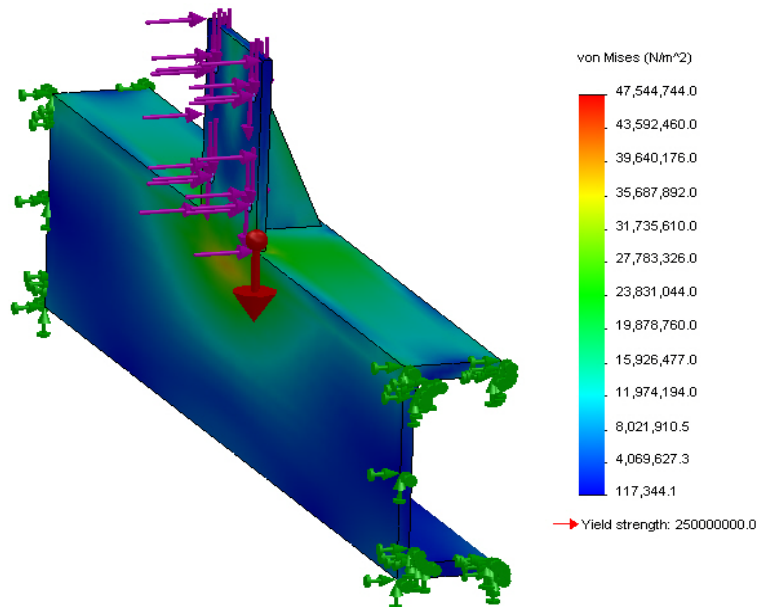


Figura IV-27. Esfuerzo de Von Mises de la base a compresión.

Model name: Base de freno de foucault  
Study name: Base freno de foucault V2 (compresión)  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 1

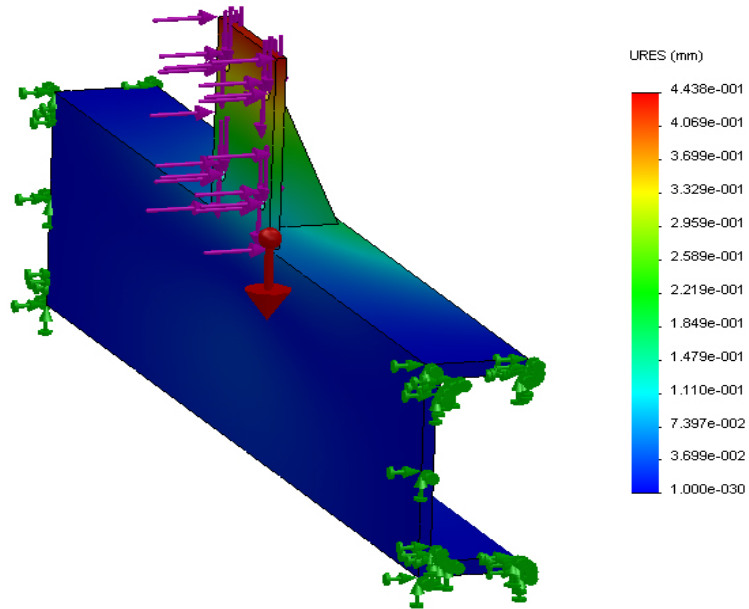


Figura IV-28. Desplazamientos de la base a compresión.

Model name: Base de freno de foucault  
Study name: Base freno de foucault V2 (compresión)  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 5

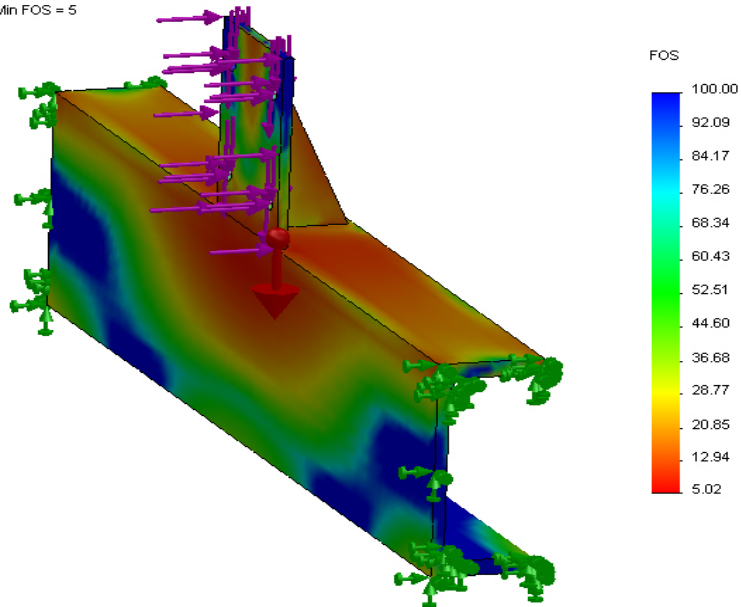


Figura IV-29. Factor de seguridad de la base a compresión.

