



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO.

Facultad de Ingeniería

Diseño de un Dinamómetro de Chasis
Para Vehículos de hasta 3500 kg
de Peso Bruto Vehicular.

T E S I S.

PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A

Miguel Angel Cercero Olivera

DIRECTOR DE TESIS: DR. ROGELIO GONZÁLEZ OROPEZA





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CAPÍTULO 1: CONTEXTO AMBIENTAL Y TECNOLÓGICO.	5
DETERIORO AMBIENTAL	6
TIPOS DE EMISIONES CONTAMINANTES EN FUENTES MÓVILES	10
LABORATORIO DE CONTROL DE EMISIONES,	11
CAPÍTULO 2: DINAMÓMETROS.	13
DEFINICIONES	14
USOS Y APLICACIONES	14
PRINCIPIOS DE OPERACIÓN.	15
DINAMÓMETRO DE BANCO Y DINAMÓMETRO DE CHASIS	18
ELEMENTOS DEL DINAMÓMETRO DE CHASIS	21
UNIDADES DE ABSORCIÓN DE POTENCIA	23
FRENO DE PRONY.	23
FRENO DE HIDRÁULICO:	23
FRENO DE CORRIENTES PARÁSITAS	26
DINAMOFRENOS.	27
CAPÍTULO 3: METODOLOGIA Y NORMATIVIDAD EMPLEADA PARA EL DISEÑO	28
MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	29
NORMATIVIDAD APLICABLE	36
CAPÍTULO 4: DISEÑO CONCEPTUAL.	43
CONSIDERACIONES INICIALES.	44
DIMENSIONES PRINCIPALES.	45
ESCENARIOS DE CARGA	46
CARGA DE DISEÑO.	48
POTENCIA Y VELOCIDAD DE DISEÑO.	50
RODILLOS	51
EJES	53
RODAMIENTOS	58
CHASIS	59
INERCIA BASE Y UNIDAD DE VOLANTES DE INERCIA	64
UNIDAD DE VOLANTES DE INERCIA.	69
CAPÍTULO 5: INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL.	71

UNIDAD DE ABSORCIÓN DE POTENCIA	73
CELDA DE CARGA	75
DISCOS CAPTADORES.	77
COMPONENTES ADICIONALES.	77
PLATAFORMA Y COLCHÓN NEUMÁTICO.	77
ZONA DE ANCLAJE DEL VEHÍCULO.	78
PRUEBAS DE FUNCIONALIDAD.	79
CONDICIONES DE OPERACIÓN.	81
RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD.	82
CONDICIONES DE MANTENIMIENTO.	82
<u>CONCLUSIONES.</u>	<u>84</u>
<u>ANEXOS</u>	<u>85</u>
A 1: MODELOS VIRTUALES	86
A 2: PLANOS CONSTRUCTIVOS.	91
A 3: COSTOS.	97
<u>BIBLIOGRAFÍA:</u>	<u>98</u>

INTRODUCCIÓN.

El presente trabajo pretende brindar el diseño conceptual, en el área mecánica, de un dinamómetro de chasis para vehículos de hasta 3500 kg de peso bruto vehicular, que permita en un futuro la construcción de un equipo que sea susceptible de ser utilizado tanto en centros de control de emisiones para vehículos automotores, centros de servicio y desarrollo así como en laboratorios donde se realicen pruebas para vehículos ligeros.

El trabajo surge de la necesidad de ofrecer el diseño mecánico para la fabricación de un dinamómetro de chasis, validada por las normas nacionales e internacionales en la materia, que apoye las actividades que se desarrollaran, una vez sea reinstalado, el laboratorio de control de emisiones de la Facultad de Ingeniería.

El trabajo se realizó buscando ofrecer un diseño factible de ser construido con los recursos y materiales disponibles en el mercado nacional, a efecto de brindar una alternativa viable frente a los dinamómetros comerciales importados que tienen un elevado costo de adquisición y mantenimiento, y aunque actualmente existen en el mercado dinamómetros de chasis de fabricación nacional, se tiene conocimiento de fuentes no documentadas, que estos presentan fallas durante su operación debido a fallas en el diseño.

La información presentada en el trabajo se divide en cinco capítulos que se describen brevemente a continuación:

El primer capítulo ofrece un resumen de la problemática ambiental actual enfocándose en particular en las emisiones contaminantes provenientes de vehículos automotores y el trabajo que el Laboratorio de control de emisiones de la Facultad de Ingeniería realiza.

El segundo capítulo brinda una revisión detallada de los tipos de dinamómetros, definiciones, usos, aplicaciones y principios de operación de estos equipos.

El tercer capítulo describe brevemente la metodología y normatividad empleada para el diseño del dinamómetro.

El cuarto capítulo describe las consideraciones y el proceso de diseño y selección de los partes mecánicas que conforman el dinamómetro.

El quinto capítulo se enfoca en el proceso de diseño y selección de componentes para la instrumentación y control requerida por el dinamómetro. Adicionalmente se establecen procedimientos y recomendaciones de uso para el equipo.

CAPÍTULO 1: CONTEXTO AMBIENTAL Y TECNOLÓGICO.

Deterioro ambiental

Los problemas ambientales asociados con las actividades del hombre son cada vez más ostensibles, tal es el caso de la destrucción de los ecosistemas para actividades productivas como la ganadería, o la explotación de bosques y selvas. Sin embargo, uno de los problemas más graves de este momento histórico, es el aumento de la temperatura global, precisamente asociado a las actividades humanas.

Existe una clara tendencia de aumento de la temperatura en todo el planeta, pero este fenómeno se ve acentuado en las latitudes superiores del hemisferio norte.

Actualmente se están empezando a manifestar otros efectos del cambio climático, por ejemplo la alteración de los ciclos naturales de cultivos, así como la proliferación de incendios y plagas entre otros, por lo que diversos aspectos de la salud humana se están también seriamente afectados.

Cambio climático

Actualmente se conoce que la variación en la concentración de gases de efecto invernadero y aerosoles en la atmósfera así como otros agentes, son factores originantes del cambio climático¹.

Respecto a los gases de efecto invernadero (GEI), se ha observado que, dependiendo de su concentración afectan la absorción, la dispersión y la emisión de radiación en la atmósfera y en la superficie de la tierra lo que modifica el balance energético del planeta y tiende a modificar la temperatura global.

La concentración de los gases de efecto invernadero en la atmósfera aumenta cuando las cantidades que son emitidas a la atmósfera son superiores que los procesos de detracción que existen para estos mismos

Algunos de estos gases de efecto invernadero son gases de larga permanencia, entre ellos está el bióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxido nitroso (NO₂) y halocarbonos (familia de gases que contienen flúor, cloro o bromo). De todos los anteriores, el gas de efecto invernadero más importante resultante de la actividad humana es el dióxido de carbono (CO₂) y este es resultado principalmente de la quema de combustibles fósiles como fuente de energía

Tan sólo en el periodo comprendido entre 1970 y 2004 las emisiones anuales de dióxido de carbono aumentaron aproximadamente 80% y para 2004

¹ Datos Obtenidos de publicación Cambio climático 2007, Informe síntesis. Grupo intergubernamental de Expertos sobre el cambio climático. PP. 37

representaban el 77% de las emisiones totales de gases de efecto invernadero² producidas por efecto de la actividad humana (figura 1.1).

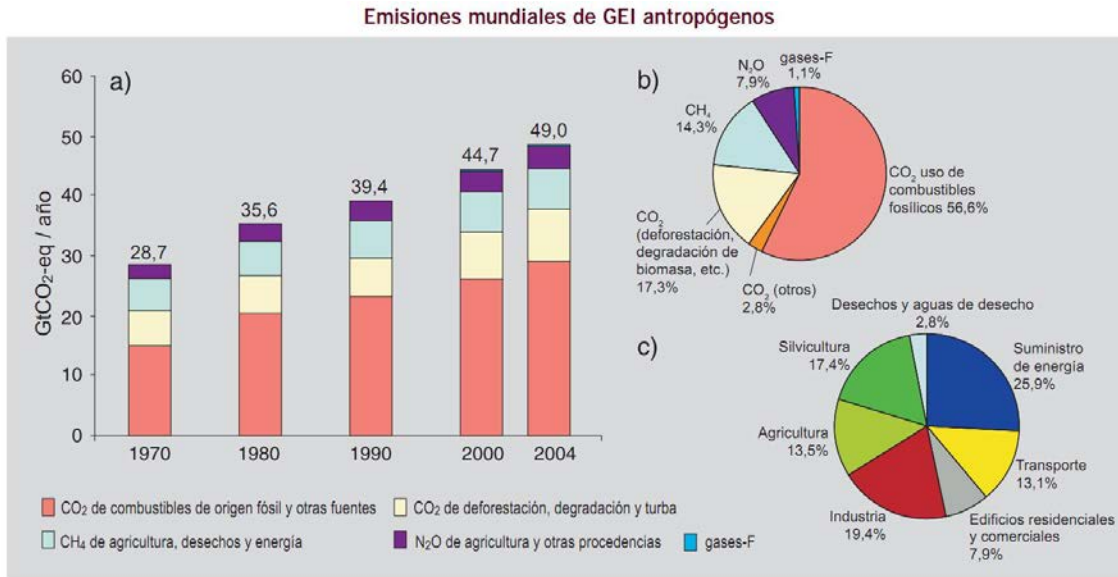


Figura 1.1 a) Emisiones mundiales anuales de GEI antropógenos entre 1970 y 2004. b) Distribución de GEI antropógenos en las emisiones totales en el año 2004, c) Participación por sector en las emisiones totales de GEI antropógenos

Entre 1970 y 2004 el aumento más significativo de las emisiones de gases de efecto invernadero proviene de los sectores de generación-suministro de energía, transporte e industria.

Para el desarrollo del presente trabajo, las emisiones de gases de efecto invernadero que resultan de mayor interés son las ocasionadas debido al sector del transporte, el cual es responsable del 13.1% de las emisiones totales de estos gases antropógenos.

Situación Nacional

En nuestro país la situación es similar a la encontrada en el resto del planeta, según los resultados del inventario nacional de emisiones de efecto invernadero 2006 la categoría de Energía (que contempla las emisiones que son resultado de la producción, transformación, manejo y consumo de productos energéticos) ocupa el primer lugar en emisiones de GEI con el 60.7% del total de las emisiones, el sector transporte es el segundo mayor productor de GEI con el 20.4%

² Datos Obtenidos de publicación Cambio climático 2007, Informe síntesis. Grupo intergubernamental de Expertos sobre el cambio climático. PP. 36

solamente por debajo del sector de generación de energía el cual produce el 21% de los GEI.³

En el sector, transporte durante 2006, las contribución por modalidad fue: de 93.3% para el autotransporte (fuentes móviles carreteras), de 3.8% para el transporte aéreo, de 1.7% para el transporte marítimo y 1.3% para el transporte ferroviario (figura 1.2).

Aunado a lo anterior, el número de fuentes móviles y en particular de fuentes móviles que circulan por carreteras, muestra un creciente aumento. A nivel nacional entre el año 1990 y el año 2006 se ha visto una tasa de crecimiento anual del 8.5% para vehículos personales y 8.3% para automóviles de pasajeros, mientras que en el caso de los vehículos comerciales de carga la tasa de crecimiento anual en el mismo periodo de tiempo es del 9.7%⁴. Información estadística correspondiente al año 2009 indican que en total existen 30,904,659 vehículos de motor registrados en circulación en el país, de los cuales 20,523,704 corresponden a la categoría automóviles, la que está integrada por vehículos compactos, subcompactos, de lujo y deportivos, los cuales típicamente corresponden a vehículos con peso bruto vehicular inferior a 3500kg. Esto representa 66.4% del total.

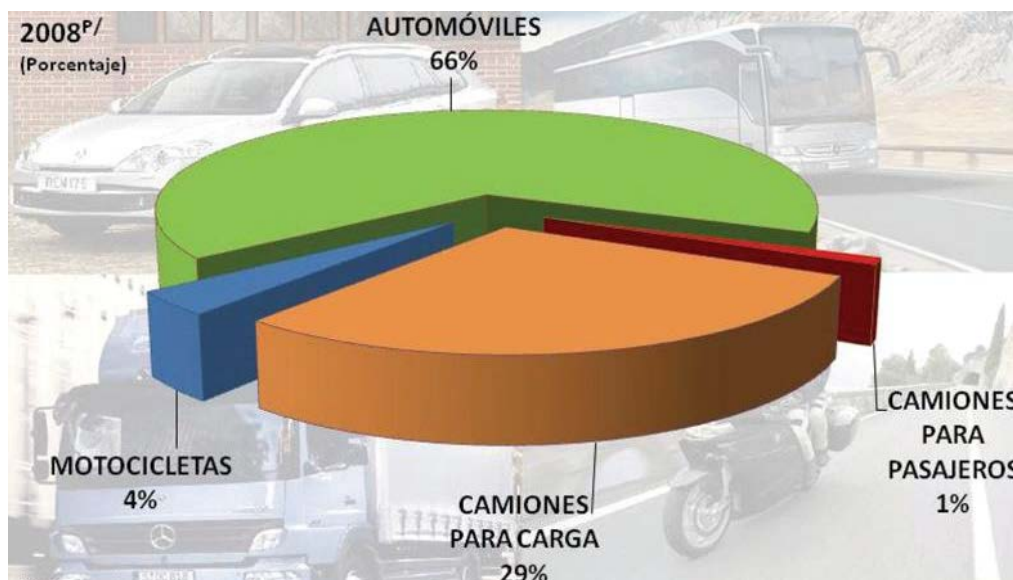


Figura 1.2 Distribución porcentual de vehículos de motor registrados en circulación por clase de vehículo. Fuente: INEGI, Estadísticas de vehículos de motor registrados en circulación.

³ Datos obtenidos del Inventario Nacional de gases de efecto invernadero 2006, Instituto nacional de ecología.

⁴ Datos obtenidos del “Inventario Nacional de gases de efecto invernadero 2006” elaborado por el Instituto de ingeniería, Universidad nacional autónoma de México para el Instituto nacional de ecología.

El problema es aún mayor en las grandes urbes de nuestro país (situación que se observa en una cantidad importante de ciudades de todo el mundo) donde la cantidad de fuentes móviles que circulan por carreteras saturan las vialidades, particularmente en los horarios de máxima demanda, lo que complica la circulación del transporte de pasajeros y de mercancías, aumentando los tiempos de traslado, y en consecuencia aumenta el consumo de combustibles, lo que se traduce en una mayor cantidad de emisiones contaminantes y GEI.

En el caso de la Zona Metropolitana del Valle de México (ZMVM), en el año 2008 se estimó que la flota vehicular era de 4.5 millones de vehículos de los cuales 3,693,351 corresponden a automóviles particulares de pasajeros, 156,627 a taxis, 29,863 a vagonetas y combis, 34,096 a microbuses, 118,441 a camionetas de carga con capacidad menor a 1.5 toneladas de carga, en total esto equivale a 4,032,378 vehículos (89% de la flota vehicular registrada en la ZMVM) circulando en la región con peso bruto vehicular inferior a 2718 kg y representan la principal fuente de emisiones contaminantes dentro de la ZMVM. Estas fuentes son las responsables del 99% del monóxido de carbono (CO) y del 82% de los óxidos de nitrógeno (NO_x) de la ZMVM⁵.

Estas emisiones contaminantes al ser dispersadas por el aire tienen efectos altamente nocivos a la salud del ser humano. En el informe anual *Salud: México 2003* se señala:

“La contaminación del aire está dada por una compleja mezcla de químicos, algunos producidos directamente por el empleo de combustibles fósiles y otros que son resultado de reacciones químicas con componentes normales de la atmósfera. Los diversos contaminantes se asocian a múltiples efectos adversos. Las partículas suspendidas están asociadas a cáncer pulmonar, enfermedades cardiopulmonares y mortalidad prematura. Hay otros contaminantes, como el ozono, que se asocian a un aumento en la demanda de atención por afecciones agudas del tracto respiratorio... “

“Las concentraciones de PM10 han disminuido consistentemente en Guadalajara desde 1998 y, de manera destacada, en la Zona Metropolitana del Valle de México. Sin embargo, en otras ciudades, como Monterrey y Toluca, se han presentado incrementos alarmantes en años recientes. Con respecto al ozono, a pesar de mostrar una tendencia descendente, la norma se rebasa en el Valle de México en 78% de los días (en 1991 se rebasó en 97% de los días). En la zona de Guadalajara, aunque las cifras son mejores que en 1997, los días con concentración de ozono por arriba de la norma se duplicó de 2001 a 2003. En las otras cuatro zonas analizadas el problema es menor, aunque en el caso de Monterrey se observa un ligera tendencia creciente”

⁵ Datos obtenidos de publicación Inventario de emisiones contaminantes criterio de la ZMVM 2008. PP 95-96

Tipos de emisiones contaminantes en fuentes móviles

En el caso de las fuentes móviles se distinguen principalmente dos tipos de emisiones contaminantes (figura 1.3).

Las primeras son las emisiones evaporativas las cuales se deben a la evaporación de los hidrocarburos presentes en las fuentes móviles. Estas emisiones provienen principalmente de los hidrocarburos presentes en el depósito de combustible, pero también se pueden encontrar en el resto de los hidrocarburos presentes en la fuente móvil, y que son necesarios para el funcionamiento del vehículo (ej. aceite de lubricación, fluido de transmisión, etc.), la evaporación de estos depende principalmente del tipo de combustible y lubricantes, características ambientales como son: temperatura, presión atmosférica y geografía, así como de la presión de vapor del combustible y de los sistemas con los que el vehículo cuenta para evitar este fenómeno. De las emisiones contaminantes de este tipo, las más relevantes por sus efectos nocivos para el ser humano son los compuestos orgánicos volátiles (por sus siglas COV) algunos de los cuales son altamente tóxicos.

El segundo grupo de emisiones contaminantes que se observan en las fuentes móviles son las emisiones por el tubo de escape y estas se deben a la quema del combustible. Durante el proceso de combustión, si este fuera ideal, el combustible al ser mezclado y quemado produciría bióxido de carbono y agua como subproductos, sin embargo los productos de la combustión que se generan adicionales a los antes mencionados son: monóxido de carbono, hidrocarburos, óxidos de nitrógeno, óxidos de azufre y partículas suspendidas entre otros, que también tienen efectos nocivos para la salud, para los ecosistemas e incluso para los bienes inmuebles, un ejemplo de esto es la lluvia acida.



Figura 1.3 Principales tipos de contaminación provenientes de las fuentes móviles.

Laboratorio de control de emisiones.

El Laboratorio de Control de Emisiones (L.C.E) de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, guarda una estrecha relación con lo mencionado anteriormente, por lo que se comenta lo siguiente:

Fue construido en 1989 con el objetivo primordial de coadyuvar a resolver el problema de la contaminación atmosférica que se había exacerbado a partir de 1985 como consecuencia del uso de la gasolina NOVA cuyo contenido incluía un aditivo que funcionó como catalizador que incrementó exponencialmente los gases contaminantes.

Entre algunos de sus objetivos, el L.C.E evalúa dispositivos, lubricantes, compuestos químicos, sistemas, combustibles, etc., que tentativamente disminuyen el consumo de combustible y las emisiones contaminantes así como las de gases de efecto invernadero, e incluso ha llegado a certificar las emisiones de autos nuevos.

En cuanto a los ensayos que se realizan en este laboratorio se pueden mencionar los siguientes:

- Ensayos de investigación. Se realizan en motores, vehículos ligeros y motocicletas. Este tipo de ensayos resultan los más diversos, su objetivo es la obtención experimental de datos siguiendo las líneas de la investigación, que permitan apoyar la actividad y brindar información relevante para la generación de nuevo conocimiento.
- Ensayos de evaluación, Estos persiguen como meta comprobar el adecuado funcionamiento de dispositivos, aditivos, combustibles, sistemas y equipos antes de llegar al usuario final. Estos ensayos pueden realizarse en dinamómetro de banco o en dinamómetro de chasis, en dinamómetro de banco, directamente con un motor de encendido por chispa (MECH) o motor de encendido por compresión (MEC), como lo requiera el dispositivo a evaluar, en ambos casos ya se cuenta con un protocolo bien definido y que con el propósito de apegarse a las normas nacionales e internacionales.
- Se pretende en el futuro, realizar Ensayos de homologación de vehículos, este tipo de ensayos se realiza sobre autos nuevos para certificar, principalmente los niveles de emisiones que marca la norma para poder comercializarse en nuestro país.

La capacidad instalada con la que cuenta el laboratorio se puede resumir de la siguiente forma:

- Sala de motores, con capacidad para realizar ensayos en dos motores de forma simultánea, con instalaciones adecuadas para efectuar los más diversos tipos de ensayos tanto de corta como de larga duración en motores diesel y gasolina.
- Dinamómetro de chasis para realizar pruebas a vehículos ligeros (peso bruto vehicular inferior a 2722 [kg])
- Dinamómetro de chasis para motocicletas.
- Analizador de gases (CO, CO₂, NO_x, O₂, HC)
- Infraestructura de cómputo adecuada para el control de los equipos con los que cuenta el laboratorio
- Infraestructura para dar mantenimiento a los equipos con los que cuenta el laboratorio, así como a los vehículos y motores que se estén ensayando
- Personal calificado para la realización de ensayos en motores de combustión interna y vehículos.

CAPÍTULO 2: DINAMÓMETROS.

Definiciones

El dinamómetro en su acepción más general es un *"instrumento para medir fuerzas, basado en la deformación elástica de un resorte calibrado"*, sin embargo, se les conoce también como dinamómetro o banco dinamométrico a los dispositivos empleados para absorber o disipar la potencia, generada por una máquina y con base en la medición de ciertos parámetros de la máquina (como el momento de torsión y/o velocidad de giro, dependiendo del principio de operación del dinamómetro) se realiza el cálculo estimado de la potencia mecánica generada por la maquina, bajo diferentes condiciones de funcionamiento.

Una de sus principales aplicaciones en la actualidad está ligada a los motores de combustión interna (MCI) y vehículos automotores, pues al ser un dispositivo capaz de absorber la potencia generada por el motor de combustión interna, se le emplea para realizar diversas pruebas asociadas a su funcionamiento. Sin embargo el dinamómetro es un dispositivo que puede ser empleado para medir la potencia y realizar pruebas de una gran cantidad de maquinas como motores eléctricos, maquinas de vapor, turbinas, etc.