## Rampas

Estas son las encargadas de comunicar el dinamómetro con el piso en donde se mantiene suspendido parte del peso del carro mientras se realiza el ensayo, fueron simuladas con una fuerza de 1960N aplicada en el medio de la rampa para ver su deflexión y el esfuerzo máximo de Von Mises y decidir si las mismas debían llevar un soporte en el medio de la rampa. Los perfiles a utilizar para la construcción de las rampas son de fácil disponibilidad en el mercado nacional ya que es una medida muy comercial, las medidas presentadas a continuación se atribuyen a la forma comercial de obtener los perfiles en nuestro país. A continuación presentamos los perfiles seleccionados: (a) uno cuadrado para los travesaños de 1 pulgada (1"x1") y 2 milímetros de espesor y (b) uno rectangular de 2 pulgadas por 1 pulgada (2"x1") y 2 milímetros de espesor. A continuación se presentan los resultados de las simulaciones de la rampa y la rampa con soporte central:

Tabla IV-7. Esfuerzos y desplazamientos máximos de las rampas.

Esfuerzos y desplazamientos máximos		
	Rampa	Rampa con apoyo
Desplazamiento Máximo [mm]	2,5	0,06
Esfuerzo Máximo por Von Misses [Mpa]	171,14	70,52

Model name: Rampa para calculo de esfuerzo con soporte  
Study name: Rampa de dyno  
Plot type: Static nodal stress Stress1  
Deformation scale: 1

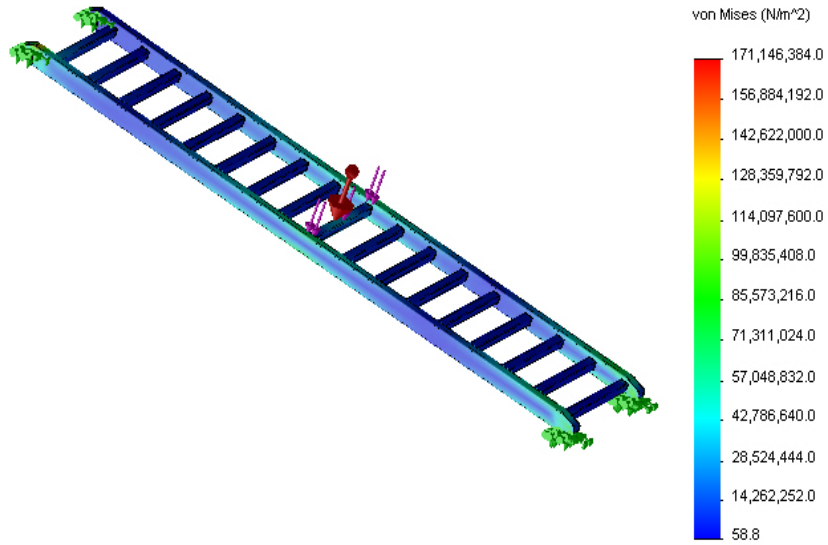


Figura IV-30. Esfuerzo de Von Mises de la rampa sin apoyo.

Model name: Rampa para calculo de esfuerzo con soporte  
Study name: Rampa de dyno  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 1

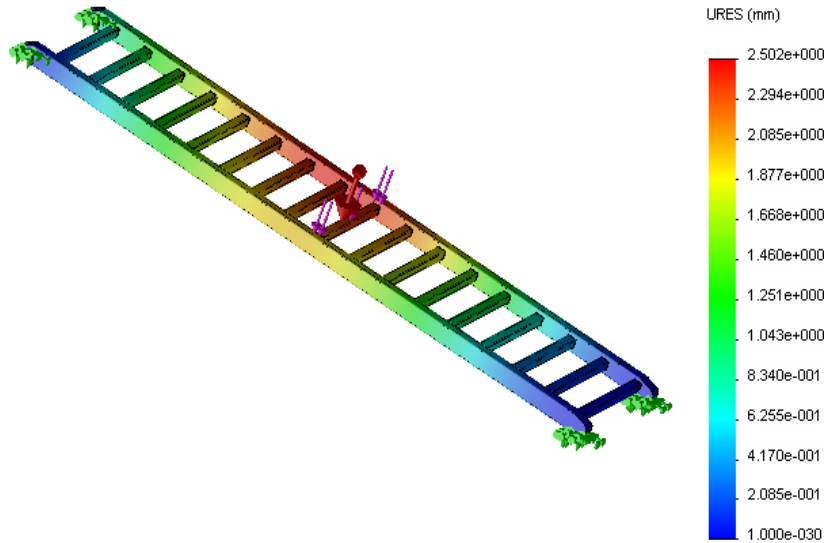


Figura IV-31. Desplazamientos de la rampa sin apoyo.

Model name: Rampa para calculo de esfuerzo con soporte  
 Study name: Rampa de dyno  
 Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
 Criterion : Automatic  
 Factor of safety distribution: Min FOS = 1.5

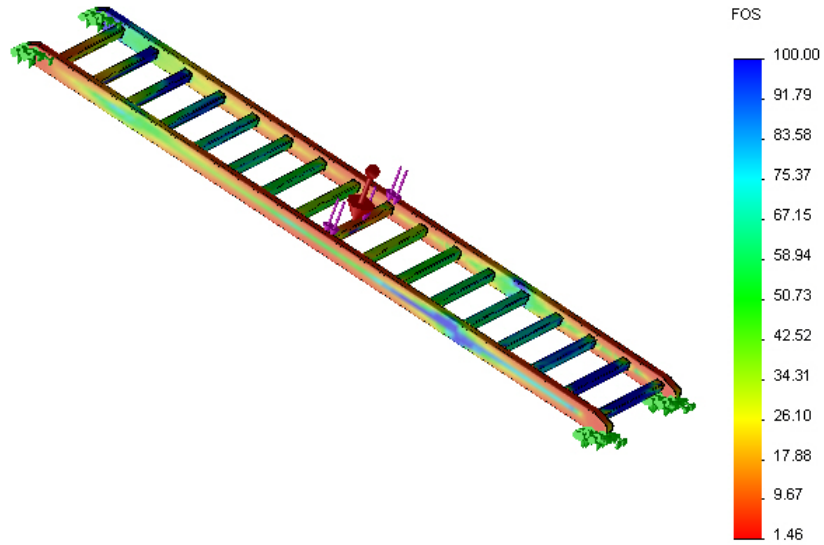


Figura IV-32. Factor de seguridad de la rampa sin apoyo.

Model name: Rampa para calculo de esfuerzo  
 Study name: Rampa de dyno  
 Plot type: Static nodal stress Stress1  
 Deformation scale: 1

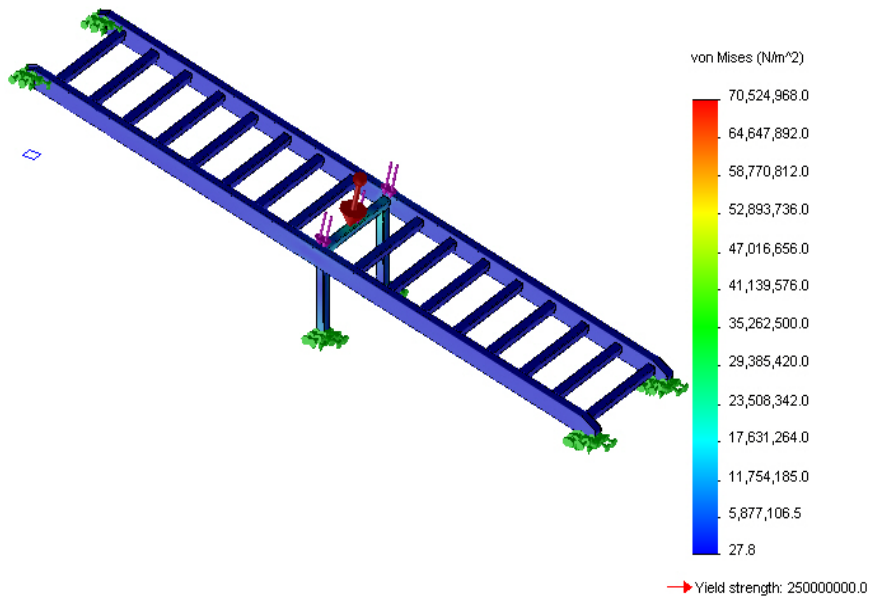


Figura IV-33. Esfuerzo de Von Mises de la rampa con apoyo.