Usos y aplicaciones

Las aplicaciones del dinamómetro ligadas a los motores de combustión interna y los vehículos se pueden resumir en dos grandes grupos:

1. Investigación y desarrollo de motores de combustión interna y vehículos

En este primer grupo a su vez se pueden subdividir en dos grupos, los ensayos de investigación y desarrollo, y los ensayos de producción. El primer grupo, ensayos de investigación y desarrollo tiene como objetivo el desarrollo de un motor o un vehículo, alguno de sus componentes o bien el análisis de los procesos que tiene lugar en el motor. Las principales pruebas experimentales que se realizan son enfocadas a determinar parámetros como el par del motor, potencia desarrollada, presión media efectiva en el interior del cilindro, potencia absorbida por rozamiento dentro del motor o elementos motrices del vehículo, consumo específico de combustible, composición de gases de escape y pruebas de largo plazo que buscan verificar la durabilidad de los componentes del vehículo, incluido el motor y establecer los parámetros de funcionamiento que deben ser cargados en la computadora que gobierna el motor para su correcto

funcionamiento a lo largo de su vida útil. En esta etapa los dinamómetros son una herramienta fundamental pues son empleados para medir y simular las condiciones de operación para las que fueron diseñados y en interacción con otros instrumentos poder obtener los parámetros antes mencionados.

Por su parte los ensayos de producción tienen como objetivo realizar pruebas de control de calidad a vehículos y motores fabricados en serie con el propósito de verificar y controlar que las características del motor o del vehículo correspondan a las del diseño original.

2. Mantenimiento y verificación.

En este rubro los dinamómetros son empleados como herramientas de diagnóstico, para comprobar el correcto funcionamiento del vehículo, verificando que la entrega de potencia y el comportamiento en condiciones simuladas sea el adecuado. Este rubro también incluye el uso de dinamómetros para la comprobación de los niveles de emisiones contaminantes que el vehículo emite a la atmósfera bajo condiciones de carga simulada mediante el dinamómetro.

Principios de operación.

Por el principio de operación existen principalmente dos tipos de dinamómetros, los conocidos como dinamómetros de inercia y los dinamómetros de freno.

El dinamómetro de inercia es empleado para estimar la potencia y par de torsión de un motor, su principio de funcionamiento se basa en la estimación de la energía necesaria para acelerar una masa inercial conocida en un intervalo de tiempo lo que da como resultado la potencia requerida, y a partir de este dato se estima el par del motor.

Esto se logra mediante la medición constante de la velocidad de giro. El motor se encuentra acoplado a un rodillo o varios rodillos o cuerpo balanceado con momento de inercia conocido el cual se acopla a la flecha del motor (puede ser directamente al motor en el caso de los dinamómetros de motor o bien a las ruedas del vehículo en el caso de los dinamómetros de chasis). Durante la prueba se mide la velocidad de giro de forma constante de la masa inercial a acelerar y se incrementa la velocidad del motor, al conocer el momento de inercia de la pieza que se va a acelerar por la acción del motor y la aceleración que es capaz de imprimirle el motor se puede conocer la potencia requerida.

$$P = \frac{W}{\Delta t} \quad (2.1) \quad W = \Delta Ec = Ec_2 - Ec_1 = \frac{1}{2}I\omega_2^2 - \frac{1}{2}I\omega_1^2 \quad (2.2)$$

Donde:

W Trabajo realizado para cambiar la energía cinética de la masa.

Ec Energía cinética.

P Potencia calculada.

I Momento de inercia de la masa conectada al motor.

ω Velocidad angular de la masa.

Adicionalmente, con este tipo de dinamómetros se puede estimar las pérdidas de potencia a causa de los elementos motrices del vehículo o del motor, esto se logra en la fase de desaceleración al conocer el tiempo que tarda, sin efectos externos, en desacelerar la masa y compararlo con el tiempo que tarda al estar el motor acoplado.

La principal desventaja de los dinamómetros que funcionan bajo este principio es la incapacidad de realizar pruebas a velocidad constante (estado estacionario), pues la única forma de estimar la potencia es cuando se modifica la velocidad angular de la masa inercial acoplada al motor, pero en contraparte su principal ventaja es su bajo costo debido a que las piezas que lo componen e instrumentación necesaria para su operación es muy sencilla.

El segundo tipo es el dinamómetro de freno, su principio de operación se basa en conectar a la flecha del motor o a las ruedas del vehículo, según se al caso, un dispositivo capaz de oponerse al movimiento producido por el motor, el cual se conoce como unidad de absorción de potencia (por sus siglas en ingles PAU), este dispositivo va montado de forma basculante por lo que al oponerse al giro del motor la reacción que en este se observa puede ser registrada mediante un equipo que mide la fuerza y la convierte en una señal eléctrica (celda de carga) que posteriormente es procesada (figura 2.1).

Al conocer la fuerza registrada en la celda de carga y la distancia entre la celda de carga y el centro de giro de la PAU se conoce el par de torsión y simultáneamente se mide la velocidad de giro, con lo que se puede calcular la potencia.

$$P = T * \omega \quad (2.3) \quad T = Fc * d \quad (2.4)$$

Donde:

P Potencia absorbida por la PAU.

- T Par de torsión aplicado al motor.
- F_c Fuerza registrada por la celda de carga.
- d Distancia entre el centro de giro de la PAU y la celda de carga.
- ω Velocidad angular de la PAU.

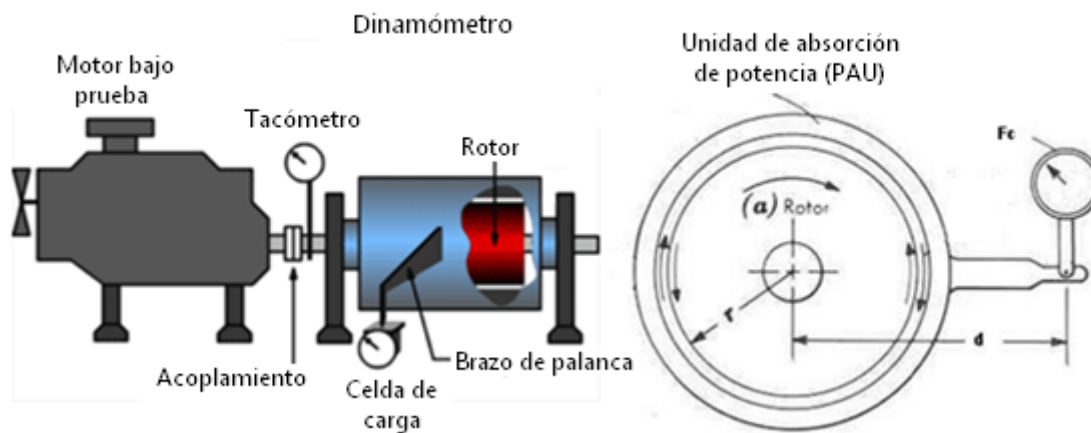


Figura 2.1: Configuración básica del dinamómetro que opera bajo el principio de freno.

Los dinamómetros que funcionan bajo este principio pueden realizar ensayos tanto en estado transitorio como estacionario (velocidad constante) pues no dependen de la aceleración de los elementos del dinamómetro (rodillos o masas inerciales) para realizar la medición, son sumamente útiles ya que son capaces de regular la carga que se oponen al giro del motor controlando la potencia absorbida por la PAU por lo que son ampliamente usados para generar condiciones de carga simuladas en los motores y de esta forma llevar a cabo ensayos, pruebas de funcionamiento y verificaciones del comportamiento de los motores o vehículos bajo una amplia gama de condiciones que fácilmente pueden ser estandarizadas

Este tipo de dinamómetro puede ser usado como dinamómetros inerciales al no aplicar carga a la PAU con lo que solamente se opone al cambio de velocidad la inercia del equipo. El principal inconveniente de estos equipos es su elevado costo.

A este segundo tipo de dinamómetros también se les conoce como dinamómetros de emisiones pues dentro de sus múltiples usos uno de los principales es la simulación de ciclos de manejo o condiciones de carga simuladas para medir las emisiones contaminantes de los motores o maquinas probadas bajo condiciones estandarizadas.

Dinamómetro de banco y dinamómetro de chasis

Por su aplicación principalmente se reconocen dos tipos de dinamómetros, el dinamómetro de banco y el dinamómetro de chasis.

El dinamómetro de banco o de motor, es aquel que por su disposición se acopla directamente a la flecha del motor la masa inercial o la unidad de absorción de potencia y de allí toma los valores necesarios para el cálculo de la potencia según sea el principio de funcionamiento (figura 2.2).

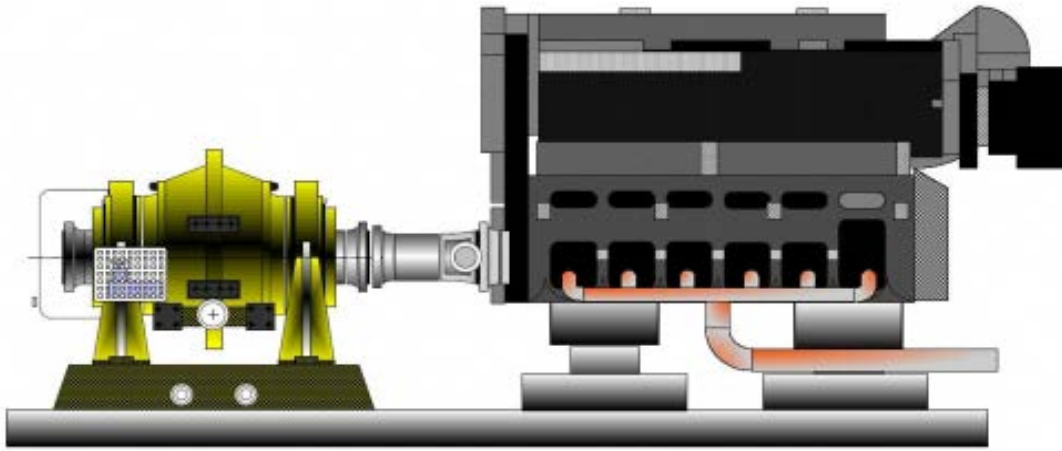


Figura 2.2 Disposición de los elementos en un dinamómetro de motor o dinamómetro de banco. Del lado derecho se observa el motor y del lado izquierdo se observa el dinamómetro que es un freno instrumentado.

Este tipo de dinamómetros son típicamente empleados para realizar pruebas en motores, dispositivos, combustibles, lubricantes, etc. En su etapa de investigación y desarrollo pues al estar el motor dentro de una sala de pruebas correctamente equipada, se pueden controlar de forma precisa las condiciones y parámetros en que se realizan las pruebas permitiendo así tener la posibilidad de repetir los ensayos con resultados iguales (reproducibilidad de los resultados) lo que da validez a la información obtenida del ensayo.

Adicionalmente al no tener la limitante de infraestructura que se tiene dentro de un vehículo, el equipo a probar en el dinamómetro de banco puede ser instrumentado de forma sencilla y con pocas limitantes lo que permite tener un panorama más completo durante el desarrollo de los ensayos.

Para poder operar un motor puesto en un dinamómetro de banco es necesario contar con las instalaciones de soporte necesarias para el funcionamiento del motor, tales como el sistema de sujeción, sistema de acople con el dinamómetro, sistema de enfriamiento, sistemas de suministro eléctrico y de control del motor, suministro de combustible, extracción de gases de escape, flujo de aire para

combustión, etc. por lo que la realización de pruebas de motores diferentes en bancos demanda de un tiempo de preparación previo a los ensayos que resulta significativo.

Los resultados obtenidos de ensayos realizados en dinamómetros de banco solamente reflejan el comportamiento del motor ensayado, por lo que la medición de potencia y par de torsión son los entregados en la flecha del motor. Si este motor es montado en un vehículo o maquinaria es necesario realizar ajustes o nuevos ensayos en dinamómetros de chasis para considerar las pérdidas ocasionadas por los elementos motrices a los que va conectado (caja de cambios, diferencial, pérdidas por rodadura, etc.)

Por otra parte, el dinamómetro de chasis es un equipo diseñado para medir la potencia y realizar pruebas directamente sobre los vehículos, para esto dispone de uno o más rodillos sobre los que descansan las ruedas motrices del vehículo, estas ruedas impulsan el o los rodillos los cuales se encuentran acoplados a la unidad de absorción de potencia (en el caso de dinamómetros de freno), conforme el motor a través de su sistema motriz transmite potencia a las ruedas estas movilizan los rodillos los cuales son frenados por la unidad de absorción de potencia para poder simular así una condición específica de carga sobre el motor o bien para medir la potencia del motor (figura 2.3).

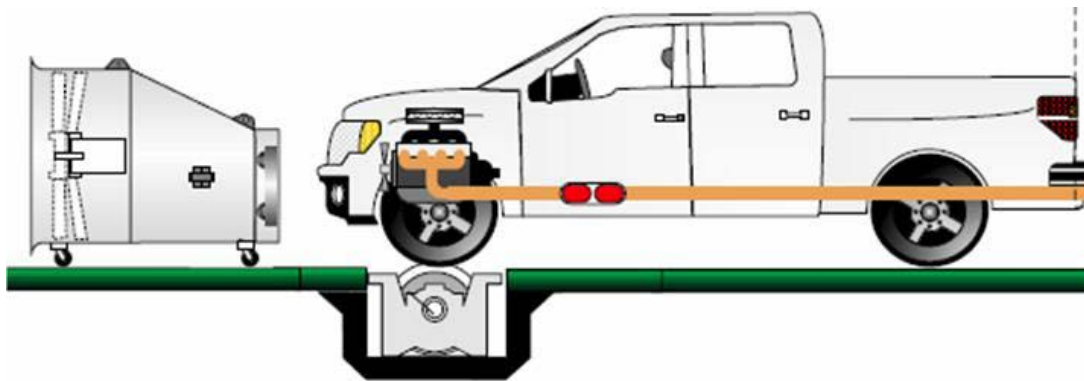


Figura 2.3 Esquema de un dinamómetro de chasis, donde las ruedas motrices del vehículo se colocan sobre los rodillos los cuales van acoplados a la unidad de absorción de potencia.

Esta herramienta resulta particularmente útil pues permite observar y probar en su conjunto los elementos que integran al automóvil por lo que los resultados de las pruebas y ensayos obtenidos reflejan de forma más cercana el comportamiento que el vehículo tendrá en condiciones reales de operación.

Al igual que los dinamómetros de motor esta herramienta es ampliamente usada por entidades dedicadas a la investigación y desarrollo de vehículos, motores, equipos y dispositivos para automóviles y motores, combustibles, lubricantes, etc.

Pero que por el tipo de estudio a realizar resulta importante ver el comportamiento dentro del vehículo en su conjunto.

Uno de los usos más difundidos que tienen estos equipos alrededor del mundo es en la realización de verificación de niveles de emisiones contaminantes de los vehículos automotores que se encuentran en circulación ya que mediante la simulación de patrones de carga, aceleración y velocidad que se encuentran estandarizados y que buscan emular la forma típica de conducir para una región determinada se miden los niveles de contaminantes que emite el vehículo en esas condiciones y se determina si es adecuado para circular o es necesario que le realicen alguna corrección.

Lo anterior es posible debido a que por la naturaleza del equipo, el tiempo de preparación del equipo y del vehículo previo a una prueba o ensayo resulta muy breve por lo que se pueden realizar pruebas a una gran cantidad de vehículos con características diferentes sin requerir del proceso que se necesita para realizar un ensayo análogo en un dinamómetro de banco.

Existe una variación de los dinamómetros de chasis, la cual consiste en acoplar la unidad de absorción de potencia directamente a la flecha de las ruedas o a las masas de las ruedas motrices del vehículo (figura 2.4), eliminando así la pérdida y errores inducidos en las lecturas tomadas debido al rozamiento o al deslizamiento de los neumáticos presente en los dinamómetros de chasis con rodillos. Sin embargo, presentan el inconveniente de requerir una unidad de absorción de potencia por rueda motriz, adicionalmente el tiempo de preparación previo a la prueba es mayor que en el caso del dinamómetro de rodillos, ya que se deben desmontar las ruedas y acoplar las unidades de absorción a las flechas o masas motrices, lo que vuelve un proceso tardado.



Figura 2.4 Dinamómetro de chasis fabricado por la empresa Dynapack, el cual se acopla a las masas del vehículo evitando así el uso de rodillos y los inconvenientes asociados al uso de estos.

Elementos del dinamómetro de chasis

El dinamómetro de chasis está compuesto de forma sintetizada por los siguientes componentes (figura 2.5):

Chasis: esta parte del dinamómetro es la encargada de comportar y soportar todos los esfuerzos producidos por el peso de las piezas que integran el dinamómetro, debe ser una estructura capaz de soportar el peso de los vehículos para los cuales fue diseñado, soportar las cargas producidas durante la realización de la prueba y absorber las vibraciones que ocasionan los ensayos respectivos. La fuerza que ejerce la unidad de absorción de potencia para frenar los rodillos en último término es soportada por el chasis por lo que debe ser una estructura suficientemente rígida para evitar introducir factores de incertidumbre en las mediciones realizadas.

Rodillos: La configuración de los rodillos en los dinamómetros de chasis es variable dependiendo el uso que se le vaya a dar al dinamómetro, existen configuraciones desde un sólo rodillo de gran diámetro hasta equipos con varios juegos de rodillos para comportar todas las ruedas motrices de las unidades a examinar, son estructuras cilíndricas rígidas las cuales al centro comportan un eje que en sus extremos descansa en rodamientos y van conectados a la unidad de absorción de potencia, cuentan con un sistema que permita registrar la velocidad de giro (velocidad angular). Su diseño debe vigilar de forma precisa la masa y el momento de inercia de los mismos para garantizar que la inercia total rotativa (ver punto siguiente) del dinamómetro este dentro de los rango especificados para el tipo de vehículos a probar.

Sistema de inercia: Dentro de los sistemas con los que debe contar el dinamómetro figura un sistema que permita aumentar o disminuir la inercia total rotativa del dinamómetro a fin de poder simular la resistencia al avance que tendría el vehículo probado durante su funcionamiento en carretera. La inercia requerida depende del peso vehicular del automóvil a probar por lo que en el caso de los dinamómetros de chasis el dinamómetro debe contar con un sistema que permita el ajuste para la gama de vehículos para los que es diseñado. Esto se puede conseguir a partir del uso de volantes de inercia que son acoplados de forma escalonada al dinamómetro y aumentan la inercia total rotativa del dinamómetro. Otra opción es la simulación mediante el control de la potencia absorbido por la PAU, durante la fase de aceleración y desaceleración del vehículo para conseguir un comportamiento similar al observado durante el funcionamiento en carretera. Una tercera opción existente es una combinación de

los anteriores para conseguir un ajuste lo más próximo al requerido para el peso vehicular de la unidad a probar.

Dispositivos de adquisición de datos: Básicamente consta de 2 tipos de dispositivos, el primero es una celda de carga la cual es un transductor que convierte una fuerza en una señal eléctrica que posteriormente es amplificada y procesada para convertirla en un dato. El segundo dispositivo de adquisición consiste en una rueda perforada en intervalos regulares y un captador magnético el cual genera un pulso cada vez que pasa frente a él un agujero del disco, al amplificar y procesar estos pulsos puede obtenerse la velocidad angular del rodillo sobre el que va montado.

Unidad de absorción de potencia: Esta pieza es la encargada de oponerse al giro de los rodillos, va montada en sus extremos sobre rodamientos y en uno de sus extremos acoplada a los rodillos. Cuenta con una fijación basculante lo que permite que al oponerse al giro de los rodillos, la unidad de absorción de potencia tiende a girar en el mismo sentido que los rodillos por lo que debe ser fijada al chasis mediante una celda de carga que mide la fuerza con la que el tiende a girar. Por la importancia de la unidad de absorción de potencia y lo amplio del tema esto será tratado en una sección aparte.

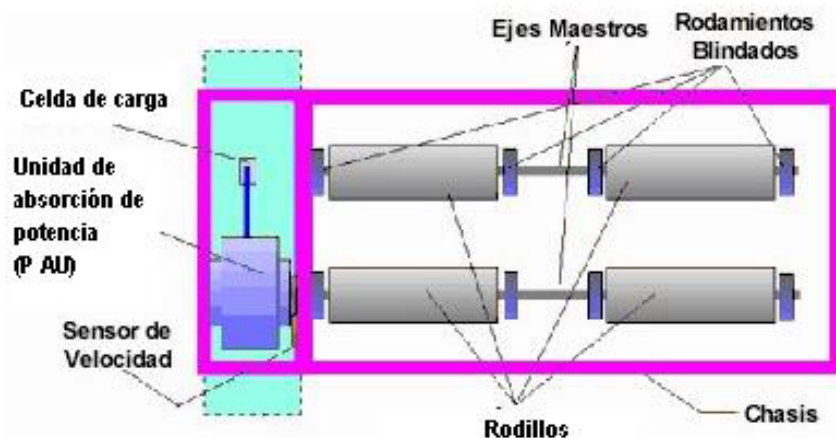


Figura 2.5 Elementos principales que conforman al dinamómetro de chasis

Unidades de absorción de potencia

Por su principio de operación se distinguen los siguientes tipos de unidades de absorción de potencia.

Freno de Prony.

Es uno de los primeros dispositivos empleados para la medición de potencia en motores, su principio de funcionamiento consiste en fijar a la flecha del motor que desea medirse la potencia un tambor (a) al cual se le coloca en su periferia una banda (b) con un mecanismo que permite ajustar la tensión de la misma (c) y por consiguiente la fricción de arrastre que esta ejerce sobre el tambor y opone resistencia al giro de la flecha, un brazo de palanca (d) es fijado a la banda y en su otro extremo se coloca sobre una báscula la cual registra el empuje del motor, adicional a lo anterior se debe colocar un contrapeso (w_c) para garantizar que la estructura este equilibrada y la lectura de la bascula no refleje el peso del equipo (figura 2.6). Conociendo la magnitud que hay entre el centro de la flecha y el punto de apoyo así como la masa registrada en la bascula puede fácilmente calcularse el par de torsión, y si se conoce la velocidad de giro puede calcularse entonces la potencia del motor.

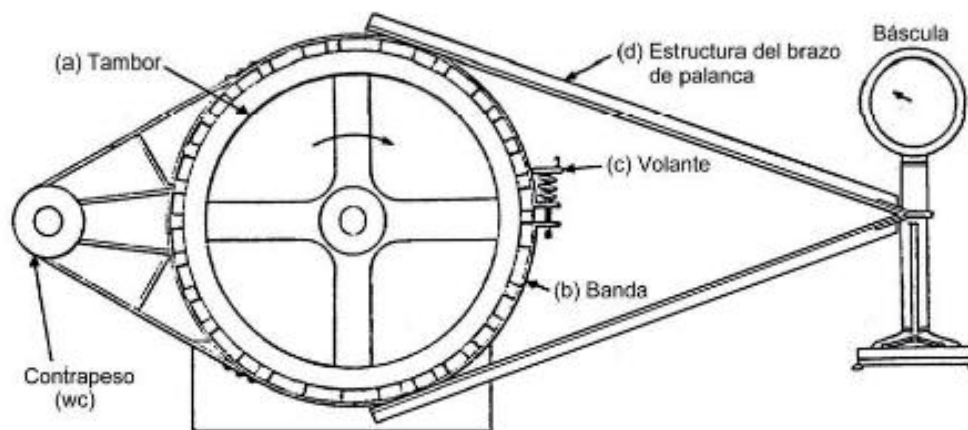


Figura 2.6 Partes que componen el freno de prony de forma esquemática

Este sistema actualmente se encuentra en desuso pero constituye uno de los primeros sistemas empleados para medir la potencia.

Freno de hidráulico:

Este tipo de unidades de absorción de potencia. son una familia de frenos que tienen como característica principal, el uso de agua como fluido de trabajo.

El primer tipo de frenos de esta familia es el freno simple de agua, este consiste en un disco, que va fijado a la flecha del motor o rodillos del dinamómetro, que gira

dentro de una cavidad estrecha que se encuentra parcialmente llena de agua, al girar el disco encuentra una resistencia debido al fluido contenido entre el disco y la cavidad, para modificar la carga en este tipo de frenos se debe aumentar o disminuir la cantidad de agua dentro de la cavidad mediante el uso de valvulas que regulan la entrada y salida de agua del sistema. La potencia maxima que son capaces de absorber este tipo de frenos depende de la velocidad de giro del disco, por lo que a baja velocidad la capacidad de estos frenos es baja (figura 2.7).

La resistencia que encuentra el disco al girar es igual a la reacción que tiende a hacer girar a la cavidad donde está alojado el disco, por lo que a la cavidad donde va alojado el disco se fija uno de los extremos de la celda de carga y el otro se fija al chasis del dinamómetro para poder registrar el valor de par de torsión y poder así estimar la potencia.

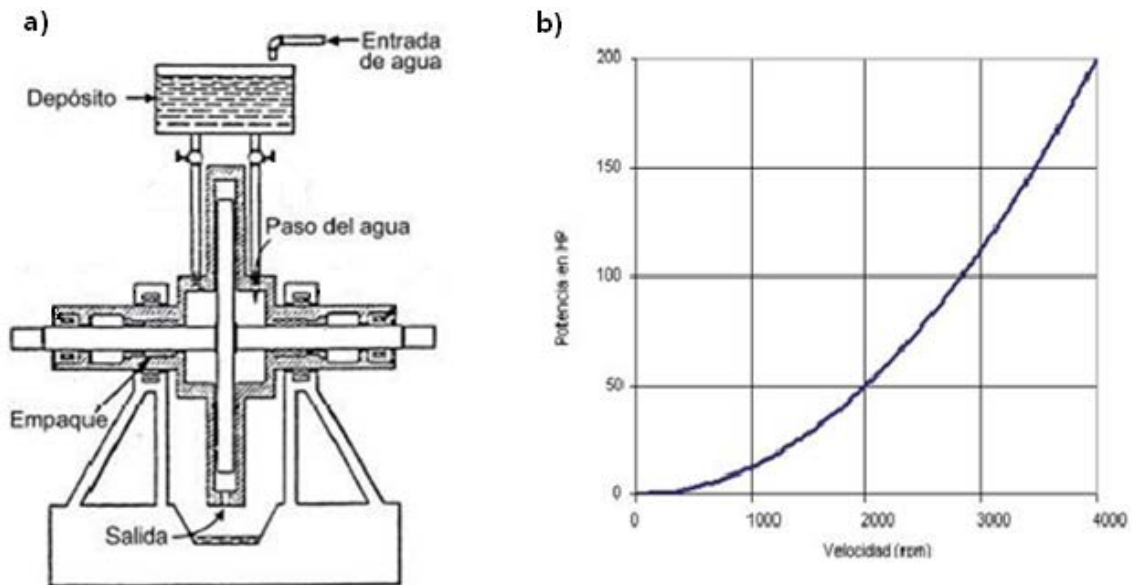


Figura 4 a) Corte de sección de freno simple de agua, b) comportamiento típico de la carga en función de la velocidad de giro para este tipo de frenos.

En este tipo de frenos la potencia absorbida por el freno se disipa como fricción fluida y calor que se refleja en un aumento de temperatura del agua, por este motivo este tipo de frenos para garantizar que la carga se mantenga inalterada se debe hacer fluir el agua de dentro hacia fuera del sistema de forma constante para garantizar que la temperatura se mantenga constante y en consecuencia la viscosidad del agua.

Las unidades de absorción de potencia que operan bajo este principio son empleadas cuando las cargas a las que va a ser sometido son producidas a velocidades de giro elevadas ya que la fricción viscosa es aproximadamente proporcional al cuadrado de la velocidad, motivo por el cual este tipo de frenos

tiene una capacidad limitada de absorción de potencia cuando la velocidad de giro es baja.

Otro diseño que emplea agua como fluido de trabajo es el freno de agua tipo Froude, en este el rotor y el estator están enfrentados, al rotor se fija la flecha del motor o los rodillos del dinamómetro. Tanto el rotor como el estator están conformados por cavidades semielípticas, y ambos se encuentran dentro de una carcasa que los contiene y posee un determinado nivel de agua, conforme el rotor comienza a girar la geometría del mismo ocasiona que el agua contenida en este sea expulsada a gran velocidad por la acción de la fuerza centrífuga introduciéndose en las cavidades del estator en su parte externa, la geometría de las cavidades del estator ocasiona que el agua sea expulsada hacia el rotor por la parte interna del estator pero con una menor velocidad, esto hace que el agua viaje de forma continua entre el estator y el rotor describiendo una trayectoria helicoidal lo que ocasiona un efecto de frenado debido al rozamiento entre el agua y las superficies del rotor y el estator en su trayectoria (figura 2.8).

El control de la potencia absorbida por este tipo de frenos se realiza variando la cantidad de agua que hay entre rotor y estator.

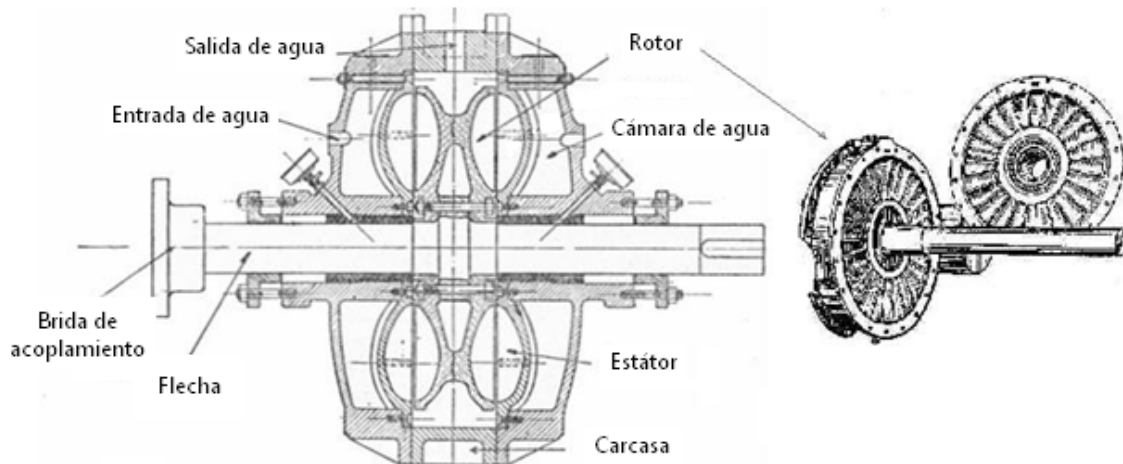


Figura 5 Corte de sección de freno hidráulico de Froude, en el lado derecho esquema del rotor y estator que componen este tipo de frenos.

En estos frenos la energía absorbida se manifiesta en la elevación de la temperatura del agua por lo que debe disponerse de suficiente agua para absorber la potencia máxima para la que estén diseñados. Son capaces de absorber gran cantidad de potencia tanto en bajas como en altas velocidades, son sumamente estables durante su operación y con el diseño adecuado del sistema de refrigeración pueden ser operados por periodos muy prolongado con respuestas estables.

Freno de corrientes parásitas

También llamado freno de corrientes de Eddy, es una forma de las más antiguas de unidades de absorción de potencias pero por su versatilidad es ampliamente usado en la actualidad. Su versión más simple consiste en un disco metálico que funciona como rotor, y a este va unida la flecha del motor o los rodillos del dinamómetro. Por ambos lados del disco están colocadas una serie de bobinas que al hacer circular una corriente a través de ellas generan un campo magnético, conforme el disco comienza a girar actúa como un conductor cortando el campo magnético, lo que ocasiona que en el disco se induzcan corrientes pero al no contar con un circuito externo estas corrientes se disipan en forma de calor (figura 2.9).

La adecuada disipación de la energía es fundamental en este tipo de equipos pues su control depende de ello, la forma en que estos frenos disipan el calor depende de la potencia para la cual está diseñado el equipo, existen frenos de corrientes parásitas que empleando un área extendida para disipar el calor y mediante el uso de geometrías que al girar provocan un flujo de aire, logran disipar la energía de forma satisfactoria. Adicional a este sistema existen otros en los cuales la cantidad de energía a disipar hace necesario el uso de refrigerantes tales como agua que es bombeada de forma constante garantizando así una temperatura adecuada de operación.

La carga aplicada puede ser variada de forma precisa aumentando o disminuyendo la corriente que se hace circular por las bobinas, la velocidad de respuesta resulta mayor que la de los dinamómetros antes vistos, adicionalmente la instalación requerida para su control es simple al solo requerir variar la intensidad de corriente que se hace circular por las bobina, y por no contar con elementos donde exista desgaste significativo la vida útil de estos equipos es mayor que los antes vistos, estos motivos son lo que hace que en la actualidad continúe siendo ampliamente usado.



Figura 6 Freno de corrientes parásitas o freno de corrientes de Eddy

Dinamofrenos.

Este tipo de dispositivos consiste en el empleo de un generador eléctrico como freno, la conversión de la energía mecánica a eléctrica se lleva a cabo en el generador y posteriormente la energía eléctrica es disipada en forma de calor en resistencias eléctricas, para conocer la potencia del motor se mide la cantidad de energía disipada en las resistencias mediante el uso de instrumentos de medición eléctrica y se aplica el factor de corrección correspondiente a las pérdidas debido a la conversión de energía en el generador. Este tipo de sistemas no son empleados con regularidad por los inconvenientes que supone y el rango de incertidumbre que se tiene en los resultados obtenidos.

Un segundo sistema que se basa en el uso de estos dispositivos es empleando los motores de forma similar a la anterior donde la carga aplicada se regula con la excitación de los campos del motor y el consumo eléctrico a la salida, pero la medición de potencia se realiza a través de la reacción observada en el estator del motor el cual se encuentra conectado a una celda de carga (figura 2.10).

El tipo de generador usado puede ser de corriente directa o alterna y en cada caso se pueden observar ventajas y desventajas en su uso, pero los principales inconvenientes que supone el uso de este sistema resultan similares para cualquiera de los tipos de generadores. La principal ventaja en el empleo de estos sistemas es la posibilidad de emplear el generador eléctrico como motor permitiendo mediante el uso de éste, arrastrar el motor probado con lo que puede realizarse ensayos para determinar las pérdidas por rozamiento de los motores o vehículos ensayados.

Recientemente el avance en la tecnología de control ha permitido el uso de motores eléctricos de inducción tipo jaula de ardilla como dinamofrenos. Estos motores permiten un control más preciso de la carga aplicada, aunado a lo anterior el peso inferior del rotor y el rango mayor de capacidad de freno lo convierten en una opción más viable que sus antecesores para ser usado como dinamofrenos.



Figura 7 Dinamofreno empleado como freno en un dinamómetro de banco

CAPÍTULO 3: METODOLOGIA Y NORMATIVIDAD EMPLEADA PARA EL DISEÑO

El diseño en la ingeniería puede describirse como el proceso creativo de transformar información de las condiciones, necesidades y requisitos a la descripción de una estructura que las satisfaga. Para esto el Ingeniero aplica diversas técnicas, metodologías y principios científicos.

Dentro de la metodología existente, el método de los elementos finitos ofrece la posibilidad de generar modelos y probarlos, lo que permite realizar mejoras de forma iterativa al diseño permitiendo así su optimización; Dadas las cualidades de este método se hizo uso del método de los elementos finitos para el diseño de los elementos estructurales propuestos.

En el presente capítulo se da una descripción breve del método de los elementos finitos, adicionalmente se hace una revisión de la legislación, aplicable a la construcción de dinamómetros de chasis, existe.

Método de los elementos finitos

Una metodología comúnmente empleada en la ciencia y la tecnología es la de separar un fenómeno o sistema, en componentes cuyo comportamiento pueda conocerse o explicarse sin dificultad y a partir de conocer el comportamiento de los elementos por separado que integran el sistema, reconstruirlo y así obtener una aproximación del fenómeno en su conjunto. Este es el concepto fundamental que sustenta la metodología de los elementos finitos que puede definirse en una primera etapa como una metodología para discretizar problemas continuos reales.

En el desarrollo de la ingeniería una actividad cotidiana es la aplicación de principios físicos como la conservación de energía, el balance de masa, la ecuación de continuidad, etc. Con el fin de obtener modelos matemáticos que representen el problema que busca ser resuelto, estos modelos matemáticos comúnmente están compuestos por ecuaciones o sistemas de ecuaciones diferenciales ya sea ordinarias o parciales, en donde la solución de estas ecuaciones diferenciales da como resultado la obtención de un modelo que puede predecir el comportamiento cualitativo y cuantitativo de un sistema. De allí que la resolución de las ecuaciones diferenciales que modelan el problema constituye una parte fundamental de la solución de un problema.

Existen métodos analíticos para resolver ecuaciones diferenciales de forma exacta, sin embargo estos métodos se limitan a la solución de ecuaciones diferenciales y problemas sumamente simplificados que difícilmente se pueden encontrar en la labor típica de la ingeniería, esto se debe principalmente a que las ecuaciones diferenciales que gobiernan los fenómenos a modelar no pueden ser resueltas por los métodos de solución de ecuaciones diferenciales de forma

exacta que se conocen o bien por qué la geometría que presenta el cuerpo de estudio es compleja por lo que encontrar una solución analítica que satisfaga las condiciones de frontera sobre el cuerpo de dos o tres dimensiones se vuelve una tarea sumamente complicada.

Es en este punto donde los métodos numéricos han adquirido gran importancia en la búsqueda de soluciones a problemas prácticos en la ingeniería, estos métodos son algoritmos numéricos capaces de resolver de forma aproximada problemas matemáticos más complejos mediante un número finito de pasos más sencillos que son ejecutados de manera lógica. Si bien se conocen estos algoritmos desde hace mucho tiempo, estos han cobrado gran importancia a partir de la aparición de las computadoras y se han visto sumamente beneficiados por el rápido crecimiento tanto en su capacidad de procesamiento como en la cantidad de computadoras existentes, estos dispositivos son capaces de realizar solamente operaciones matemáticas muy simples pero a gran velocidad por lo que mediante el uso de métodos numéricos es posible que las computadoras resuelvan de forma aproximada y con una precisión determinada operaciones matemáticas sumamente complejas.

Dentro de los métodos existentes en la actualidad se encuentran varios capaces de resolver ecuaciones diferenciales ordinarias y/o parciales de forma aproximada, como las resultantes de los procesos de análisis realizados de forma común en la ingeniería.

Entre estos métodos destaca el método de elementos finitos, el método de diferencias finitas y el método de elementos de frontera. Cada uno de los anteriores tiene ventajas y desventajas dependiendo el problema particular al cual vaya a ser aplicado, sin embargo de estos el más empleado es el método de elementos finitos por su versatilidad para manejar dominios arbitrarios y la gran capacidad de trabajar con condiciones de frontera definidas sobre geometrías complejas, adicional a lo anterior los programas comerciales desarrollados y el poder de solución de los mismos a permitido que el método de los elementos finitos sea el preferido para la solución de problemas prácticos en la ingeniería.

El proceso de solución mediante la metodología del elemento finito puede ser resumido en 6 grandes etapas las cuales se muestran a continuación:

1.- Discretización del modelo.

Una primera etapa consiste en discretizar o dividir mediante líneas o superficies imaginarias el cuerpo de estudio a fin de generar un número determinado de "elementos" los cuales en su conjunto conforman el cuerpo original (figura 3.1).

El proceso de discretizar también es conocido como mallado de la pieza, del número de elementos en que sea dividida la pieza y el arreglo de los mismos dependerá la precisión de los resultados obtenidos del análisis por elementos finitos, en general conforme el número de elementos en que es subdividida la pieza aumenta, la precisión de los resultados también aumenta, sin embargo esto aumenta el número de operaciones requeridas y por ende el tiempo de cálculo necesario para obtener los resultados.

En este punto la correcta selección de el tipo de malla en la pieza y el uso de divisiones más finas en aquellos lugares de las piezas que se supone están más comprometidos permite encontrar un adecuado balance entre la precisión de los resultados obtenidos y el tiempo de cálculo necesario.



Figura 8 Se muestra pieza original y pieza dividida mediante líneas y superficies imaginarias formando los “elementos” reproducción realizada con fines didácticos fuentes: www.comsol.com

La geometría de los elementos depende del tipo de ecuación diferencial que modela el problema, para los problemas definidos en 1 dimensión por ecuaciones diferenciales ordinarias, los elementos de la malla son líneas rectas o curvas, para el caso de problemas descritos por ecuaciones diferenciales parciales en dos dimensiones los elementos son triángulos o cuadriláteros y aquellos modelos en tres dimensiones requieren elementos con forma de tetraedros o cuerpos sólidos diversos.

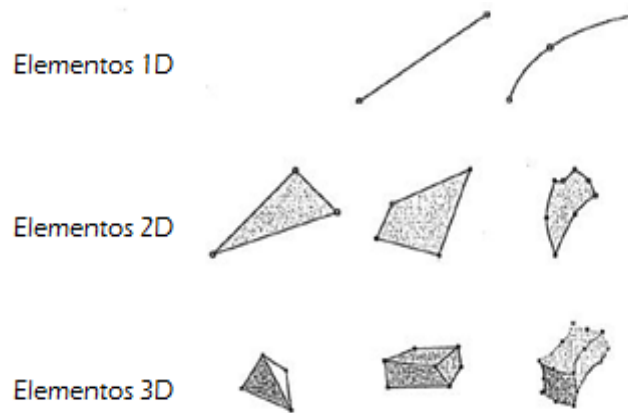


Figura 9 Formas típicas de elementos finitos empleados.

2.- Funciones de forma.

Una segunda etapa consiste en el desarrollo de las ecuaciones de los elementos que conforman la pieza, una solución aproximada de los elementos que conforman la pieza puede obtenerse a partir de plantear las ecuaciones sobre una serie de puntos representativos de los elementos llamados nodos, estos puntos se encuentran en el contorno de los elementos y se asume que los elementos están conectados entre sí mediante una serie finita de nodos (figura 3.3). Es en estos puntos donde se plantean las ecuaciones que modelan el fenómeno en función de las incógnitas buscadas.

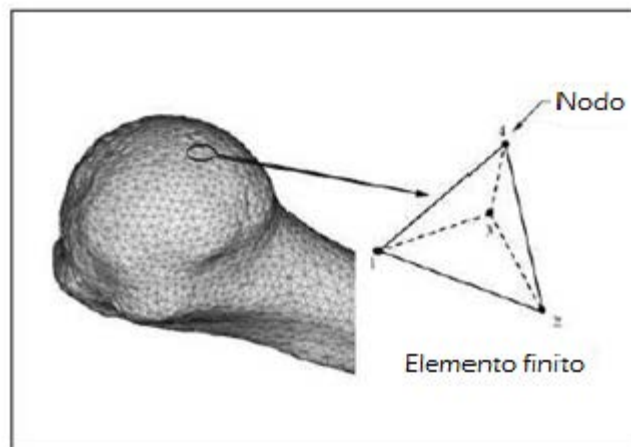


Figura 10 Representación de un elemento finito tridimensional donde se aprecian los nodos que lo conforman.

Las incógnitas que se desean encontrar son también conocidas como grados de libertad nodal, el número de grados de libertad dependen de la pieza a trabajar siendo un grado de libertad para fenómenos unidimensionales, dos grados de libertad para fenómenos bidimensionales y tres grados de libertad para fenómenos tridimensionales, el tipo de análisis que se vaya a realizar (estructural, térmico,

magnético o eléctrico) también determina la cantidad de grados de libertad que cada nodo posea.

3.- Ensamble de las ecuaciones de los elementos.

En los procesos previos el dominio fue discretizado y sobre cada uno de los elementos se desarrollaron las ecuaciones que describen el comportamiento del elemento, en esta etapa del método se unen las ecuaciones resultantes del proceso anterior para en un proceso posterior proceder a resolverlas. En el proceso de ensamble el concepto fundamental reside en el hecho de que para un mismo nodo existen varios elementos que lo comparten y por ende la solución nodal de este punto es la misma para todos los elementos comunes.

4.- Aplicación de las condiciones de frontera.

En esta etapa se incorporan las condiciones de frontera del problema al sistema de ecuaciones generado, estas condiciones de frontera se refieren a condiciones particulares en algún punto de los elementos, estas pueden ser, entre otras, para el caso de problemas térmicos la temperatura a lo largo de una región, el flujo de calor a través de una superficies, etc. o en el caso de problemas estructurales puede ser soportes, secciones fijas o regiones donde se está aplicando una carga por ejemplo. Estas condiciones de frontera implican que los nodos que se encuentren en la frontera adquieren las condiciones que la misma impone, en el caso de un modelo térmico esta podría ser una temperatura fija y en el caso de los modelos estructurales podría ser una carga o un valor fijo de desplazamiento (cero en el caso de soportes fijos).

Las condiciones de frontera se clasifican en 2 tipos, las naturales y las esenciales, las naturales son incorporadas directamente en el sistema de ecuaciones de los elementos que en el paso previo fue ensamblado, los nodos sobre los que actúan adquieren el valor de la frontera. En el caso de las condiciones de frontera esenciales es preciso un proceso previo para poder introducir las al sistema de ecuaciones.