Model name: Rampa para calculo de esfuerzo  
Study name: Rampa de dyno  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 1

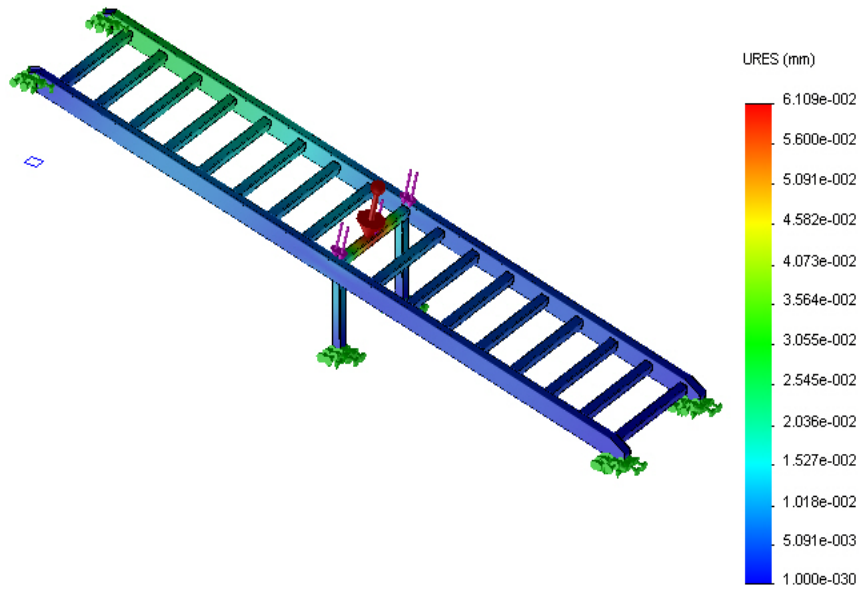


Figura IV-34. Desplazamientos de la rampa con apoyo.

Model name: Rampa para calculo de esfuerzo  
Study name: Rampa con base de apoyo  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 12

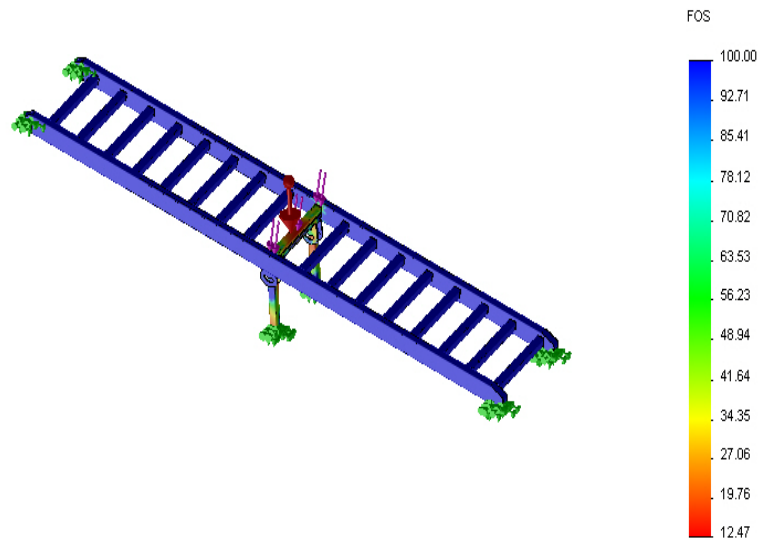


Figura IV-35. Factor de seguridad de la rampa con apoyo.

## Selección de la chumacera

Después de haber realizado el estudio de cargas que debe soportar la chumacera, se selecciono del catalogo SKF proporcionado por el suplidor de rodamientos local Rodamientos Victoria el modelo SYJ 2. TF el cual posee un rodamiento de bola modelo YAR 211-200-2F.

La chumacera seleccionada soporta una carga estática de 6520lbf (29000 N), una carga dinámica máxima de 9800 lbf (43592 N) y una velocidad angular nominal de 3600 revoluciones por minuto.

Ahora lo comparamos con las cargas y velocidades a las cuales estará sometida.

$$C_t = 5690 \text{ N} \leq 29000 \text{ N}$$

$$\omega_{rod} = 3499 \text{ rpm} \leq 3600 \text{ rpm}$$

Debido a que ni la carga ni la velocidad exceden los parámetros de la chumacera se puede decir que dicho elemento soporta sin ninguna dificultad.