El hecho de incluir las condiciones de frontera (naturales y esenciales) en el arreglo de ecuaciones ya ensamblado permite reducir la cantidad de grados de libertad (incógnitas en los nodos) que deben ser resueltos, pues fijan un valor conocido en todos los nodos sobre los que influyen.

5.- Resolución de las incógnitas nodales.

Una vez que ya se tiene el sistema de ecuaciones ensamblado que contiene las ecuaciones para todos los nodos y se han incluido las condiciones de frontera del problema, se procede a resolver el problema, normalmente debido a que los

problemas de elemento finito involucran una gran cantidad de nodos y en consecuencia de ecuaciones, se plantean las ecuaciones en forma matricial y se proceden a resolver mediante métodos de solución de matrices.

6.- Solución de los elementos.

Una vez que se han obtenido las incógnitas buscadas en todos los nodos, el proceso de solución de los elementos es simplemente sustituir los valores encontrados en las ecuaciones de los elementos planteadas en un comienzo, aquellas ecuaciones de los elementos que se encuentre en forma integral o diferencial deberán ser resueltas para encontrar la solución del elemento.

En el punto anterior se obtienen resultados numéricos para cada uno de los elementos que conforman el cuerpo, sin embargo la visualización de estos datos resulta complicada por el volumen de información y lo complejo que puede resultar la asociación del valor numérico con la posición del elemento dentro del cuerpo. Es por esta razón que como punto adicional e independiente de la metodología de los elementos finitos, se opta por la construcción de una grafica que represente mediante escalas de color u otras técnicas de representación el estado de cada uno de los elementos, lo que permite visualizar el comportamiento global de todos los elementos que conforman el cuerpo (figura 3.4).

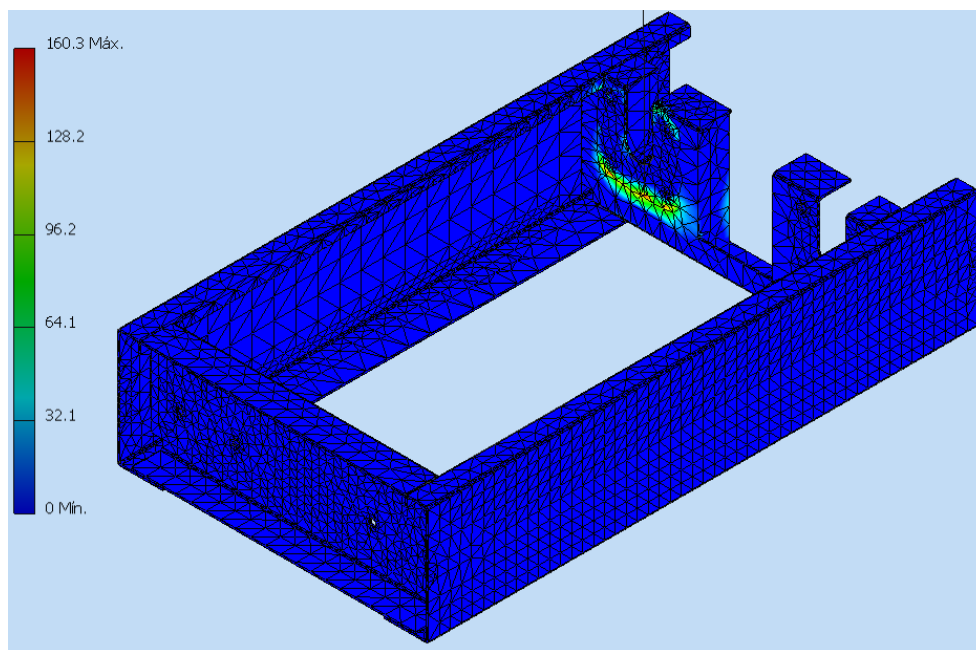


Figura 3.4 Representación grafica de los resultados obtenidos mediante el método de elementos finitos para un problema estructural, se aprecia mediante la escala de colores la distribución esfuerzos de Von Mises en la pieza.

A grandes rasgos el método de los elementos finitos emplea los pasos descritos anteriormente, este método es capaz de ofrecer soluciones aproximadas a un gran número de problemas afines a la ingeniería como puede ser el análisis de fenómenos térmicos, magnéticos, estructurales pero no se limita solo a estos, esto se consigue empleando la metodología descrita pero con particularidades propias para cada tipo de análisis.

En el caso particular del problema a tratar en el presente trabajo, el tipo de análisis que se debe desarrollar es estructural donde los grados de libertad por nodo son 3 por tratarse de un problema tridimensional, se debe desarrollar un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de desplazamientos de cada nodo lo que permite establecer de manera única el estado de deformación de los elemento que conforman el cuerpo a analizar.

Una vez conocido el estado de deformación de los elementos, conociendo las deformaciones iniciales y las propiedades constitutivas del material del cual está construido el cuerpo se puede definir el estado de tensiones en todos los elementos y en sus contornos.

Normatividad aplicable

Con el propósito de estandarizar y proveer de un método de prueba, mediante el cual se puedan obtener lecturas representativas de las emisiones y parámetros de funcionamiento de un vehículo, se han desarrollado normas y leyes que regulan las características de los equipos a emplear, y los procedimientos para la realización de las pruebas necesarias. El alcance de estas leyes y reglamentos y su aplicación dependen, de la autoridad local y los criterios que ésta establezca.

Estas normas y leyes han surgido de la necesidad de controlar o mitigar los efectos nocivos de la contaminación, ocasionada por vehículos automotores que se ve agravada en grandes urbes. Es por esta razón que la legislación, en esta materia, proviene principalmente de países que han tenido necesidad de dar solución a esta problemática, tal es el caso de nuestro país y en particular la Zona Metropolitana de la Ciudad de México y los Estados Unidos de América particularmente el estado de California. Es por este motivo que la normatividad en cuestión proviene de estos países principalmente. Estas normas establecen características técnicas que los equipos destinados a la realización de ensayos y pruebas de verificación de emisiones deben cumplir a fin de ofrecer condiciones adecuadas y seguras para la realización de las pruebas.

En el caso de nuestro país existe la Norma Oficial Mexicana NOM-047-SEMARNAT-1999 que establece las características del equipo y procedimientos de medición para la verificación de los límites de emisiones contaminantes, provenientes de los vehículos automotores que usan gasolinas, gas licuado de petróleo, gas natural u otros combustibles alternos. El carácter de la norma es de uso obligatorio para toda aquella persona moral o física que cae dentro del alcance de aplicación de la norma.

La norma indica la forma de realizar la medición de emisiones contaminantes mediante pruebas estáticas o dinámicas que permitan determinar las emisiones contaminantes de los vehículos automotores, el tipo de prueba a realizarse depende de la decisión de la autoridad local.

Para el caso de las pruebas dinámicas, consisten en una medición de emisiones contaminante provenientes de un vehículo mientras éste es operado en un dinamómetro de chasis el cual aplica carga externa a las ruedas con el fin de simular condiciones estandarizadas de operación conocidas como pruebas de aceleración simulada. La duración, velocidad y carga que deben ser aplicadas al vehículo durante la prueba se encuentran descritas en las normas

correspondientes así como las características de los equipos que serán empleados durante estas pruebas.

Para el presente trabajo el dinamómetro que se requiere diseñar, al ser destinado a centros de verificación y laboratorios de control de emisiones, está sujeto al cumplimiento cabal de la norma por lo que la revisión de la misma resulta de suma importancia.

Las características críticas que debe cumplir el dinamómetro en cuestión, están establecidas puntualmente por la NOM-047-SEMARNAT-1999, cuyos elementos primordiales se enlistan a continuación:

- a. Debe contar con un número de rodillos suficientes para soportar el vehículo a ser probado, debe permitir su operación continua y contar con un dispositivo de absorción de energía que permita variar y controlar la carga aplicada al motor.
- b. El marco y conjunto de los rodillos debe estar colocado a nivel de piso, contar con un sistema que permita el ingreso y salida del vehículo y permitir la realización de forma segura de las pruebas.
- c. Los rodillos deben soportar un peso mínimo de 3500 kg durante la prueba funcional de verificación.
- d. El diámetro mínimo de los rodillos a emplear debe ser de 20.32 [cm].
- e. La distancia entre los centros de un par de rodillos debe cumplir con la ecuación.

$$\text{Distancia entre ejes} = (61.913 + D) * \text{seno } 31.62^\circ \quad (3.1)$$

Donde: D : Diámetro de los rodillos en cm.

- f. La separación mínima entre las caras interiores de las ruedas del vehículo que debe ser capaz de ser probado en el dinamómetro es de 86 [cm] y la máxima entre las caras exteriores de las ruedas debe ser de 250 [cm].
- g. La inercia total rotativa del dinamómetro debe estar comprendida entre 272.15 [kg] y 907.18 [kg] con una tolerancia máxima de ± 18.14 [kg].
- h. Debe ser capaz de absorber 19 [kw] a cualquier velocidad superior a 22 [km/h] de forma continua en pruebas de 5 minutos de duración con 30 [s] de reposo entre pruebas.
- i. La unidad de absorción de potencia debe estar conectada a los rodillos y permitir variación de la potencia absorbida en incrementos de 0.1 [kw] y tener una incertidumbre máxima de ± 0.186 [kw] o $\pm 2.0\%$ de la carga requerida.
- j. El dinamómetro debe contar con un sistema que permita simular la inercia que el vehículo experimenta al desplazarse por el camino y este sistema

debe tener un error menor a $\pm 1.0\%$ para velocidades comprendidas entre 15 [km/h] y 100 [km/h].

- k. El dinamómetro debe contar con un sistema que permita la medición de la velocidad simulada de desplazamiento del vehículo con una incertidumbre menor a 0.1 [km/h].
- l. La resolución de la señal obtenida del dinamómetro deberá ser de 0.1 [km/h] para la velocidad y 0.1 [kw] para la potencia al freno aplicada por la unidad de absorción de potencia.
- m. Adicional a lo anterior para el uso en centros de verificación el sistema de control del dinamómetro deberá solicitar calibraciones obligatorias de forma automática para garantizar así la periódica verificación del dinamómetro.

Por otro lado la normatividad existente para los Estados Unidos de América establece en su Código Federal de Regulaciones (por sus siglas en inglés CFR) en su título 40 protección al ambiente y bajo el apartado 86.108-00 algunas especificaciones de diseño que deben cumplir los dinamómetros destinados a la simulación de condiciones controladas para la medición de emisiones contaminantes y/o procedimientos de certificación de vehículos donde se requiera el uso de un dinamómetro. Para el diseño del presente trabajo se establecen los siguientes puntos relevantes:

- a. El dinamómetro debe simular la carga del camino la cual se considera como la fuerza que se opone al avance del vehículo por un camino liso y nivelado, sin viento y con una temperatura y presión estándar.
- b. Debe contar con un mecanismo que le permita determinar la distancia recorrida en cada fase de la prueba.
- c. Existen dos configuraciones de dinamómetros aceptadas, la primera consiste en un dinamómetro con rodillos dobles con diámetro nominal de 8.65 [in] y separación entre centros de los rodillos de 17 [in], esta primera configuración permite el uso de una unidad de absorción de potencia de cualquier tipo. La segunda configuración aceptada consiste en un rodillo único de 48 [in] de diámetro en el cual la unidad de absorción de potencia deberá ser de tipo eléctrico.
- d. El dinamómetro debe contar con una unidad de absorción de potencia para simular las cargas del camino y volantes de inercia u otro método que le permita simular la inercia del vehículo que va a ser probado.

Por otro lado dentro de la normatividad estipulada para el estado de California y que se ha vuelto un estándar de los más empleados en materia de verificación vehicular dinámica, se encuentra la norma BAR 97 emitida por el Buró de reparaciones automotrices (por sus siglas en inglés BAR). Este buró está obligado

por la ley para administrar y legislar el programa de inspección de emisiones contaminantes en el estado de California.

En el ámbito nacional esta normatividad resulta muy importante pues es la base de la norma aplicada en la Zona Metropolitana de la Ciudad de México para la migración de pruebas estáticas a pruebas dinámicas hasta el año 2004, adicionalmente en la actualidad los programas de verificación vehicular que se están comenzando a implementar en las diferentes entidades federativas de nuestro país, además de exigir el cumplimiento de la NOM-047-SEMARNAT-1999 exigen el cumplimiento de la normatividad BAR97 en los equipos a instalar en los centros de verificación vehicular, tal es el caso de estados como Guanajuato e Hidalgo o municipios como el de Juárez (Chihuahua) que en su programa estatal de verificación vehicular exigen la instalación de equipo que cumpla con esta normatividad.

Las especificaciones relevantes para el diseño del dinamómetro presentes en la norma BAR97 son los siguientes:

- a. El dinamómetro y cualquier rampa requerida para elevar por encima del nivel del suelo al vehículo debe soportar 6000 [lb] de peso en el eje.
- b. El dinamómetro deberá contar con rodillos dobles, y deberán estar acoplados de forma eléctrica o mecánica los rodillos entre si.
- c. Los rodillos deberán tener un diámetro comprendido entre 8.5 [in] y 21 [in].
- d. La distancia entre los centros de un par de rodillos debe cumplir con la ecuación siguiente con una tolerancia de +0.5 [in] y -0.25 [in] del valor calculado

$$\text{Distancia entre ejes} = (24.35 + D) * \text{seno } 31.52^\circ \quad (3.2)$$

Donde D representa el diametro de los rodillos en pulgadas.

- e. La velocidad máxima de operación para la que debe ser diseñado el dinamómetro será de 60 [mph] y deberá poder ser medida con una precisión de 0.1 [mph] para velocidades de 60 [mph] y debe tener una variación máxima de ± 0.2 [mph] entre los rodillos
- f. Debe contar con una unidad de absorción de potencia con capacidad suficiente para simular la carga requerida para realizar pruebas de aceleración simulada (por sus siglas en ingles ASM) ASM5015 y ASM2525 para cualquier vehículo en el rango de peso para el que está diseñado el dinamómetro.
- g. La unidad de absorción de potencia debe ser capaz de absorber un mínimo de 25 [hp] por encima de 14 [mph] y debe permitir ajustes en

incrementos de carga de 0.1 [hp] con una precisión de ± 0.25 [hp] o $\pm 2.0\%$ de la carga aplicada, lo que resulte mayor en cualquier rango de temperatura entre 35°F y 110°F por lo que puede contar con un sistema de ajuste automático.

- h. El dinamómetro debe estar equipado con un sistema de simulación de inercia (mecánico o eléctrico) y tener una inercia total base de 2000 [lb] ± 40 [lb]. Adicionalmente la inercia debe ser ajustable en un rango de 2000 [lb] a 6000 [lb]
- i. El dinamómetro debe contar con una pista utilizable del al menos 100 [in], los rodillos deberán tener un ancho mínimo de 96 [in] para el caso de rodillos únicos y en el caso de rodillos divididos la distancia máxima que puede haber entre ellos será de 30 [in].
- j. El dinamómetro puede ser instalado sobre el piso o por debajo del nivel de piso, pero se debe garantizar que al momento de realizar las pruebas el vehículo se encuentre nivelado con una desviación máxima de la horizontal de $\pm 5^\circ$.
- k. El dinamómetro debe solicitar de forma automática la verificación de la calibración del equipo cada 72 hrs.

Los puntos antes señalados son parte fundamental del contenido de las normas consultadas aplicables al presente trabajo. Las normas antes consultadas presentan pocas diferencias sustanciales en su contenido para el apartado del dinamómetro a emplear por lo que de forma ideal se busca que el diseño realizado cumpla con la mayor cantidad de requisitos de cada una de estas normas, tomando en cuenta que la Norma Oficial Mexicana NOM-047-SEMARNAT-1999 es de aplicación obligatoria al presente trabajo y debe ser cumplida cabalmente por encima de cualquier otra de las legislaciones consultadas.

En la tabla (3.1) se muestra una síntesis comparativa de los requisitos que cada una de las normatividades exige para aspectos críticos en el diseño del dinamómetro que deberá ser realizado.

**COMPARATIVA DE NORMATIVIDAD APLICABLE AL DISEÑO DE
DINAMOMETROS DE CHASIS DESTINADOS A VERIFICACION DE
EMISIONES VEHICULARES**

Aspecto	NOM-047- SEMARNAT- 1999	BAR 97	CFR Titulo 40 apartado 86.108-00
Capacidades			
Peso mínimo de diseño que debe soportar	3500 kg	6000 lb (2718 kg)	
Velocidad de operación (mín.-máx.)	0 a 100 km/h	0 a 60 mph (0 a 96.561 km/h)	
Ancho de vía máximo que debe poder probarse	250cm	96 in (243.84 cm)	
Ancho de vía mínimo que debe poder probarse	86 cm	30 in (76.2 cm)	
Rodillos			
Diámetro	Mínimo 20.32 cm	8.5 a 21 in (21.59 a 53.34 cm)	8.65 in o 48 in (21.971 o 121.92 cm)
Distancia entre centros de los rodillos	<i>Distancia entre eje = (61.913 + D) * seno 31.62°</i> Dimensiones en cm	<i>Distancia entre ejes = (24.35 + D) * seno 31.52°</i> Dimensiones en in	17 in (43.18 cm)
Requerimientos especiales		Todos los rodillos deben estar acoplados entre ellos	
Unidad de absorción de potencia			
Tipo de unidad de absorción de potencia aceptada	Cualquier tipo	Cualquier tipo	Eléctrica
Potencia mínima absorbida	19 kw a partir de 22 km/h	25 hp a partir de 14 mph (18.6 kw a 22.5 km/h)	
Incrementos de ajuste de la potencia absorbida	0.1 kw	0.1 hp (0.074 kw)	

Tipo de servicio y duración de pruebas requeridas	Continuo, con pruebas de 5 min con 30 s entre pruebas	10 pruebas consecutivas de 5 minutos de duración y reposo 3 de min. entre pruebas
Simulación de inercia		
Tipo de simulación de inercia aceptada	Mecánica, eléctrica	Mecánica, eléctrica
Rango de ajuste de simulación de inercia		2000 lb a 6000 lb (907.18 a 2721.6 kg)
Error por simulación de inercia	1%	3%
Calibración e incertidumbre del equipo		
Calibración estática	Requerida automáticamente cada 3 días	
Calibración dinámica	Requerida automáticamente cada 30 días	Requerida automáticamente cada 72 horas
Incertidumbre en la medición de potencia	±0.186 kw o ±2.0%	± 0.25 hp (±0.186 kw)
Incertidumbre en la medición de velocidad	0.1 km/h	0.1 mph (0.1609 km/h)
Otros requisitos		
Posición del dinamómetro	Marco y rodillos a nivel del piso	Rodillos a nivel de piso o por encima.

Tabla 3.1 Comparativo de requisitos que la normatividad consultada exige para el diseño de dinamómetros de chasis. Los datos presentados entre paréntesis es la conversión de la unidad empleada por la legislación a unidades análogas empleadas por la NOM-047-SEMARNAT-1999 a fin de poder realizar la comparación de forma sencilla.

CAPÍTULO 4: DISEÑO CONCEPTUAL.

El dinamómetro de chasis es un equipo compuesto de múltiples partes, cada una de estas partes debe ser diseñada para cumplir un objetivo particular e interactuar con el resto de las partes a fin de permitir el correcto funcionamiento del dinamómetro de chasis.

Por lo anterior el diseño conceptual del dinamómetro de chasis consistió en el diseño por separado de cada una de las partes, evaluando las sollicitaciones y requisitos individuales, pero ponderando la interacción con el resto del dinamómetro así como elementos externos tales como costos, requisitos normativos, disponibilidad en el mercado nacional, etc.

El proceso de diseño del dinamómetro partió estableciendo algunas consideraciones fundamentales, tales como factores de seguridad, dimensiones críticas, capacidades del equipo, etc., que posteriormente fueron empleadas para el diseño individual de los componentes del dinamómetro como ejes, rodillos, chasis, etc. o bien para el proceso de selección de partes como rodamientos, unidad de absorción de potencia, celda de carga, etc.

Consideraciones iniciales.

Para el presente trabajo se tomó en consideración que los materiales que se utilizan son de tipo dúctil, por lo que el factor de seguridad que se emplea se obtiene a partir de la expresión⁶:

$$N_{ductil} \cong MAX(F1, F2, F3) \quad (4.1)$$

Donde N_{ductil} representa el factor de seguridad a emplear y resulta de elegir el valor máximo encontrado para cualquiera de los tres criterios ($F1$, $F2$ y $F3$) los cuales, contemplan la calidad de la información con que se cuenta de los materiales a emplear, condiciones del entorno en el cual se empleará el dispositivo y la calidad de los modelos analíticos empleados para cargas y esfuerzos.

Tomando en cuenta lo anterior se encuentra que para el caso de los materiales a utilizar se cuenta con datos suficientemente representativos del material ($F1=3$), las condiciones del entorno en que va a ser empleado el dinamómetro serán principalmente condiciones de habitación ($F2=2$) y la calidad de los modelos analíticos a emplear se considera que representan al sistema de forma aproximada ($F3=3$) por lo que el factor de seguridad a emplear más adecuado se concluye que es $N_{ductil}=3$.

⁶ Robert L. Norton, Diseño de máquinas, editorial Prentice Hall.

Dimensiones principales.

A partir de los datos encontrados en la legislación consultada, se establecen algunas de las dimensiones críticas que el equipo debe tener y la configuración del mismo.

El dinamómetro debe ser de rodillos dobles con una separación intermedia. El diámetro de los rodillos que se optó por emplear es de 21.971 [cm] (8.65 in) debido a que esta condición satisface plenamente lo establecido por la normatividad vigente.

A partir de establecer el diámetro de los rodillos se calcula la distancia entre centros de los rodillos, para lo cual se emplea la expresión (3.1), obteniendo los siguientes resultados:

Distancia entre centros según NOM-047-SEMARNAT-1999.

$$Distancia\ centros = (61.913[cm] + 21.971 [cm])\textit{seno} (31.62^\circ) = 43.97[cm]$$

Esta magnitud, 43.97 cm, es el valor elegido para la distancia entre centros de los rodillos del dinamómetro.

Para el caso de la norma BAR 97 la distancia entre centros se calcula a partir de la expresión (3.2):

$$Distancia\ entre\ centros = (24.375 + 8.65 [in])\textit{seno} (31.52^\circ) = 17.26 [in]$$

$$esto\ es: 17.26\ in \left(\frac{1 [cm]}{2.54 [in]} \right) = 43.853 [cm]$$

La norma BAR 97 permite una variación del valor calculado de +0.5 [in] y de -0.25 [in] por lo que la diferencia encontrada entre los valores calculados según el procedimiento marcado por la NOM y el marcado por BAR 97 es de:

$$Diferencia\ distancia\ entre\ centros = 43.97[cm] - 43.853 [cm] = 0.125 [cm]$$

$$Esto\ es\ 0.125 [cm] \left(\frac{1\ in}{2.54\ cm} \right) = 0.0492 [in]$$

De lo anterior se establece que la distancia entre centros establecida para el diseño del dinamómetro (43.97 cm) también cumple con la normatividad BAR 97.

En cuanto a las dimensiones del conjunto de rodillos, la norma NOM-047-SEMARNAT-1999 establece que el dinamómetro debe ser capaz de alojar en los rodillos a vehículos con una distancia máxima entre las caras de los neumáticos de 250 [cm] y una distancia mínima de 86 [cm] mientras que la norma BAR 97

establece una distancia máxima de 243.84 [cm] y una mínima de 76.2 [cm]. Se eligió que el dinamómetro estará constituido por rodillos colineales que en conjunto tendrán una longitud total de 250 [cm] y una separación de 76 [cm], la distancia entre centros de los rodillos será de 43.97 [cm], estas dimensiones cumplen con las exigencias de la normatividad vigente.

Consultando los vehículos de producción que actualmente circulan en México con peso bruto vehicular (PBV) inferior a 3500 kg y considerando el ancho de vía mínimo y máximo encontrado en esta gama de vehículos, observamos que las dimensiones elegidas resultan adecuadas para el desarrollo seguro de las pruebas para las cuales está destinado el dinamómetro como puede apreciarse (figura 4.1).

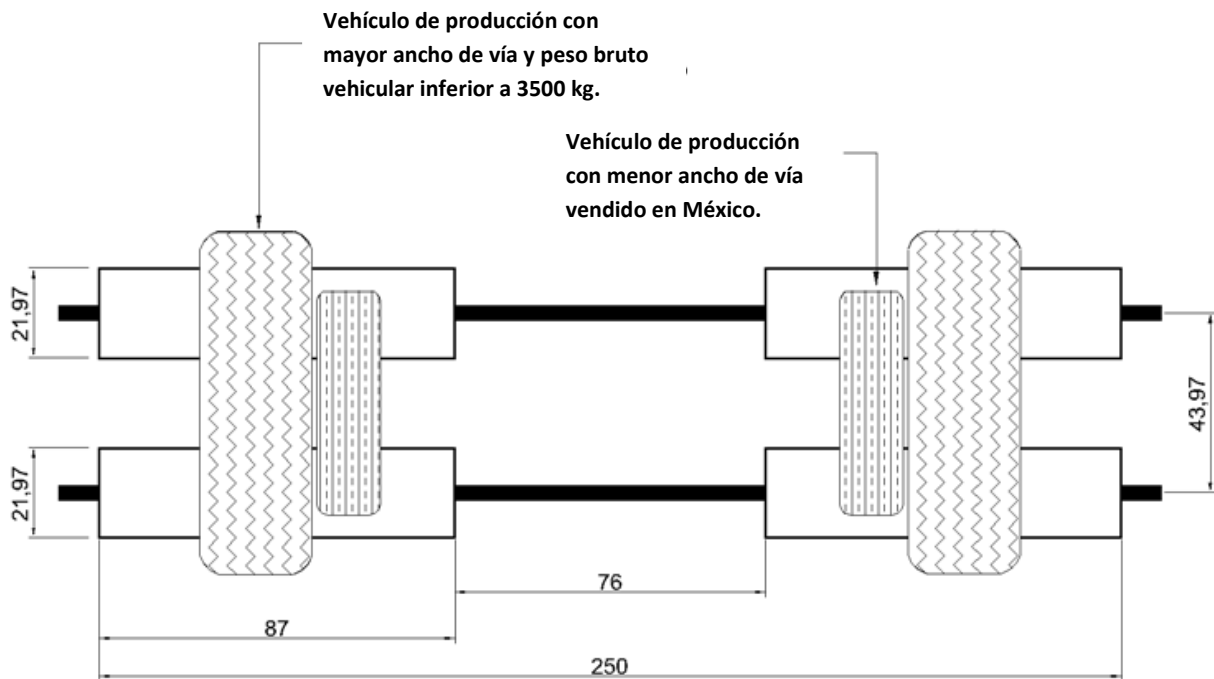


Figura 11 Dimensiones (en cm) elegidas para el diseño del dinamómetro, se ilustra el ancho de vía mínimo y máximo de vehículos de producción comercializados en México con peso bruto vehicular inferior a 3500 [kg]

Escenarios de carga

La normatividad consultada establece que el dinamómetro deben ser capaz de soportar el desarrollo de una prueba funcional para un vehículo cuyo peso mínimo sobre el eje sea de 3500 [kg] para el caso de la NOM-047-SEMARNAT-1999 y 2722 [Kg] para BAR 97.

El desarrollo de una prueba funcional contempla el proceso de la recepción del vehículo, la colocación sobre los rodillos del dinamómetro, la realización de la prueba y la salida del vehículo del dinamómetro por lo que esto supone varios escenarios de carga para los cuales hay que efectuar el análisis a fin de garantizar que bajo cualquier situación el dinamómetro soporte las exigencias.

Los escenarios de carga que es necesario considerar para el diseño del dinamómetro son tres, el primero de ellos es cuando el vehículo se encuentra avanzando lentamente y queda apoyado exclusivamente en uno de los rodillos, situación encontrada durante la entrada y salida del vehículo del dinamómetro (figura 4.2).

El segundo escenario es cuando el vehículo se encuentra posicionado sobre ambos rodillos pero aun no se ha comenzado a realizar la prueba por lo que las llantas se encuentran detenidas, y el tercer escenario es cuando el vehículo está apoyado en ambos rodillos y se está realizando las pruebas por lo que las ruedas del vehículo están en movimiento y se está aplicando un par de detención sobre ellas (figura 4.3).

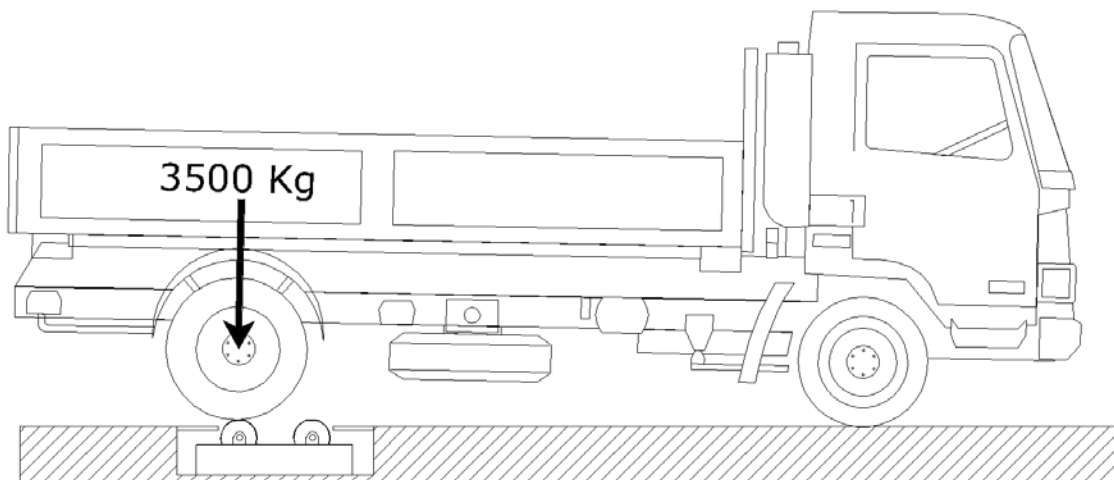


Figura 12 Primer escenario de carga, el vehículo esta soportado por un solo rodillo.

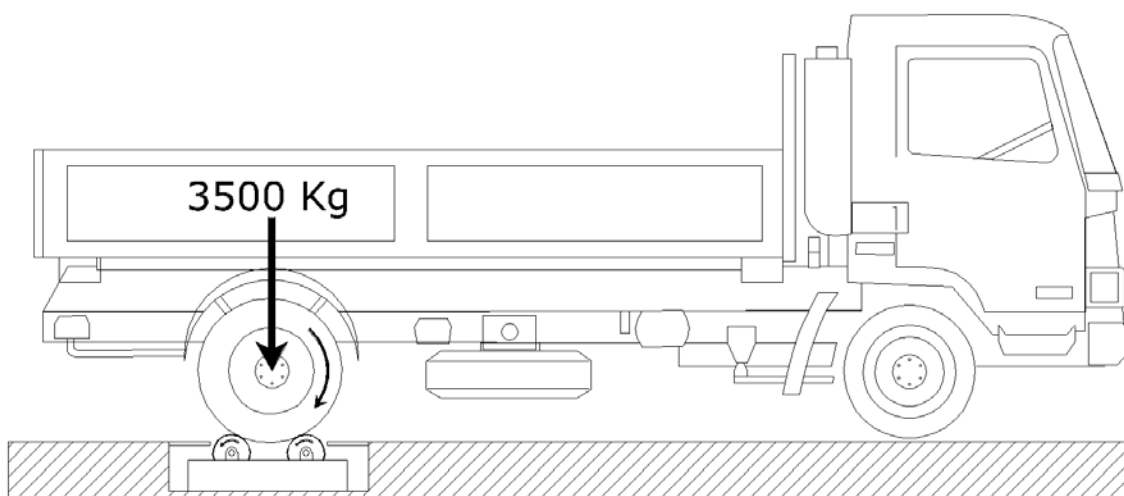


Figura 13 Tercer escenario de carga, el vehículo se encuentra sobre ambos rodillos durante la realización de una prueba.

Carga de diseño.

La carga que se considera para el diseño del dinamometro será de 3500 Kg sobre el eje (valor que permite cumplir con la normatividad aplicable), esto equivale a una carga de diseño de 1750 [Kg] por rueda. A partir de este dato se localizó el tamaño de rueda que es capaz de soportar esta carga que es 275/65 R20 para el cual el fabricante señala que soporta 3750 [lb] (1700 Kg) con una presión de inflado de $P=80$ [psi].

Con los valores encontrados se obtuvo el área aproximada de contacto que tiene el neumático seleccionado con el piso, esto es:

$$P = \frac{F}{Area} \quad (4.2) \quad \text{despejando} \quad Area = \frac{F}{P} \quad (4.3)$$

Sustituyendo los datos conocidos.

$$Area = \frac{3750[lb]}{80[psi]} = 46.875 [in^2] = 30241.8 [mm^2]$$

Conociendo el ancho de la rueda ($B=275$ mm) despejamos el valor de la longitud de la huella de contacto (A).

$$Area = (A)(B) \quad (4.4)$$

$$\text{donde} \quad B = 275 [mm]$$

$$\frac{Area}{B} = A = \frac{30241.8[mm^2]}{275[mm]} = 109.97 [mm] \approx 110[mm]$$

Cuando las ruedas apoyan sobre los rodillos el área de contacto disminuye debido a la curvatura de los mismos. Pruebas realizadas por Goodyear tire Co.⁷ en dinamómetros con rodillos de 8.5 [in] de diámetro, indican que el área de apoyo en los rodillos es de aproximadamente la mitad del área de apoyo que esta misma rueda tendría en una superficie plana, considerando que el ancho de la huella del neumático no se modifica de forma sustancial. La reducción se observa principalmente en la longitud de la huella.

⁷Goodyear Tire "Radial Truck Tire & Retread Service Manual"

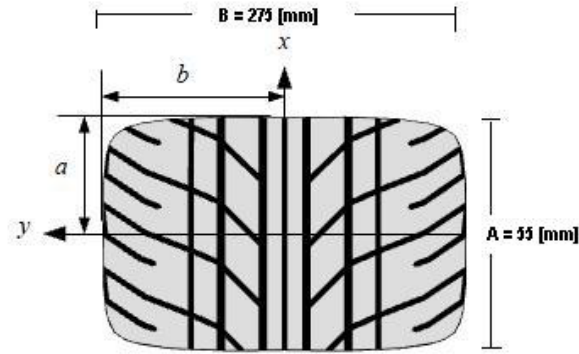


Figura 14 Tamaño aproximado de la superficie de contacto del neumático descrito al estar colocado en los rodillos del dinamómetro.

El área de contacto de la huella, para las condiciones de operación en el dinamómetro, serán de 275 [mm] de ancho por 55 [mm] de longitud como se ilustra (figura 4.4).

El esfuerzo normal promedio que se obtiene con base en los datos encontrados y considerando el primer escenario de carga es:

$$\sigma_m = \frac{F}{A} \quad (4.5)$$

$$\sigma_m = \frac{(1750 [Kg]) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}{(275 [mm])(55 [mm])} = \frac{17167.5 [N]}{15125 [mm^2]} = 1.135 \frac{[N]}{[mm^2]} = 1.135 [MPa]$$

Para el segundo escenario de carga, el área de contacto de la rueda con los rodillos es similar a la encontrada en el primer escenario pero dividida en ambos rodillos (figura 4.5).

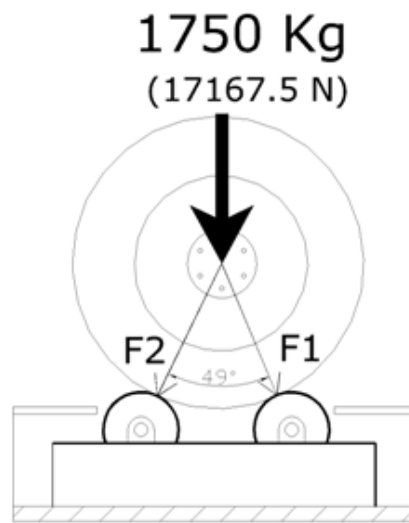


Figura 4.5 Segundo escenario de carga, el vehículo se encuentra detenido y apoyado en ambos rodillos.

En este caso, la carga que se aplica sobre cada rodillo es la mitad de la carga total, por lo que el esfuerzo normal promedio que se observa es igual al antes calculado como se muestra a continuación.

$$17167.5 [N] = F1 + F2$$

$$F1 = F2 \quad \therefore \quad F1 = \frac{17167.5 [N]}{2} = 8583.75 [N]$$

La huella de contacto mantiene el ancho constante pero la longitud es de la mitad.

$$A_{\text{contacto}F1} = (275 [mm]) \left(\frac{55 [mm]}{2} \right) = 7562.5 [mm^2]$$

$$\sigma_m = \frac{F}{A} = \frac{8583.75 [N]}{7562.5 [mm^2]} = 1.135 \frac{[N]}{[mm^2]} = 1.135 [MPa]$$

Para el caso del tercer escenario de carga, el esfuerzo normal promedio encontrado en los rodillos será similar a los casos anteriores ya que conforme se aplica un par de detención al rodillo delantero, el neumático tiende a transferir mayor carga sobre este rodillo y retirarla sobre el rodillo posterior, sin embargo el comportamiento del neumático hace que conforme se aumenta la carga sobre el mismo, el área de contacto (debido a la deformación del neumático) también aumenta lo que ocasiona que los esfuerzos normales se mantengan en promedio constantes. Adicionalmente el factor de seguridad seleccionado contempla estas idealizaciones a fin de obtener un diseño adecuado y seguro.

Potencia y velocidad de diseño.

Partiendo de la información encontrada en la norma, la potencia mínima que el freno debe absorber es de 19 kw a 22 km/h para el caso de la NOM-047-SEMARNAT 1999, mientras para la norma BAR 97 es de 18.6 kw a 22.5 km/h.

El diámetro de los rodillos elegidos permite, según información ofrecida por un fabricante de dinamómetros⁸, transmitir a la unidad de absorción de potencia un máximo de 223 kw a 193 km/h antes de presentar deslizamiento entre los rodillos y los neumáticos.

A partir de estos datos, se establece como potencia y velocidad máxima de operación la que permiten los rodillos de forma segura, esto es 223 kw a 193 km/h. La elección se hace debido a que de esta forma el diseño del dinamómetro permite realizar, además de las pruebas estandarizadas de emisiones, una variedad adicional de pruebas en las que se requiere de un dinamómetro.

⁸Land& Sea, DinomiteDynamometer.

Conociendo la velocidad de operación y potencia máxima de diseño se calculan los valores de velocidad angular y par que son necesarios para la selección de los componentes del dinamómetro.

Velocidad angular:

$$193 \frac{Km}{h} = 193 \frac{Km}{h} \left(\frac{1000 m}{1 Km} \right) \left(\frac{1 h}{3600 s} \right) = 53.611 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\text{Para el caso del rodillo} \quad V_{rod} = (r)(\omega) \quad (4.6)$$

Despejando (ω) y sustituyendo los valores conocidos

$$\omega = \frac{V_{rod}}{r} = \frac{53.611 \frac{m}{s}}{0.10985 m} = 488.03 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Pasándolo a revoluciones por minuto (rpm):

$$488.03 \frac{rad}{s} = 488.03 \frac{rad}{s} \left(\frac{60 s}{1 min} \right) \left(\frac{1 rev}{2\pi rad} \right) = 4660 \left[\frac{1}{min} \right]$$

A partir de la potencia máxima (P) y la velocidad angular de los rodillos (ω) se procede a calcular el par máximo (T) empleando la expresión (2.3):

$$P = T * \omega$$

$$\text{Donde} \quad \omega = 488.03 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$\text{Despejando el par} \quad T = \frac{P}{\omega} = \frac{223000 w}{487.99 \frac{rad}{s}} = 456.93 \frac{kg m^2}{s^2} = 456.93 [Nm]$$

Con los datos de velocidad y potencia máxima se calculó que la velocidad angular máxima es de 4660 rpm y el par máximo de 457 Nm.

Rodillos

Los rodillos constituyen una de las piezas fundamentales del dinamómetro, sobre estos descansa el peso de vehículo y se encargan de transmitir la potencia aplicada de las ruedas del vehículo a la unidad de absorción de potencias así como al chasis del dinamómetro y demás componentes involucrados.

Para el diseño de los rodillos se considera que la rueda aplica una presión uniforme en el área de contacto con el rodillo, la presión de contacto que se

empleará para el diseño de los rodillos se obtiene a partir de considerar la carga máxima que se va a aplicar y multiplicarla por el factor de seguridad elegido, esto es:

$$Carga\ real = 17167.5\ [N] \qquad Factor\ de\ seguridad\ N_{ductil} = 3$$

$$Carga\ de\ diseño = (Carga\ real)(N_{ductil}) \qquad (4.7)$$

$$Carga\ de\ diseño = (17167.5\ N)(3) = 51502.5\ [N]$$

∴ Esfuerzo normal promedio de diseño

$$\sigma_m\ diseño = \frac{F}{A} = \frac{51502.5\ N}{15125\ mm^2} = 3.4\ [Mpa]$$

Debido a las capacidades de manufactura que se tiene y la complejidad del proceso de producción de tubo a partir de productos de acero plano se prefiere localizar tubería de las dimensiones requeridas para la construcción de los rodillos. Consultado el catálogo de productos de fabricantes nacionales de tubería de acero⁹, encontramos que para las dimensiones requeridas (21.975 [cm] de diámetro exterior) se fabrica tubo de acero con costura longitudinal, en espesores mínimos de 6.35 mm. Esta tubería es fabricada bajo la norma ASTM-A53- Tipo E grado B la cual especifica las características de composición química, propiedades mecánicas y tolerancias de fabricación que debe tener.

La composición química y propiedades mecánicas del acero empleado se muestra la tabla 4.1

Acero ASTM A53 Tipo E grado B		
Composición química.		
Carbono (C)	0.30 %	
Manganeso (Mn)	1.2 %	
Fosforo (P)	0.05 % Max	
Azufre (S)	0.05 % Max	
Niquel (Ni)	0.4 % Max	
Cromo (Cr)	0.4 % Max	
Propiedades mecánicas		
Propiedad	Grado A	Grado B
Limite de fluencia Min.	205 MPa	240 Mpa
Resistencia a la tracción Min.	330 Mpa	415 Mpa
Porcentaje de elongación	20%	
Densidad promedio	7850 Kg/m ³	

Tabla 4.1 Propiedades físicas y químicas del acero ASTM A53

⁹TenarisTamsa, Tubería Laguna, Tuberías visa y Tumatsa.

El material elegido para la construcción de los rodillos es tubo de acero con costura con espesor de pared de 6.35 [mm] fabricado bajo la norma ASTM A53 tipo E grado B.

Ejes

Los ejes vinculan los rodillos al resto del dinamómetro, permiten transmitir las sollicitaciones del rodillo a los rodamientos así como a la unidad de absorción de potencia y el resto del dinamómetro.

Las principales sollicitaciones a las que están sometidos los ejes son a momentos flexionantes y a momentos torsionantes, siendo los momentos flexionantes de magnitud superior que los momentos torsionantes, por lo que la elección de un material con un modulo de elasticidad elevado es recomendable.

El método de fabricación de los rodillos, exige que los ejes sean soldados a los rodillos por lo que la elección de un material con bajo contenido de carbón es recomendable a fin de evitar la necesidad de un posterior tratamiento térmico a todo el rodillo, lo cual resulta costoso e incluso inviable por las dimensiones de los rodillo y los costos asociados.

De lo anterior se llego a la conclusión que el material a emplear, para la construcción de los ejes, es el acero SAE 1018 ya que posee un modulo de elasticidad similar al resto de los aceros, pero presenta la ventaja de bajo contenido de carbono (lo que facilita el proceso de fabricación) y un bajo costo.

Las propiedades del material elegido para los ejes se muestran en la tabla 4.2

Acero SAE 1018	
Propiedades químicas	
Carbono (C)	0.15 - 0.20 %
Manganeso (Mn)	0.6 – 0.9 %
Fosforo (P)	0.04 % Max
Azufre (S)	0.05 % Max
Propiedades mecánicas	
Resistencia a la traccion	380 - 440 MPa
Esfuerzo de fluencia	240 - 310 MPa
Dureza Brinell	126

Tabla 4.2 Propiedades físicas y químicas del acero SAE 1018

Conociendo el material a emplear se comenzó por realizar una primera selección del diámetro del eje (d) que se debe emplear, para lo cual se usó la expresión (4.8)¹⁰:

$$d = \left(\frac{32MN}{\pi Se} \right)^{1/3} \quad (4.8)$$

Donde:

M momento flexionante en la sección crítica.

N Factor de seguridad.

Se límite de fatiga.