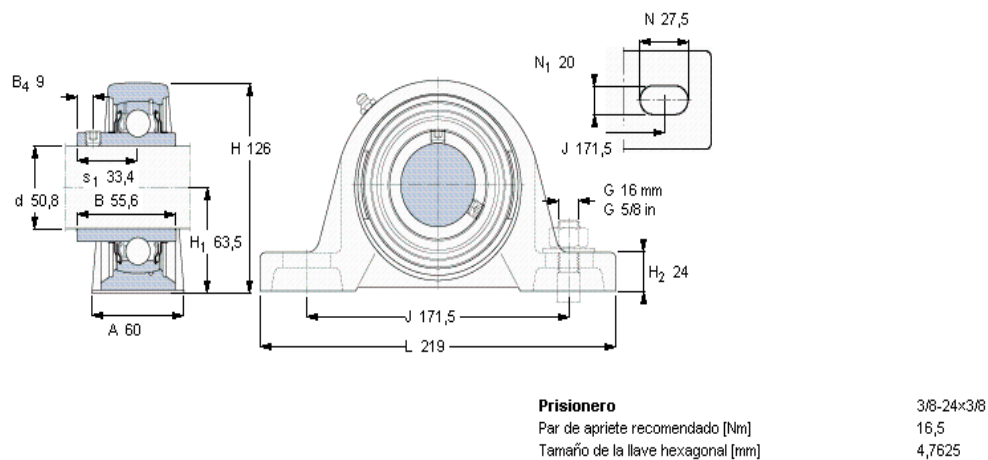


Figura IV-36. Plano de la chumacera. Fuente SKF



## Acople entre el rodillo y el freno

El acople fue seleccionado del catalogo Paulstra, referencia 635303 el cual soporta un torque nominal de 400 Nm, un torque máximo de 800 Nm y una velocidad angular de 4500 revoluciones por minuto.

Ahora lo comparamos con el torque y velocidad angular a la cual estará sometida.

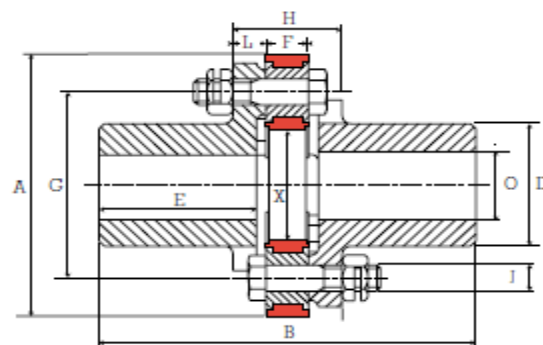
$$T = 260,43 \text{ Nm} \leq 400 \text{ Nm}$$

$$\omega_{rod} = 3499 \text{ rpm} \leq 4500 \text{ rpm}$$

Debido a que ni la carga ni la velocidad exceden los parámetros de la chumacera se puede decir que dicho elemento soporta sin ninguna dificultad.

Tabla IV-8. Dimensiones de los acoples Straflex.

Par nominal TCN m.N	Par máx. m.N	Velocid. máx m.N	Taladro C mm		A mm	B mm	D mm	E mm	Referencia	F mm	G mm	H mm	J mm	K mm	L mm	M mm	X mm	Peso kg
			min.	máx.														
50	100	6000	-	30	78	80	43	32	635100	12	50	32	-	-	8	7,8	20	1,3
100	200	5500	-	30	94	115	42	40	635301	15	65	37	10	-	11	-	28	1,6
200	400	5000	-	40	120	158	56	66	635302	18	85	46	12	-	14	-	40	3
400	800	4500	-	48	140	171	68	70	635303	21	100	55	14	-	17	-	44	5,5
800	1600	3500	-	60	178	222	90	93	635304	26	132	68	16	-	21	-	66	12
1600	3200	2800	-	100	232	280	126	110	635105	32	170	102	14	32	35	20	86	36
3200	6400	2400	-	110	268	340	142	123	635106	42	190	130	16	37	44	24	94	50
6000	12000	2000	-	145	330	424	184	160	635107	48	240	136	16	37	44	24	120	97