El límite de resistencia a la fatiga fue ajustado a partir de datos estadísticos a fin de conseguir una mejor aproximación, esto se logró mediante la expresión (4.9)¹¹:

$$Se = (C_{carga}) (C_{tamaño}) (C_{superficie}) (C_{temp}) (C_{confiabilidad}) (Se') \quad (4.9)$$

donde para el caso particular del eje a diseñar,

$$Se' \approx 0.5 S_{ut} = 0.5 (440 \text{ MPa}) = 220 [\text{MPa}]$$

$$C_{carga} = 1 \quad C_{tamaño} = 0.6$$

$$C_{superficie} = 0.8 \quad C_{temp} = 1 \quad C_{confiabilidad} = 1$$

$$Se = (1)(0.6)(0.8)(1)(1)(220 \text{ MPa}) = 105.6 [\text{MPa}]$$

El momento flexionante se calculó en la condición crítica de diseño, esta se presenta cuando el vehículo se encuentra apoyado en la parte extrema del rodillo (figura 4.6) pues en esta condición toda la carga se transmite al chasis casi en su totalidad a través de uno sólo de los apoyos.

¹⁰Joshep E. Shigley, "Diseño en ingeniería mecánica" Ed. McGraw Hill, 1985

¹¹Robert L. Norton, "Diseño de máquinas" Ed. Prentice Hall-Pearson

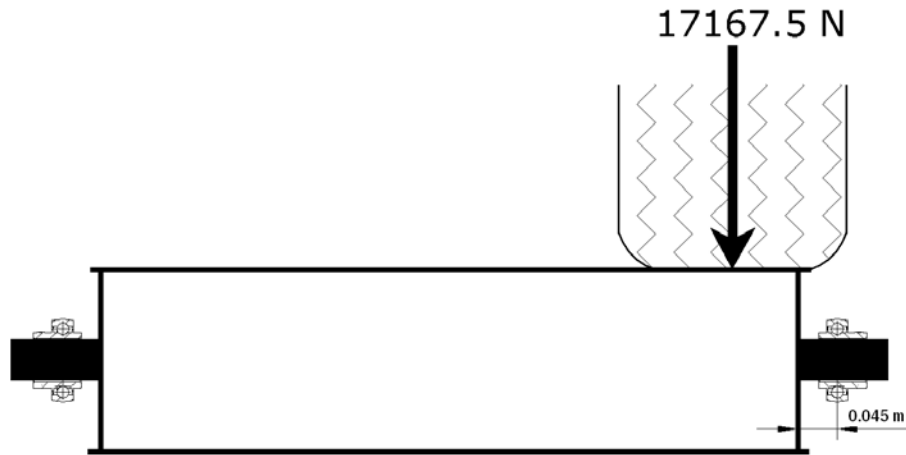


Figura 15 Condición crítica de diseño para el cálculo de momentos flexionantes en los ejes.

Calculando el momento flexionante obtenemos:

$$M = F d \quad (4.10)$$

Donde:

F Fuerza aplicada.

d Distancia entre el apoyo del balero y el rodillo del dinamómetro.

$$M = (17167.5 \text{ N})(0.045 \text{ m}) = 771.75 \text{ [Nm]}$$

Conociendo el momento flexionante y el límite de resistencia a la fatiga del material, se sustituyen los datos en la ecuación (4.8) para el cálculo de la sección de los ejes.

$$d = \left(\frac{32(771.75 \text{ Nm})(2)}{\pi (105.6e6 \text{ Pa})} \right)^{1/3} = 0.053 \text{ [m]} = 53 \text{ [mm]}$$

Con base en este resultado, la sección a emplear para la construcción de los ejes del dinamómetro debe ser de 53 [mm] a fin de garantizar un rendimiento satisfactorio.

Realizando una revisión de los rodamientos comerciales, estos se fabrican para flechas de 55 [mm] y 55.56 [mm], siendo los de 55.56 [mm] 58% más económicos por lo que la elección del diámetro del eje a emplear será de 55.56 [mm].

Con la información obtenida para las cargas de diseño, propiedades del material a emplear y dimensiones establecidas, introducimos los datos al software de diseño

y de análisis por elementos finitos¹² a fin de comprobar si el material y la sección de la cual será construido el rodillo y el eje resultan adecuados.

El análisis por elementos finitos se realizó para dos condiciones críticas, la primera cuando el vehículo se apoya en la sección intermedia del rodillo (figura 4.7 A) y un segundo análisis cuando el vehículo se apoya en el extremo del rodillo (figura 4.7 B). En ambos casos la simulación se realizó aplicando un momento de torsión sobre el eje de 560 [Nm] (capacidad máxima de la unidad de absorción de potencia elegida) y una presión uniforme de 3.4 MPa sobre un área de contacto equivalente a la que el neumático apoya sobre el rodillo.



Figura 16 Condiciones críticas bajo las que se realizó el análisis por elementos finitos.

Después de realizado el análisis por elementos finitos se encontró que para la primer condición crítica de carga (figura 4.7 A) los esfuerzos máximos de Von Mises que se presentan son de 218.9 MPa en la zona central del rodillo mientras que en el eje los esfuerzos máximos encontrados son de 75.4 MPa (figura 4.8).

¹² Autodesk Inventor Professional 2012 version estudiantil, disponible en <http://students.autodesk.com>.

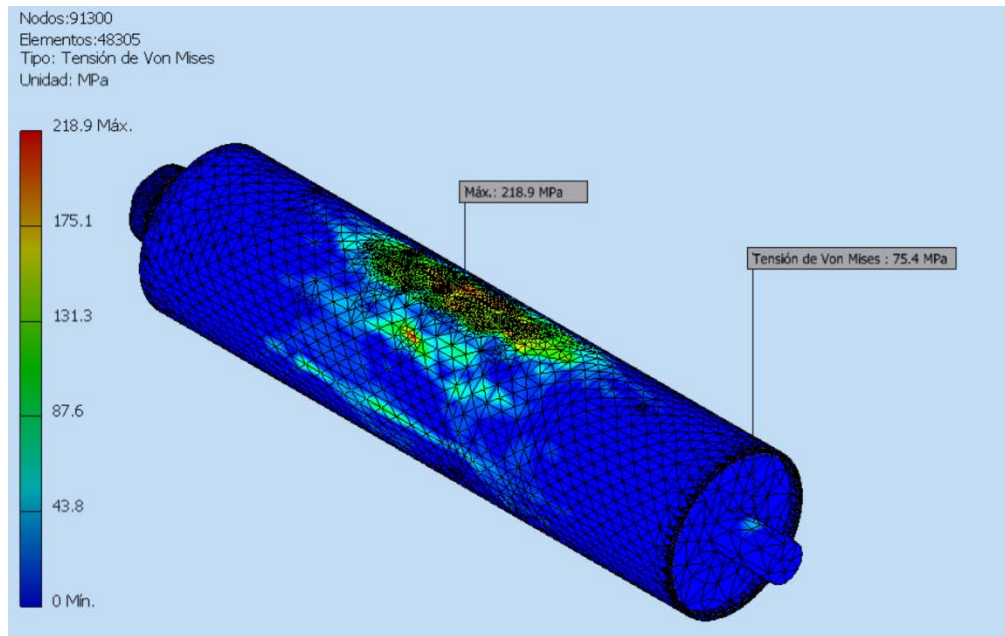


Figura 17 Grafico que muestra la distribución de esfuerzo de Von Mises para la primer condición crítica de carga

En el análisis por elementos finitos para la segunda condición crítica de carga (figura 4.7 B) se observa un esfuerzo de Von Mises puntual máximo de 213.4 MPa en la región donde el rodillo esta unido al eje mediante la tapa, en el resto del rodillo el esfuerzo máximo encontrado es de 201 MPa. En el eje los esfuerzos de Von Mises máximos encontrados son de 105.8 MPa (figura 4.9)

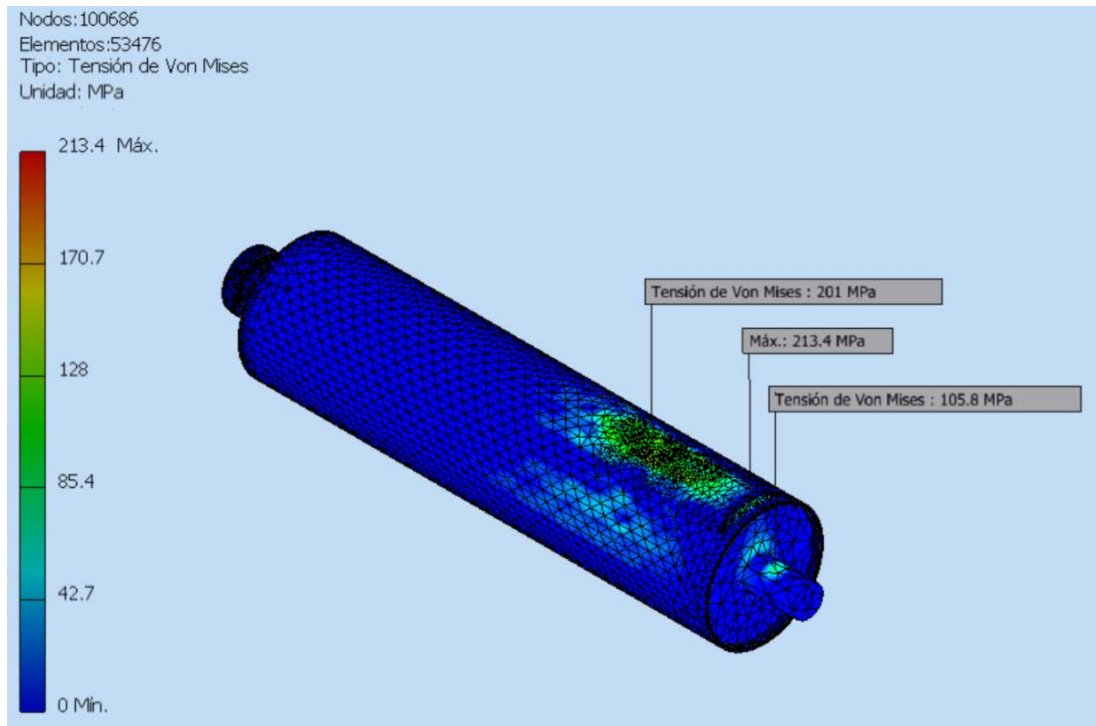


Figura 4.9 Grafico que muestra la distribución de esfuerzo de Von Mises para la segunda condición crítica de carga

A partir de los resultados anteriores se observa que los esfuerzos de Von Mises máximos encontrados para las condiciones críticas de carga son de 218.9 MPa para el rodillo y 105.8 MPa para el eje.

Los rodillos son construidos de acero ASTM A53 Tipo E grado B que tiene un esfuerzo de fluencia mínimo de 240 MPa, mientras que los ejes son construidos de acero SAE 1018 cuyo límite de cedencia es de 240 MPa. Por lo anterior, se concluye que debido a que los esfuerzos de Von Mises encontrados en el análisis por elementos finitos, se encuentran por debajo del límite de cedencia de los materiales empleados los rodillos y ejes en las secciones calculadas, resistirán adecuadamente las sollicitaciones para las que son diseñados.

Rodamientos

El tipo de rodamiento elegido debe contar con un método de fijación que permita sujetarlo al chasis de forma simple a fin de facilitar el recambio del mismo y las operaciones de mantenimiento requeridas, es recomendable que cuente con un mecanismo que permita minimizar los efectos adversos, debidos a problemas de alineación o condiciones de nivelación del equipo deficientes. Adicionalmente esto ofrece la ventaja de minimizar y mantener constantes las perdidas parasitas del dinamómetro. Es deseable que se use un solo tipo de rodamiento a fin de simplificar y reducir costos de mantenimiento. Por lo anterior se opto por el uso de

rodamientos de tipo chumacera con rodamiento autoalineante, los cuales deben ser de chumacera de pie para los rodamientos empleados en la unidad de absorción de potencia y chumacera de pared para los rodamientos empleados para soportar los rodillos.

Partiendo de las consideraciones antes señaladas, las cargas estáticas y dinámicas que debe soportar el rodamiento, la velocidad de operación, el diámetro de los ejes, el tipo de lubricante a emplear y las condiciones de servicio para las cuales se emplearán los rodamientos se obtiene que los más adecuados¹³ son el de la marca SKF modelo SY2.3/16TF para las chumaceras de pie y el FY2.3/16TF para las chumaceras de pared (figura 4.10), ambos rodamientos son del tipo chumacera con rodamiento autoalineante y emplean el mismo balero, lo cual brinda la posibilidad de que una vez concluida la vida útil del rodamiento este puede ser reemplazado sin necesidad de cambiar toda la chumacera disminuyendo así los costos de operación del dinamómetro.

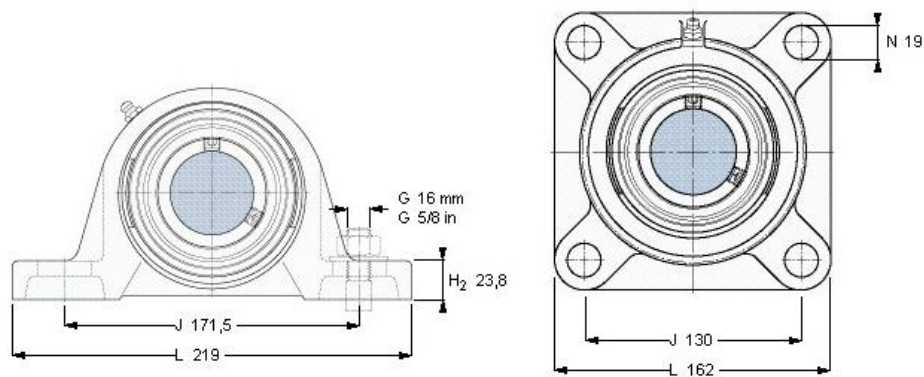


Figura 4.10 Dimensiones generales del los rodamientos seleccionados.

Chasis

El chasis es la estructura encargada de soportar todos los componentes del dinamómetro. A éste se transmiten todas las solicitaciones aplicadas al dinamómetro (peso del vehículo, peso de los componentes del dinamómetro, vibraciones, etc.) por lo que debe ser una estructura suficientemente resistente para soportar estas solicitaciones sin presentar deformaciones.

Debe contar con las dimensiones necesarias para comportar los elementos del dinamómetro y permitir la operación y mantenimiento de forma sencilla. Es deseable que la estructura tenga un tamaño y peso reducido que permita su

¹³ Selección realizada con la herramienta de asistencia disponible en el sitio del fabricante.

traslado y puesta en operación incluso en espacios reducidos. Debe tener la posibilidad de ser instalado sobre el piso sin que esto impida la operación del dinamómetro o se vea comprometida.

Con el fin de obtener una estructura que resista adecuadamente las solicitaciones, de bajo peso y de dimensiones reducidas, el chasis del dinamómetro se eligió que sea construido de placa de acero SAE 1018 que será conformada para dar la forma y resistencia necesaria.

El diseño se hace empleando placa de 4.76 [mm] de espesor (0.1875 plg.), la cual se corta y dobla para obtener las piezas de forma y dimensión requeridas de acuerdo al diseño (figura 4.11 y planos correspondientes localizados en la sección de anexos.

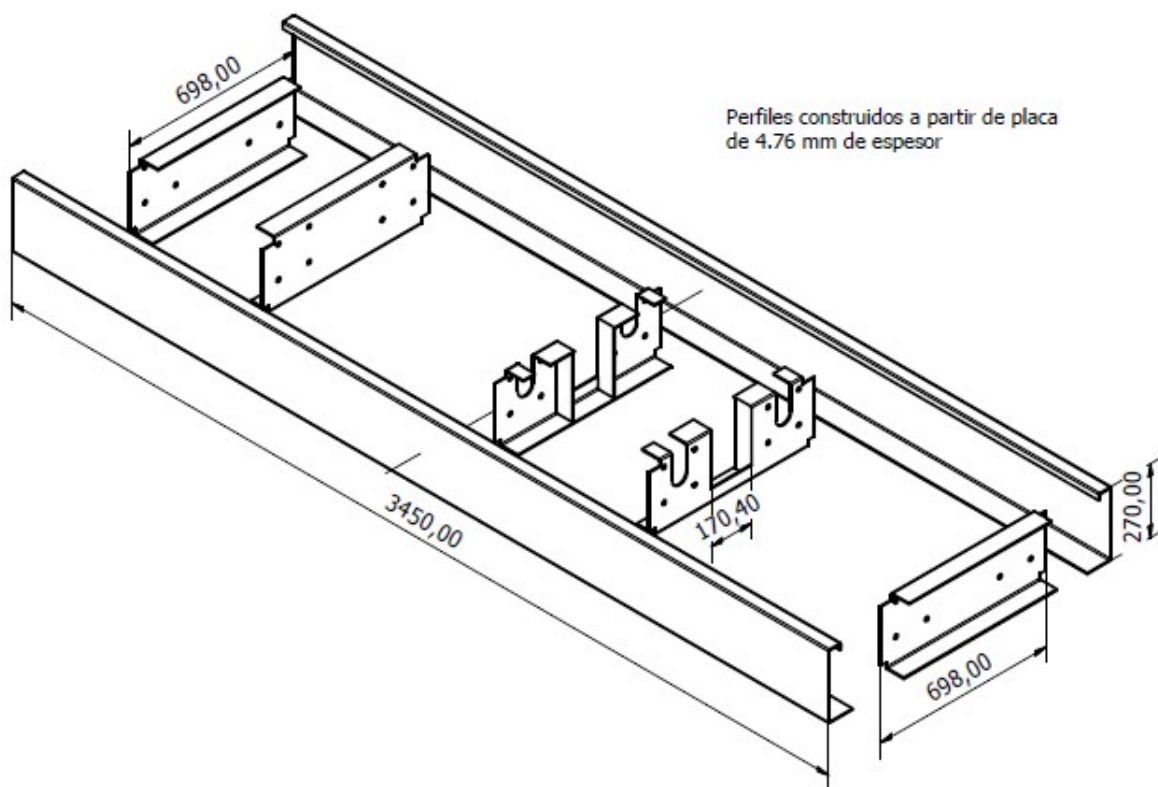


Figura 4.11 Vista de conjunto de las piezas que conforman el chasis del dinamómetro.

Las piezas cortadas y dobladas, son ensambladas (figura 4.12) de acuerdo a los planos constructivos encontrados en la sección de anexos.

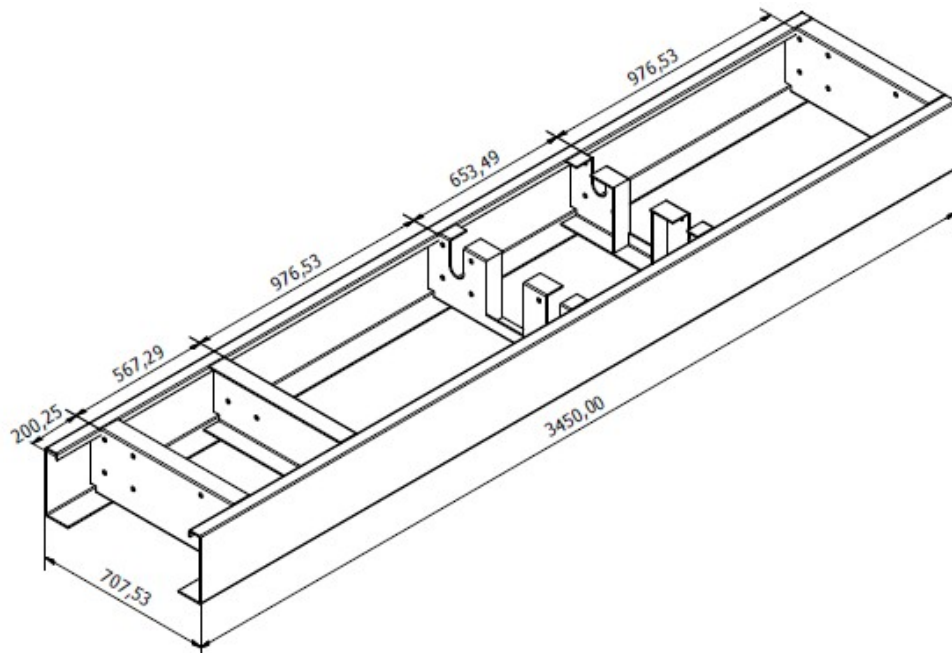


Figura 4.12 Vista de conjunto del chasis del dinamómetro ensamblado

Para verificar que el material y diseño del chasis son adecuados, se empleó el análisis por elementos finitos. Se evaluaron las condiciones de carga crítica, las cuales se dan cuando el vehículo se apoya en el extremo de un solo rodillo (figura 4.13 a) y cuando el vehículo se apoya en ambos rodillos (figura 4.13 b), para ambos casos se aplicó una carga de diseño de 51502.5 [N] (que contempla el factor de seguridad empleado) directamente sobre el cuerpo de la chumacera para evitar introducir los rodillos en el análisis y disminuir el tiempo de cálculo, con este mismo propósito se simuló sólo la mitad del modelo considerando que las cargas y geometrías encontradas son simétricas. Las restricciones impuestas al modelo durante el análisis, son de tipo fijo y se aplicaron en las regiones donde el chasis apoyaría con el piso.

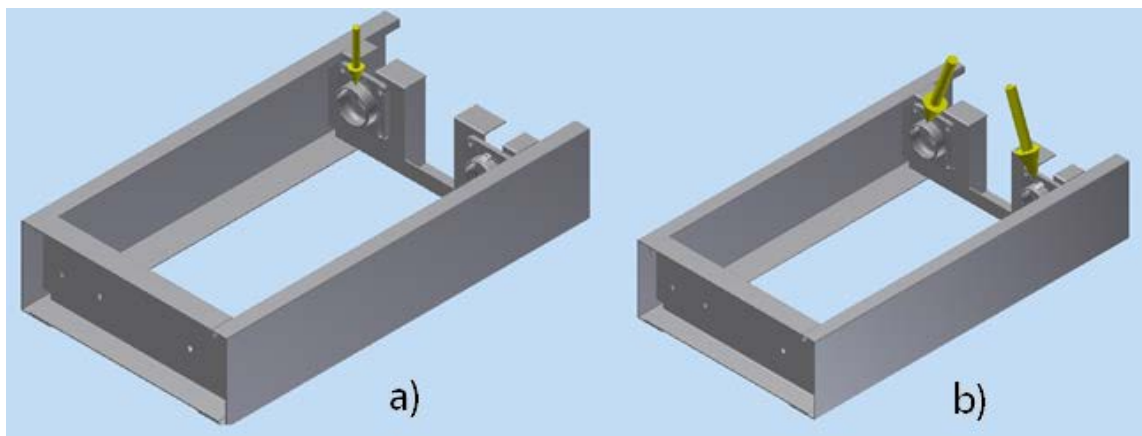


Figura 4.13 Modos de carga críticos para el diseño del chasis

Al realizar el análisis por elementos finitos, encontramos que para el primer modo de carga crítica (figura 4.13 a) los esfuerzos de Von Mises máximos encontrados son de 160.3 MPa (figura 4.14).