Montaje de la referencias 635301, 635302, 635303, 635304

Figura IV-37. Diagrama del acople. Fuente Paulstra

La chaveta que utilizará el acople entre el rodillo y el freno se calcula según las ecuaciones III-50, III-51, III-52, III-53 dando como resultado:

$$\tau_d = \frac{2 \times 260,43 \text{ Nm}}{0,048\text{m} \times 0,005\text{m} \times 0,05\text{m}} = \mathbf{43,33 \text{ Mpa}}$$

$$n_s = \frac{0,40 \times 345 \text{ Mpa}}{41,01 \text{ Mpa}} = 3,18 \approx \mathbf{3}$$

$$\sigma_d = \frac{4 \times 260,43 \text{ Nm}}{0,048\text{m} \times 0,01\text{m} \times 0,05\text{m}} = \mathbf{43,40 \text{ Mpa}}$$

$$n_s = \frac{0,90 \times 345 \text{ Mpa}}{82,025 \text{ Mpa}} = 7,15 \approx \mathbf{7}$$

### **Selección del software**

El software seleccionado en la matriz de decisiones fue el Dyno Max Pro 2000 de la compañía Land & Sea, la cual se especializa en la fabricación de dinamómetros especiales para vehículos Fórmula SAE.

Por lo tanto, en base a este software se escogerán los diferentes sensores que son necesarios para el óptimo funcionamiento del dinamómetro diseñado, los cuales se presentarán a continuación:

- Adquisición de datos: Este dispositivo permite adquirir los datos que están siendo suministrados por la computadora del vehículo y por los sensores externos como por ejemplo el sensor de velocidad del rodillo o la celda de carga. Su número de parte es 430-307.



Figura IV-38. Caja de adquisición de datos. Fuente Land & Sea.

- Kit transductor de las revoluciones por minuto del cigüeñal y del rodillo: este sensor permite captar tanto la velocidad angular del cigüeñal, como también la velocidad del rodillo lo que permite a la tarjeta de adquisición de datos y al programa calcular las fuerzas G producidas. Su número de parte es 430-135



Figura IV-39. Sensor de velocidad angular cigüeñal y rodillo. Fuente Land & Sea.

- Célula de carga: la función de este dispositivo es el de poder medir la carga generada por el freno para poder medir el torque generado en tiempo real, adicionalmente permiten medir las vibraciones mientras es realizado el ensayo. Su número de parte es 970-007.



Figura IV-40. Celda de carga 20000 lb. Fuente Land & Sea.

- Módulo de estado climático: permite medir la temperatura del aire, la presión barométrica y la humedad relativa, dichos factores permiten realizar las correcciones de las curvas de potencia y torque. Su número de parte es 430-465.

- 



Figura IV-41. Estación climática. Fuente Land & Sea.

- Soplador: este dispositivo no es parte del software pero puede ser necesario cuando se realicen pruebas durante largos periodos de tiempo o en lugares donde no exista buena ventilación. Su número de parte es 438-140.



Figura IV-42. Soplador 1120 CFM. Fuente Land & Sea.

## CONCLUSIONES

1. El diseño del dinamómetro contempla un solo rodillo de 12<sup>3</sup>/<sub>4</sub>"", manufacturado con acero SAE – 1045, cuya superficie presenta un ranurado longitudinal - radial en la zona de tracción con la intención de reducir los deslizamientos. Las propiedades anticorrosivas del mismo, son mejoradas con un tratamiento superficial de termo rociado por plasma, que permite prolongar su vida útil considerablemente.
2. El freno seleccionado pertenece a la familia de los retardadores eléctricos de corrientes parásitas, que opera bajo la teoría de la ley de Foucault; puede generar una fuerza de torque mayor a la máxima potencia generada por el vehículo, permitiendo esto, manejar los datos necesarios con excelente precisión y menor costo.
3. El material utilizado para la estructura comprende perfiles rectangulares, cuadrados y Vigas UPN; fabricados nacionalmente bajo las especificaciones ASTM A-36. La estructura posee cubiertas en láminas de acero, cuyo diseño está concebido para lograr ajustes y llevar a cabo los mantenimientos de una manera simple y efectiva; sin dejar a un lado el resguardo y protección de sensores y componentes eléctricos del sistema.
4. Los elementos de sujeción tales como pernos y tuercas fueron seleccionados bajo un criterio de diseño a vida infinita, en donde cada uno, supera considerablemente la carga máxima necesaria para cada aplicación.