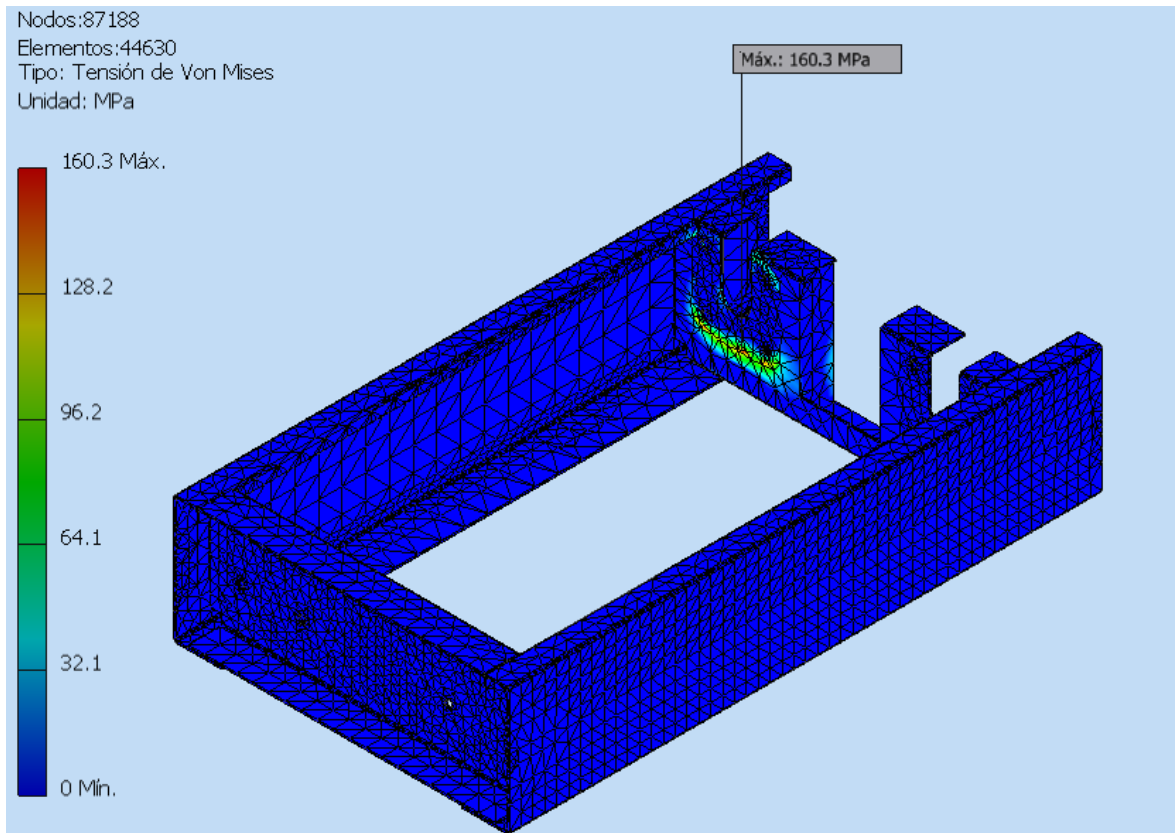


Figura 4.14 Distribución de esfuerzos de Von Mises para el primer modo de carga crítico

Para el segundo modo de carga crítica (figura 4.13 b) los esfuerzos de Von Mises máximos que se encontraron fueron de 205.6 MPa en la región superior de la placa que soporta la chumacera y en el resto de las regiones los esfuerzos encontrados son inferiores a los 100 MPa (figura 4.15).

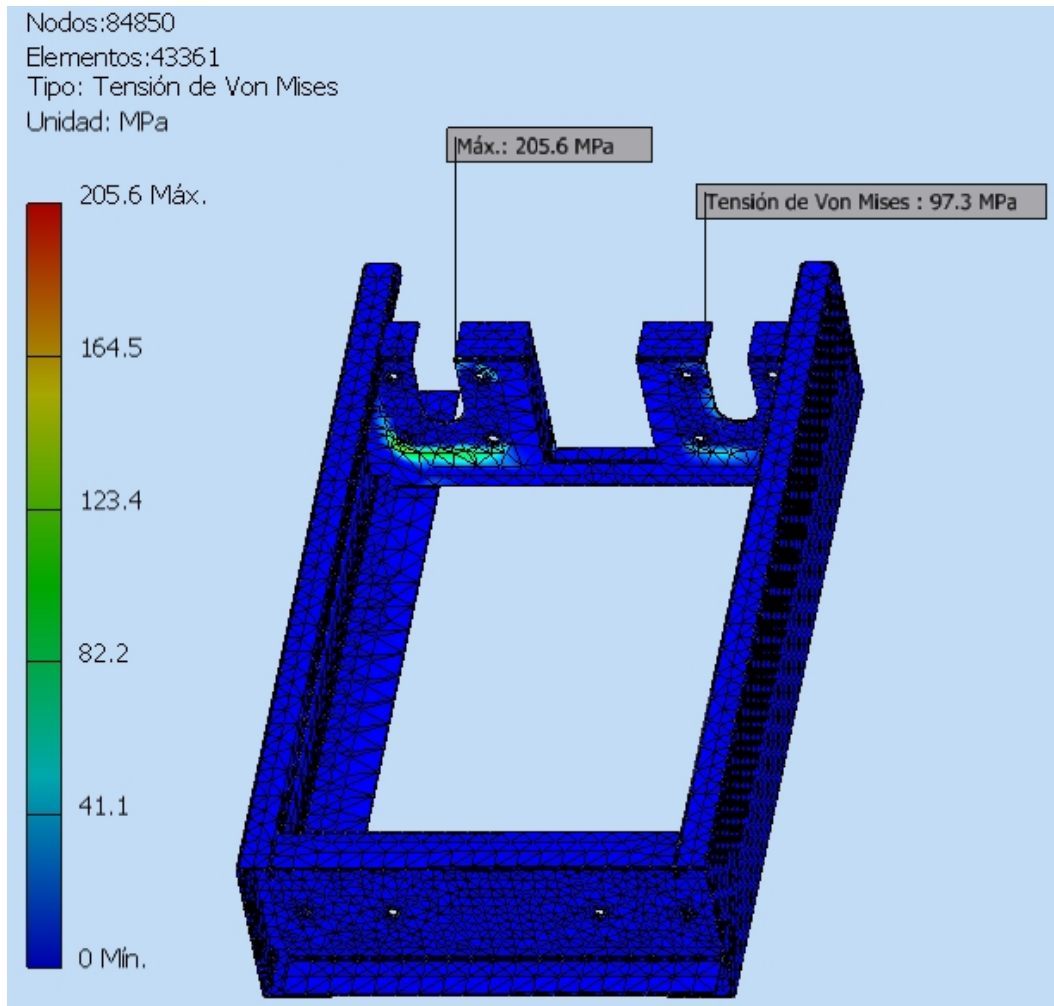


Figura 4.15 Distribución de esfuerzos de Von Mises para el segundo modo de carga crítico

El esfuerzo de Von Mises máximo, encontrado en los análisis realizados, fue de 205.6 MPa, que es inferior al esfuerzo de cedencia para el acero SAE 1018 (esfuerzo de cedencia mínimo de 240 MPa) por lo que podemos concluir que, para los modos de carga elegidos, la sección y material del cual está construido el chasis del dinamómetro, soporta satisfactoriamente las sollicitaciones para las cuales se ha diseñado.

Inercia base y unidad de volantes de inercia

Para cumplir con la normatividad vigente, el dinamómetro debe tener una inercia equivalente (también señalada en la normatividad como inercia total rotativa) comprendida entre 272.15 [kg] y 907.18 [Kg] según la norma NOM-047-SEMARNAT-1999 y de 907.18 [kg], según la norma BAR 97, adicionalmente debe estar equipado con un sistema que le permita variar la inercia equivalente entre 907.18 kg y 2721 kg con escalonamientos máximos de 228 [kg] a fin de permitir simular adecuadamente la inercia de los vehículos a probar.

Por lo anterior, se eligió que el dinamómetro tenga una inercia equivalente de 907.18 [kg] y se equipe con un sistema de simulación de inercia que, mediante la adición de volantes de inercia, cumpla con lo establecido en la normatividad.

Para calcular la inercia equivalente del dinamómetro, se calculó el segundo momento de masa de cada uno de los componentes rotativos del dinamómetro y con esto se obtuvo el segundo momento de masa del conjunto de piezas del dinamómetro.

La contribución de cada elemento rotativo del dinamómetro al segundo momento de masa total, depende de la masa del mismo y la geometría, para el cálculo del segundo momento de masa de los elementos se emplean las expresiones (4.11) y (4.12).

$$\text{Para cilindros solidos} \quad I = \frac{1}{2}(m)(R^2) \quad (4.11)$$

$$\text{Para cilindros Huecos} \quad I = \frac{1}{2}(m)(R_{ext}^2 + R_{int}^2) \quad (4.12)$$

Donde:

I Segundo momento de masa

m masa de la pieza

R Radio

Se comenzó calculando la masa de los elementos por separado, iniciando por los cilindros que conforman los rodillos para lo cual empleamos la expresión (4.13)

$$m_{rod} = (V_{rod})(\rho) \quad (4.13)$$

Donde:

m_{rod} masa rodillo

V_{rod} volumen del rodillo

L Longitud del rodillo

ρ Densidad del material

Calculo el volumen,

$$V_{rod} = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)(L) = \pi(0.1098^2 - 0.103^2)(0.87) = 0.0037 \text{ [m}^3\text{]}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.13) se obtiene:

$$m_{rod} = (V_{rod})(\rho) = (0.0037 \text{ m}^3) \left(7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) = 29.045 \text{ [kg]}$$

Se sustituye en la ecuación (4.12) por tratarse de cilindros huecos:

$$I_{cil} = \frac{1}{2}(m)(R_{ext}^2 + R_{int}^2) = \frac{1}{2}(29.045 \text{ kg})(0.1098^2 + 0.103^2) = 0.33 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

De forma análoga, para el eje del rodillo se tiene que:

$$V_{ejerod} = \pi(r^2)(L) = \pi(0.02778^2)(1.140) = 0.0027 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{ejerod} = (V_{ejerod})(\rho) = (0.0025 \text{ m}^3) \left(7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) = 21.6 \text{ [kg]}$$

$$I_{eje} = \frac{1}{2}(m)(R^2) = \frac{1}{2}(21.6 \text{ kg})(0.02778^2) = 0.00837 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

Y para el caso de las tapas que vinculan el rodillo y el eje tenemos:

$$V_{tapa} = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)(L) = \pi(0.103^2 - 0.02778^2)(0.000635) = 0.00098 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{tapa} = (V_{tapa})(\rho) = (0.00098 \text{ m}^3) \left(7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) = 1.556 \text{ [kg]}$$

$$I_{tapa} = \frac{1}{2}(m)(R_{ext}^2 + R_{int}^2) = \frac{1}{2}(1.556 \text{ kg})(0.1098^2 + 0.103^2) = 0.00894 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

Por lo anterior cada rodillo del dinamómetro tendría un segundo momento de masa de:

$$I_{rodillo} = (1)I_{cil} + (1)I_{eje} + (2)I_{tapa}$$

Sustituyendo:

$$I_{rodillo} = 0.33 + 0.0079 + 2(0.00837) = 0.357 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

Con este procedimiento se calculó el segundo momento de masa de los demás elementos rotativos con los que cuenta el dinamómetro (figura 4.16). Los resultados se muestran en la tabla 4.3.

Parte	Elemento (cantidad)	Segundo momento de masa [kg m ²]	Segundo momento de masa total [Kg m ²]
1	-Disco captador (2)	0.002831	0.00566
2	-Rodillo completo (4)	0.357	1.4283
3	-Coples (10)	0.00469	0.0469
4	-Eje unión (2)	0.003594	0.007189
5	-Catarina (3)	0.024	0.0735
6	-PAU AC5055 (1)	0.52	0.59
7	-Flecha izq. PAU (1)	0.001119	0.001119
8	Flecha der. PAU (1)	0.002937	0.002937
9	Volante 1		
10	Volante 2		
11	Volante 3		
Total			2.15565

Tabla 4.3 Momento de inercia de las partes que componen el dinamómetro

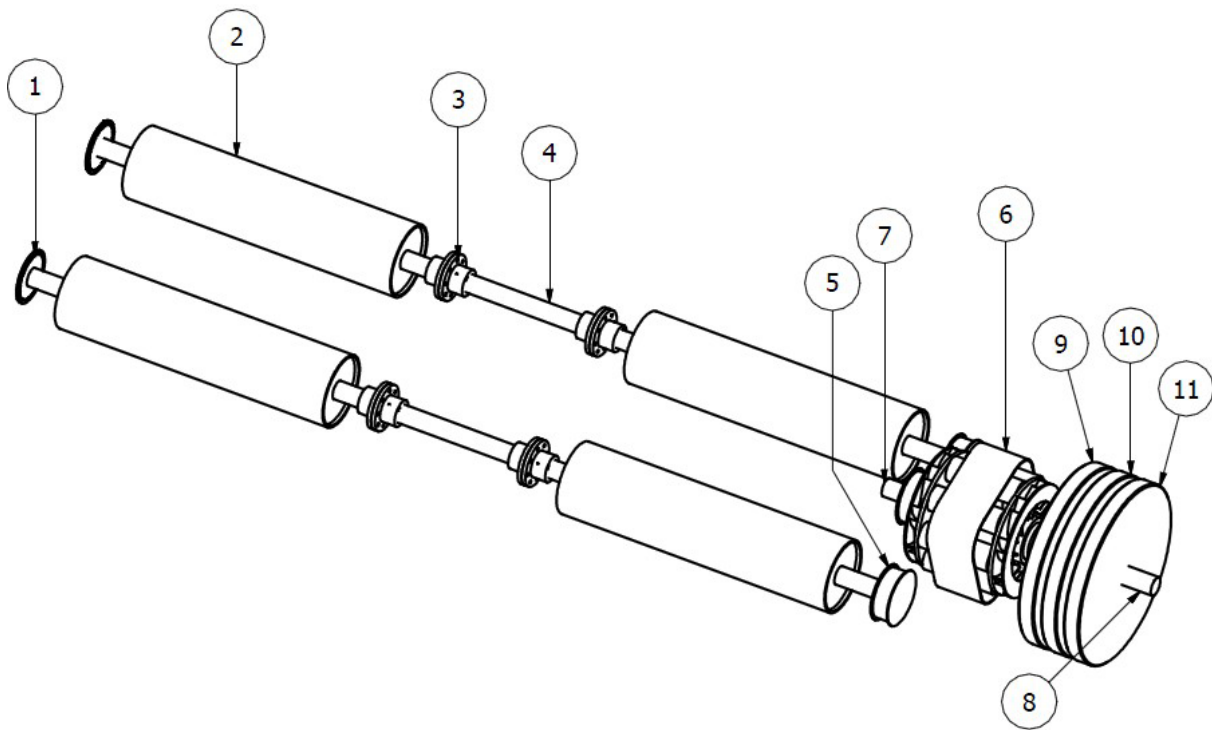


Figura 4.16 Componentes rotativos que conforman el dinamómetro de chasis

Con el segundo momento de masa total del dinamómetro, se hace necesario convertirlo a unidades de inercia equivalente que señala la normatividad, a través de la expresión (4.14)¹⁴:

$$Wi = 47.4798 \frac{I_q (\omega_1 - \omega_2) \omega}{(V_1^2 - V_2^2)} * 2.21 \quad (4.14)$$

Donde:

Wi Inercia equivalente en [kg]

I_q Segundo momento de masa [kg m²]

ω_1 Velocidad angular [rad/s] asociada a velocidad lineal V_1

ω_2 Velocidad angular [rad/s] asociada a velocidad lineal V_2

ω Velocidad angular asociada a una velocidad lineal $V=79.61$ [km/h]

$v_1 v_2$ Velocidad lineal en [ft/s]

Conociendo la inercia equivalente que debe tener el dinamómetro (907.18 [kg]) despejamos la ecuación anterior dejando el segundo momento de masa como la incógnita.

$$I_q = \frac{Wi * (V_1^2 - V_2^2)}{47.4798 * 2.21 * (\omega_1 - \omega_2) \omega} \quad (4.15)$$

Se elige $V_1 = 87.137$ [km/h] (79.411 ft/s) = 24.204 [m/s]

$V_2 = 72.098$ [km/h] (65.706 ft/s) = 20.027 [m/s]

Para calcular la velocidad angular asociada se emplea la expresión (4.16), despejando (ω) se obtiene:

$$\omega_1 = \frac{V_{rod}}{r} = \frac{24.208 \frac{m}{s}}{0.10985 m} = 220.33 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

De forma similar se calculan las otras velocidades angulares obteniendo:

$\omega_2 = 182.305$ [rad/s] $\omega = 201.31$ [rad/s]

¹⁴ García Puertos Fernando, "Caracterización de las masas inerciales de un dinamómetro de chasis"

Se sustituyen los valores en la ecuación (4.15):

$$I_q = \frac{907.18 * (79.411^2 - 65.706^2)}{47.4798 * 2.21 * (220.33 - 182.305)201.31} = 2.2462 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

La diferencia entre el segundo momento de masa total del dinamómetro (I_{tdino}) y el calculado es (I_{norma}):

$$I_{norma} - I_{tdino} = 2.2462 - 2.15565 = 0.09058 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

Por lo tanto es necesario añadir al dinamómetro un disco con un segundo momento de masa de $0.09058 \text{ [kg m}^2\text{]}$ para conseguir que el dinamómetro tenga la inercia equivalente requerida.

Para la construcción del disco se opta por el uso de placa de acero SAE 1018 con espesor de 19 [mm] (0.750 plg.), se debe construir según las dimensiones mostradas (figura 4.17). Este disco se acopla en el eje posterior de la unidad de absorción de potencia (PAU) y se vincula al eje mediante una cuña de 9.5 [mm] .

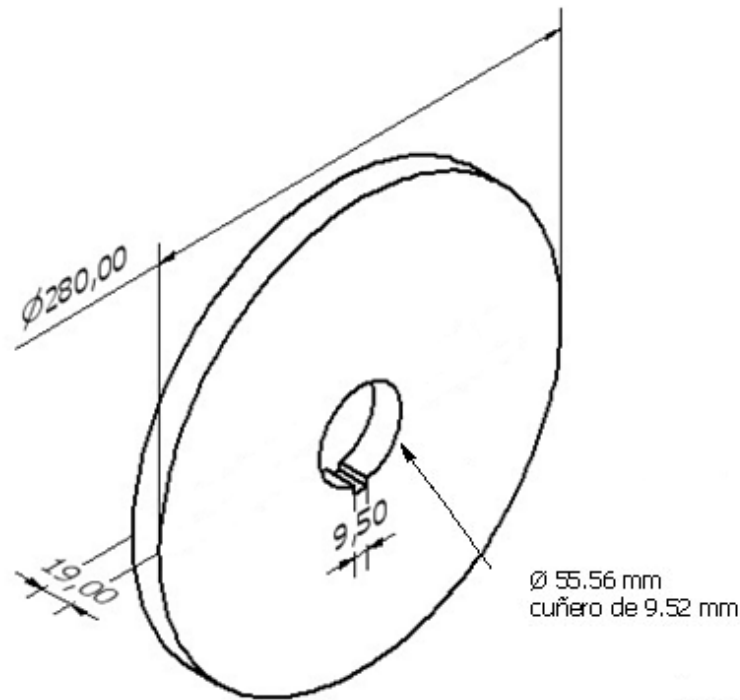


Figura 4.17 Dimensiones generales del disco requerido para ajustar la inercia base del dinamómetro

Unidad de volantes de inercia.

Para permitir el ajuste de la inercia equivalente del dinamómetro este se equipara con un juego de volantes de inercia los cuales se instalaran y desinstalaran para conseguir la inercia equivalente deseada.

El juego de volantes debe permitir ajustar la inercia entre 907.18 [kg] y 2721 [kg] en múltiplos de 228 [kg] como máximo. Por lo anterior se observa que los volantes en su conjunto deberán tener una inercia equivalente de:

$$2721[kg] - 907.18 [kg] = 1813.82 [kg]$$

En base a los incrementos permitidos y considerando la inercia equivalente máxima que deberá simularse con los volantes, se opta por realizar los volantes de inercia en múltiplos de 226.7 [kg].

Empleando la ecuación (4.15) se calcula el segundo momento de masa equivalente a una inercia de 226.7 [kg]:

$$I_q = \frac{226.7 * (79.411^2 - 65.706^2)}{47.4798 * 2.21 * (220.33 - 182.305)201.31} = 0.5613 [kg \text{ m}^2]$$

A partir de esto se dimensionan los volantes necesarios, los cuales se deben diseñar con un segundo momento de masa que sea múltiplo de 0.5613 [kg m²] y cuyas combinaciones abarquen el rango de inercia equivalente solicitado por la norma. Para la construcción de los volantes de inercia se emplea placa de acero SAE 1018 de 19 [mm] de espesor, se fabrican en las dimensiones señaladas en la figura 4.18. En total se requieren 4 discos, que se montarán en el eje posterior de la unidad de absorción de potencia (PAU) y se vinculan al eje mediante una cuña de 9.52 mm.

La inercia equivalente deseada se obtiene combinando el número y tipo de discos que se monta en el dinamómetro. Las combinaciones posibles y la inercia equivalente asociada a cada una se muestran en la tabla 4.4.