5. El dinamómetro diseñado posee una estructura lo suficientemente compacta para poder ser desplazada con facilidad en el espacio físico del taller del equipo Fórmula SAE, así como también de los laboratorios de Máquinas de desplazamiento volumétrico y Termodinámica del taller de la Universidad Central de Venezuela ocupando el menor volumen posible, en caso de que no se utilice.
6. El software seleccionado tiene compatibilidad plena entre los elementos del sistema que actúan como dispositivos de entrada y salida, permitiendo al operador, cuantificar los datos de una manera muy fácil, gracias a su interfaz que puede ser ejecutada desde cualquier computador personal, sin importar que sistema operativo posea este.
7. El dinamómetro diseñado es capaz de optimizar el rendimiento del prototipo Fórmula SAE UCV en pista, ya que permite al equipo, disponer y manipular la data de las curvas de potencia y torque del vehículo.

## **RECOMENDACIONES**

- Realizar un estudio que calcule el área necesaria de las rejillas de ventilación que permitan una transferencia de calor adecuada, para que no se vea afectado el funcionamiento del freno utilizado por el dinamómetro durante los ensayos.
- Conseguir los fondos necesarios para la construcción del dinamómetro y poner a prueba dicho diseño.
- Revisar el manual de uso luego de construido el dinamómetro ya que pudiesen existir variantes durante la construcción del mismo, por lo que fuese necesario actualizar dicho manual.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [I] Society of Automotive Engineer. 2009, “2010 Formula SAE Rules” .EEUU.
- [II] Hernández M., Verni A. (2007) Propuesta para el diseño del control electrónico y construcción de un dinamómetro de inercia electrónico computarizado. Guatemala. Trabajo especial de grado. Universidad de San Carlos de Guatemala.
- [III] Shigley, J. E., 2003, “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Editorial McGRAW- HILL, México.
- [IV] Popov, Egor P. 2000, “Mecánica de Sólidos”. Segunda Edición. Editorial Pearson Educación. México.
- [V] ASTM E 206-72. “Standard Definitions of Terms Relating to Fatigue Testing and the Statistical Analysis of Fatigue Data”. EEUU.

### Referencias Electrónicas

- [1] Patterson, Thomas A. 1933 Brake testing device for vehicle wheels United States Patterson, Thomas A. 1902718 Disponible en: <http://www.freepatentsonline.com/1902718.html> [Consulta. 2010, junio 12]
- [2] Cline, Edwin L. 1956 Chassis dynamometer construction United States CLAYTON manufacturing co 2749747 Disponible en: <http://www.freepatentsonline.com/2749747.html> [Consulta. 2010, junio 16]
- [3] Sekii, Tsugio (Kobe, JP), Jinbo, Kensaku (Akashi, JP) 1984 Chassis Dynamometer United States Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha (Tokyo, JP) 4452073 Disponible en:

- <http://www.freepatentsonline.com /4452073.html> [Consulta. 2010, junio 20]
- [4] Yamasaki, Toshihiro (Kobe, JP), Jinbo, Kensaku (Akashi, JP) 1984 Chassis dynamometer United States Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha (Tokyo, JP) 4468955 Disponible en: <http://www.freepatentsonline.com /4468955.html> [Consulta. 2010, junio 21]
- [5] Fujimori, Sadao (Tokyo, JP) 1992 Chassis dynamometer United States Kabushiki Kaisha Meidensha (Tokyo, JP) 5154077 Disponible en: <http://www.freepatentsonline.com/5154077.html> [Consulta. 2010, junio 23]
- [6] Clayton Jr., William (San Marino, CA), Shchedrin, Dmitry (Arcadia, CA) 1997 Chassis Dynamometer United States Clayton Industries (El Monte, CA) 5663494 Disponible en: <http://www.freepatentsonline.com/ 5663494.html> [Consulta. 2010, junio 30]
- [7] Matsumoto, Sigeru (Tokyo, JP) 2009 Chassis dynamometer United States Kokusai Keisokuki Kabushiki Kaisha (Tokyo, JP) 7509846 Disponible en: <http://www.freepatentsonline.com/7509846.html> [Consulta. 2010, junio 30]
- [8] Rules FORMULA SAE. 2010. Disponible en: <http://www.sae.org> [Consulta. 2010, junio 30 ]
- [9] Freno Eléctrico. 2010. Disponible en: [http://www.tecner.com /PyS\\_FD\\_Electr\\_DescT .php](http://www.tecner.com /PyS_FD_Electr_DescT .php) [Consulta. 2010, julio 01]
- [10] Freno Hidráulico. 2010. Disponible en: [http://www.tecner.com/ PyS\\_FD\\_Hidra\\_DescT .php#](http://www.tecner.com/ PyS_FD_Hidra_DescT .php#) [Consulta. 2010, julio 01]
- [11] Funcionamiento Freno de Foucault. 2010. Disponible en: <http://www.frenelsa.es/es/producto-aplicaciones/como-funciona.asp> [Consulta. 2010, julio 03]

- [12] Dyno de doble rodillo. 2010. Disponible en: [http://www.saenzdynos.com.ar /img/prod\\_ht.gif](http://www.saenzdynos.com.ar /img/prod_ht.gif) [Consulta. 2010, julio 30]
- [13] Esfuerzo de tracción. 2010. Disponible en: <http://www.iesalquibla.net/TecnoWeb/estructuras/contenidos/esfuerzos.htm#tracci%C3%B3n> [Consulta. 2010, julio 30]
- [14] Fallas de esfuerzos estáticos y dinámicos. 2010. Disponible en: <http://www.slideshare.net/xMorfe0x/teorias-de-falla-basadas-en-esfuerzos-estaticos-y-dinamico-presentation> [Consulta. 2010, agosto 10]
- [15] Elementos finitos, modelos adaptativos de falla. 2010. Disponible en: [http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo\\_de\\_los\\_elementos\\_finitos](http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_los_elementos_finitos) [Consulta. 2010, agosto 12]
- [16] Software Land and SEA dynamite. 2010. Disponible en: <http://www.land-and-sea.com/> [Consulta. 2010, agosto 23]
- [17] Perfiles Estructurales, Vigas UPN. 2010. Disponible en: <http://www.materialeslosandes.com/> [Consulta. 2010, agosto 30]
- [18] Catalogo de frenos basados en corriente de Foucault. 2010. Disponible en: <http://www.telma.com/en/index.php> [Consulta. 2010, septiembre 05]
- [19] Catalogo SKF de chumaceras. 2010. Disponible en: <http://www.skf.com /portal/skf/home> [Consulta. 2010, septiembre 10]
- [20] Catalogo Paulstra sobre acoples mecánicos. 2010. Disponible en: <http://www.paulstra-vibrachoc.com/paulstra-vibrachoc.html> [Consulta. 2010, septiembre 15]
- [21] Catalogo de Tirador de Puertas. 2010. Disponible en: <http://www.dirak.com/index.php?sid=5a9bf794d4018d3c0dc0497e3bf370ba&view=start&country=45> [Consulta. 2010, septiembre 18]

- [22] Agarres de Puertas, anclaje. 2010. Disponible en:  
[http://www.pinetuk.com /index.asp](http://www.pinetuk.com/index.asp) [Consulta. 2010, octubre 04]
- [23] Catalogo Patas de Acero. 2010. Disponible en: <http://www.ganter-griff.com/> [Consulta. 2010, octubre 11]
- [24] Catalogo de Pernos, Tuercas y arandelas. 2010. Disponible en:  
<http://www.tornilleriaglobal.com.ve/> [Consulta. 2010, octubre 17]

## MANUAL DE USO

- El dinamómetro diseñado solo aplica para vehículos Fórmula SAE.
- No exceder una carga de 400 kg sobre el rodillo.
- Revisar el desgaste del rodillo cada cierto tiempo y de estar gastado recalcular la curva de vida del mismo según el factor de entalla que presente.
- Se recomienda ubicar el banco de pruebas en un sitio de fácil evacuación de gases de escape.
- Colocar las ruedas traseras sobre el rodillo y luego sujetar el vehículo con la menos 4 cinchas de 3000lb ajustadas directamente al chasis.
- Conectar los sensores de medición según el manual de uso del software.
- No colocar el dinamómetro a la intemperie ya que podría disminuir la vida útil del mismo.
- Evitar mojar o derramar líquidos sobre los componentes electrónicos ya que estos podrían dejar de funcionar.
- Realizar el mantenimiento y engrase de las chumaceras según su manual de uso.
- Revisar el estado del acople cuando se revise el rodillo para ver si el mismo ha sufrido algún desgaste.
- Evitar usar el dinamómetro sobre zonas inclinadas ya que podría presentar desbalance.
- Realizar las actualizaciones correspondientes al software cada vez que la compañía lo indique.
- Trasladar el dinamómetro con cuidado, se recomienda un gato caimán para facilitar su transporte.
- Calibrar mediante el software la celda de carga a fin de obtener resultados precisos.