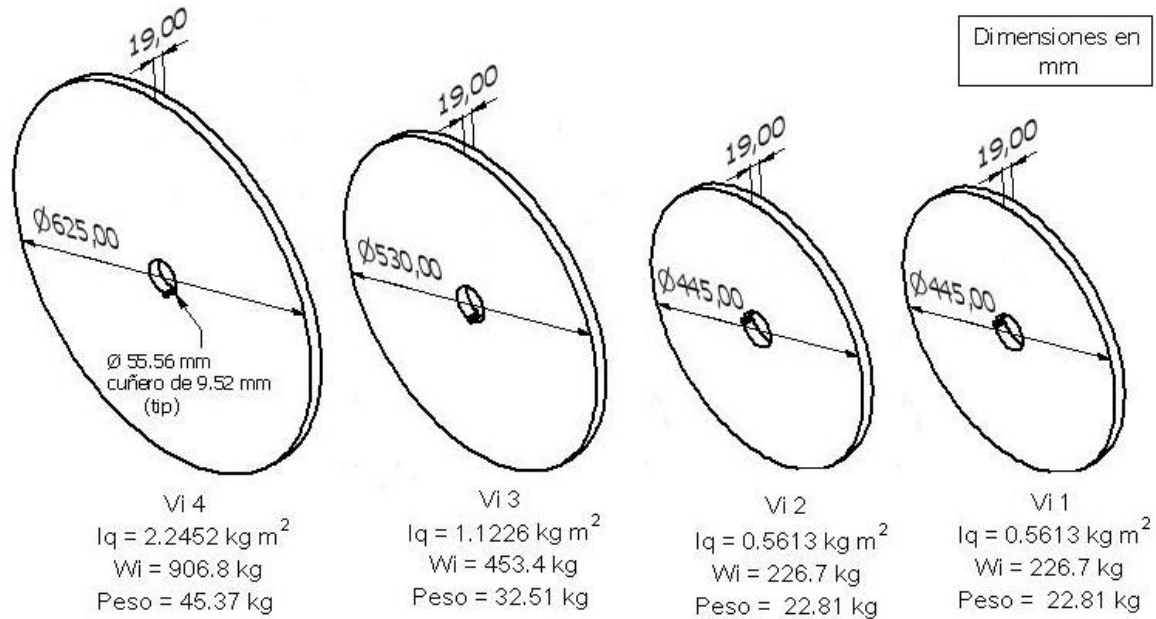


Figura 18 Dimensiones y características principales de los volantes de inercia diseñados

Volantes de inercia empleados	Inercia equivalente [kg]
----	907.18
Vi 1	1133.88
Vi 3	1360.58
Vi 1 y Vi 3	1587.28
Vi 4	1813.98
Vi 1 y Vi 4	2040.68
Vi 3 y Vi 4	2267.38
Vi 1, Vi 3 y Vi 4	2494.08
Vi 1, Vi 2, Vi 3 y Vi 4	2720.8

Tabla 4.4 Combinaciones de volantes de inercia e inercia equivalente asociada.

CAPÍTULO 5: INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL.

El sistema de instrumentación y control del dinamómetro se compone por un grupo de elementos encargados de medir, procesar y generar señales para control del dinamómetro. Este sistema se conoce como sistema de adquisición de datos (SAD) el cual se compone principalmente por los siguientes elementos:

- Grupo de sensores o transductores: estos se encargan de convertir una magnitud física en una señal (usualmente eléctrica) que podamos procesar posteriormente.
- Modulo acondicionador de señal: Este elemento es el encargado de filtrar y acondicionar la señal proveniente del transductor para que pueda ser utilizada.
- Convertidor analógico digital: Se encarga de convertir la señal analógica proveniente de los sensores, que previamente fue acondicionada, en una señal digital para ser procesada.
- Estación de análisis de datos: Esta etapa constituye la parte fundamental del sistema, su función es la de procesar los datos recabados y realizar la presentación de los datos al usuario o generar las salidas correspondientes.

En el laboratorio de control de emisiones se ha optado por el uso de sistemas de adquisición de datos mediante la integración de módulos que se encargan de realizar las funciones antes descritas. Estos módulos se dividen en 3 principalmente:

- Módulos periféricos de adecuación de señales de entrada y salida: se trata de módulos electrónicos que se encargan de manipular las señales análogas de entrada para que puedan ser usadas por la tarjeta de adquisición de datos o bien operar las señales de salida de la computadora para controlar dispositivos eléctricos como solenoides, actuadores, etc.
- Tarjeta de adquisición de datos: Se ha optado por el uso de tarjetas de adquisición de datos de la marca National Instruments las cuales permiten recabar los datos provenientes de los sensores e introducirlos a la computadora para ser procesados bajo el lenguaje de programación Lab View.
- Unidad central de procesamientos: Se emplea una computadora personal equipada con el lenguaje de programación Lab View el cual mediante programas realizados específicamente a las necesidades del laboratorio, procesa los datos recabados y genera las salidas que el programa indica (visualización en pantalla de datos, activación de solenoides o actuadores, modificación de la corriente que circula por la PAU para aumentar o disminuir la carga, etc.)

Los componentes necesarios para la instrumentación y control del dinamómetro son los siguientes.

Unidad de absorción de potencia

La unidad de absorción de potencia a emplear para el dinamómetro en cuestión será de tipo freno de corrientes parasitas o freno de corrientes de Eddy, la elección de este tipo de unidad se debe a las ventajas que presenta por encima de los otros tipos de unidades de absorción de potencia las cuales pueden resumirse en los siguientes puntos:

- Control preciso de la carga aplicada.
- Elevada velocidad de respuesta.
- Simplicidad de la infraestructura para el control de la carga a aplicar.
- Elevada vida útil por no tener elementos sujetos a desgaste significativo.

Para la selección de la unidad de absorción de potencia (freno) se comenzó evaluando la velocidad de giro y par de frenado que la norma exige como mínimo la cual es de 19 [kw] a 22 [Km/h] (6.111 m/s), empleando la expresión (4.16) y despejando (ω) se obtiene:

$$\omega = \frac{V_{rod}}{r} = \frac{6.111 \frac{m}{s}}{0.10985 m} = 55.631 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$55.631 \frac{rad}{s} = 55.631 \frac{rad}{s} \left(\frac{60 s}{1 min} \right) \left(\frac{1 rev}{2\pi rad} \right) = 531.23 \left[\frac{1}{min} \right]$$

Usando la expresión (2.3) y despejando el par de torsión (T) se obtiene:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{19000 w}{55.631 \frac{rad}{s}} = 341.53 \frac{kgm^2}{s^2} = 341.53 [Nm]$$

Por lo que se observa, el par de frenado que debe ofrecer el dinamómetro como mínimo a fin de cumplir con las exigencias de la NOM-047-SEMARNAT-1999 es de 341.53 [Nm] a 531.23 [rpm]. De forma análoga a la mostrada, se calcularon los requisitos de la norma BAR 97 a fin de garantizar que la unidad elegida permita cumplir con ambas normas. Esto es 326.94 [Nm] a 543.2 [rpm].

Un aspecto importante a considerar para la selección de la unidad de absorción de potencia es que sea capaz de aplicar la carga de camino (resistencia que encuentra un vehículo para desplazarse en condiciones normales) que indica la

normatividad, en nuestro país la norma NMX-AA-011 1993 especifica que la carga de camino que se debe aplicar mediante la PAU es la equivalente a la que tendría el vehículo probado cuando se desplaza a una velocidad de 80 [km/h]

Para el cálculo de la carga de camino se emplea la siguiente expresión¹⁵:

$$P_r = \left(C_R M_v g + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_v S_v^2 \right) S_v \quad (5.1)$$

Donde:

- P_r Carga de camino
- C_R Coeficiente de resistencia al rodamiento
- M_v Masa del vehículo
- g Aceleración gravitacional
- ρ_a Densidad del aire
- C_D Coeficiente de arrastre
- A_v Área frontal del vehículo
- S_v Velocidad del vehículo.

Se realizó el cálculo para condiciones críticas a fin de garantizar que el valor encontrado sea superior a los que se presentarían durante la operación típica de este equipo, por lo anterior se eligió un vehículo tipo microbús con peso bruto vehicular de 3500 [kg] cuya área frontal es de 7.2 [m²], el coeficiente de arrastre encontrado en este tipo de vehículos es de 0.70 y se desplaza como indica la norma a 80 [km/h]. Asumiendo condiciones normales de temperatura y presión la densidad del aire sería 1.205 [kg/m³].

Para el cálculo de la resistencia al rodamiento se emplea la expresión (4.17)¹⁶ que es válida para llantas no radiales empleadas en camionetas:

$$C_R = 0.007 + 0.45 \times 10^{-6} V^2 \quad (5.2)$$

Sustituyendo encontramos:

$$C_R = 0.007 + 0.45 \times 10^{-6} (80)^2 = 9.88 \times 10^{-3}$$

Sustituyendo los valores encontrados en la ecuación (4.16) tenemos:

¹⁵ John Heywood, "Internal combustion Engine Fundamentals"

¹⁶ Fernando Garcia Puertos, "Caracterización de las masas inerciales en un dinamómetro de chasis"

$$P_r = (0.00988 * 3500 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + \frac{1.205 \text{ kg}}{2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}^2}} * 0.70 * 7.2 \text{ m}^2 * \left(80 \frac{\text{km}}{\text{h}}\right)^2) 80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$P_r = 19773.46 \text{ [w]} = 19.77 \text{ [kw]}$$

Para las condiciones de carga de camino calculada (19.77 [kw]) y velocidad lineal de 80 [km/h] encontramos que el par de frenado que la unidad de absorción de potencia debe aplicar es de 97.76 [Nm] a 1931 [rpm].

Evaluando los modelos disponibles en el mercado y en base a la experiencia satisfactoria que se tiene en el uso de estos equipos en el Laboratorio de Control de Emisiones de la UNAM, se optara por el uso de un freno de corrientes de Eddy de la marca Telma. La selección del modelo se realizó con base en las características de par de detención requerido, potencia máxima, así como velocidad de operación, que se requiere para satisfacer todas las condiciones evaluadas y se eligió el modelo AC 50 – 55 pues cumple con las especificaciones requeridas para el dinamómetro como se aprecia en las graficas ofrecidas por el fabricante (figura 5.1).

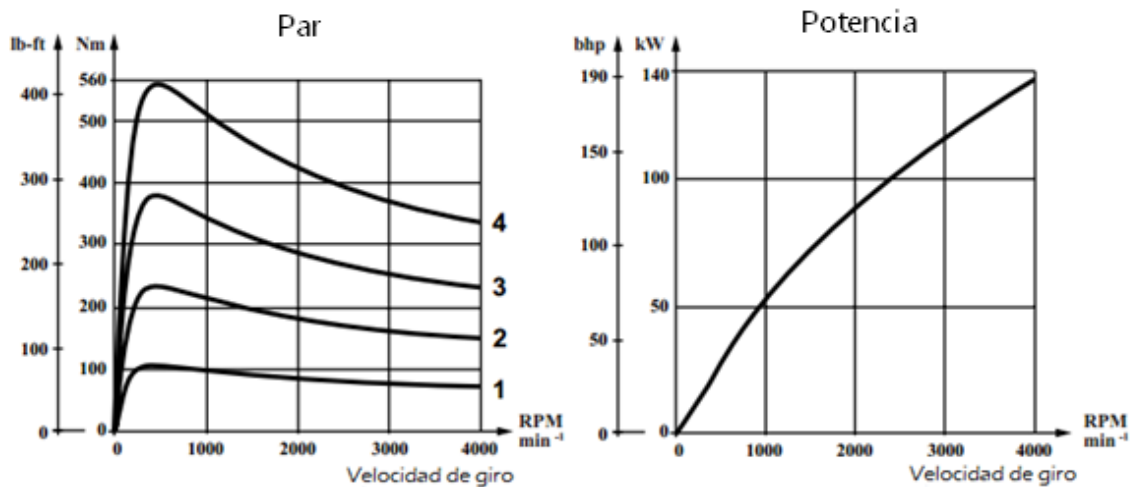


Figura 5.1 Graficas de desempeño de la unidad de absorción de potencia seleccionada, Telma modelo AC 50 - 55

Celda de Carga

La celda de carga es el instrumento encargado de convertir la fuerza que es aplicada a la misma en una diferencia de potencial que será reinterpretada por la computadora a fin de realizar los cálculos necesarios para conocer el par de torsión aplicado por el freno.

La celda de carga se coloca en la zona intermedia de un elemento sujeto a tensión de modo que se evite la descomposición de fuerzas en la medición, garantizando una mayor exactitud en los datos obtenidos del equipo. Es por esta razón que la elección del tipo de celda a emplear es una celda de carga de tipo “S”.

La capacidad de la celda de carga que se debe emplear es de 113.25 Kg (250 lb) ya que el máximo par aplicado será de 456.97Nm y el brazo de palanca será de 0.45 m.

Esto equivale a una carga que debe registrar la celda de carga de:

$$(456.97 \text{ Nm}) \left(\frac{1}{0.45 \text{ m}} \right) = 1015.48 \text{ [N]}$$

$$1015.48 \text{ [N]} = (\text{Cap. celda}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$\text{Cap. celda} = \frac{1015.48 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 103.5 \text{ [Kg]}$$

Se consulto el catálogo de celdas de carga que diversos fabricantes ofrecen, se encontró que éstas se construyen de forma regular en capacidades de 200 lb, 250 lb y 500 lb por lo que la optima para el diseño propuesto es de 250 lb (113.25 Kg).

El brazo de palanca donde está suspendida la celda de carga mide 0.45 [m] de los cuales 0.191 [m] resultan de la distancia que existe del centro de giro de la unidad de absorción de potencia al apoyo para la instalación del brazo y 0.259 [m] corresponden a la longitud del brazo de apoyo como se muestra en la figura 5.2.

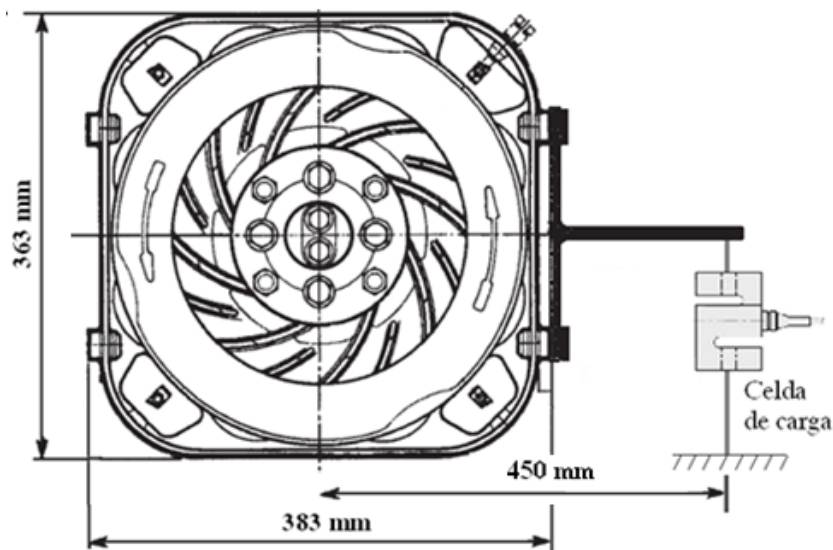


Figura 5.2 Configuración de la celda de carga y brazo de palanca.

Discos captadores.

Los discos captadores serán construidos en lámina de 3.175 [mm] de espesor con un radio de 80 [mm] y 60 perforaciones de 4 [mm] de diámetro distribuidas de forma equidistante en un radio de 70 [mm], como se muestra en la figura 5.3.

Se deberán construir 2 discos con estas especificaciones e instalar en el eje de giro de cada uno de los rodillos.

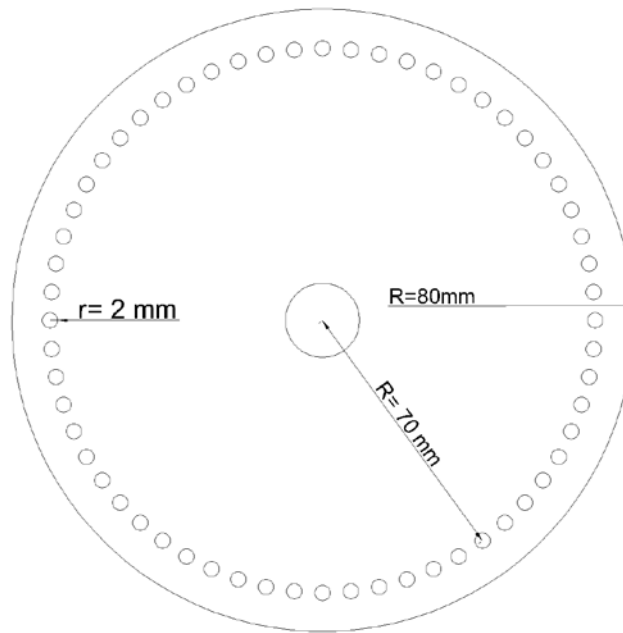


Figura 5.3 Dimensiones principales de discos captadores para la medición de velocidad de giro de los rodillos.

Componentes adicionales.

Existe una gama de piezas y dispositivos que adicionalmente a los anteriores deben ser incluidos en el dinamómetro a fin de permitir o facilitar su operación, entre estos se encuentran los siguientes:

- Plataforma y colchón neumático
- Zonas para anclaje del vehículo al dinamómetro

El diseño de los mismos se explica a continuación.

Plataforma y colchón neumático.

Para facilitar la entrada y salida de los vehículo del dinamómetro se debe instalar una plataforma que eleve o descienda las ruedas del vehículo a nivel de los rodillos o por encima de estos según sea el caso. Para esto se opta por el uso de un colchón neumático el cual al presurizarse eleva una plataforma ubicada entre los rodillos, sobre esta se colocan las ruedas del vehículo. Una vez colocadas las

ruedas del vehículo sobre la plataforma, se despresuriza el colchón neumático con lo que la plataforma desciende y deja los neumáticos del coche apoyados sobre los rodillos del dinamómetro, finalizada la prueba el colchón neumático nuevamente se presuriza para elevar las ruedas del vehículo por encima del nivel de los rodillos y permitir la salida del vehículo (figura 5.4).

La plataforma debe quedar una vez presurizado el colchón a la altura de los rodillos para permitir que el vehículo salga con facilidad, mientras que cuando se realizan pruebas en el dinamómetro la plataforma debe quedar por debajo de las ruedas para evitar interferir con el desarrollo de la prueba.

Para garantizar que la plataforma no interfiera bajo cualquier condición de prueba, el recorrido que debe tener desde el punto más bajo hasta el punto más alto debe ser de 100mm, siendo el punto más alto de la plataforma.

Esto se consigue mediante el uso de un colchón neumático que se apoya sobre el chasis del dinamómetro y al presurizarse impulsa la plataforma como se muestra en el siguiente esquema.

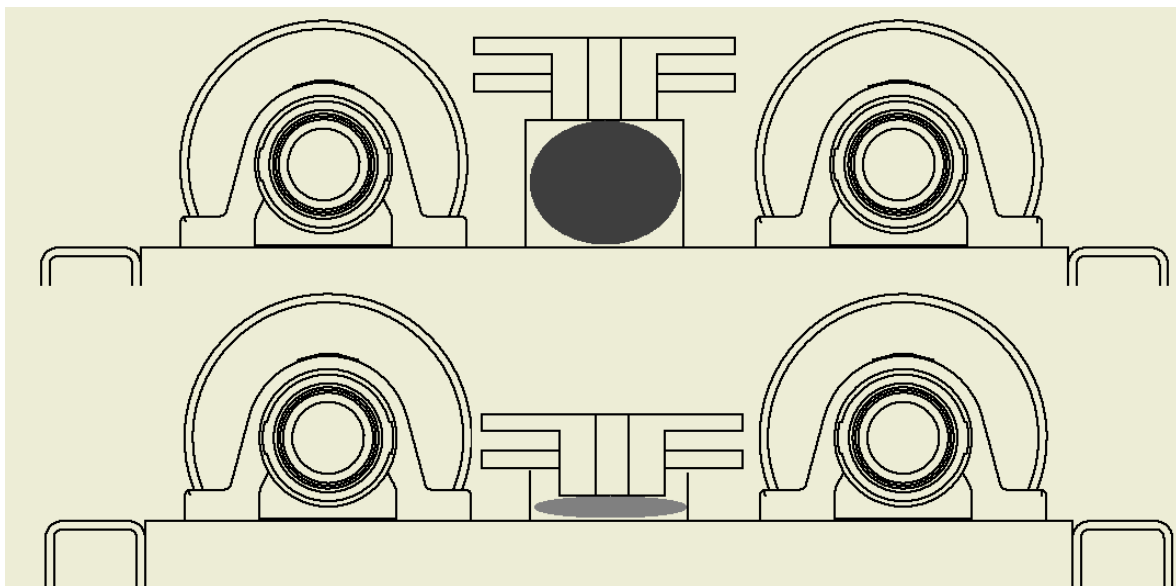


Figura 5.4 Sistema de elevación de plataforma para facilitar la entrada y salida del vehículo

Zona de anclaje del vehículo.

Próximo a los extremos del chasis el dinamómetro debe contar con perforaciones circulares de 25.4 mm de diámetro donde puedan colocarse ganchos para fijar el vehículo al dinamómetro a fin de garantizar que durante la realización de la prueba cualquier movimiento indeseado sea limitado mediante estos dispositivos.

Con base en la normatividad consultada, los manuales de operación y servicio de los componentes empleados, los criterios de diseño así como la experiencia en el manejo de estos equipos recopilada por el personal del laboratorio de control de emisiones, se sugieren las siguientes pruebas de funcionalidad, condiciones de operación, recomendaciones de seguridad y mantenimiento que deberán seguirse para la operación del dinamómetro de chasis diseñado una vez que este sea construido y puesto en funcionamiento.

Pruebas de funcionalidad.

Una vez construido el dinamómetro y antes de ponerlo en operación es necesario realizar las siguientes pruebas a fin de garantizar un correcto funcionamiento y condiciones seguras de operación.

- Verificación de componentes móviles: Mediante un vehículo o dispositivo que permita hacer girar los rodillos se deben poner a girar los rodillos a una velocidad de 20 km/h, una vez que la velocidad se haya alcanzado se deberá mantener mientras se revisan los componentes móviles del dinamómetro a fin de detectar vibración o ruidos anormales, y en caso de encontrarse corregirse, si a esta velocidad el funcionamiento es satisfactorio se procederá a realizar nuevamente el mismo procedimiento pero a 50 km/h revisando los mismos puntos, finalmente se debe realizar nuevamente esta prueba pero a una velocidad de 95 km/h. En caso de encontrar vibración o ruido anormal en cualquiera de las pruebas se debe localizar de donde proviene y corregirlo. Si el funcionamiento es satisfactorio podría procederse a realizar las siguientes pruebas.
- Verificación de celda de carga: Empleando masas de calibración se deberá verificar que las lecturas ofrecidas por la celda de carga sean correctas, en caso de presentar variaciones se deberá de corregir.
- Verificación de sensores de velocidad: Los sensores de velocidad de los rodillos deberán ser verificados que funcionen correctamente, para esto se empleara un vehículo o dispositivo que permita poner a girar los rodillos, inicialmente se deben llevar los rodillos a una velocidad de 20 km/h y empleando un tacómetro de contacto (el cual se colocara directamente sobre el eje de cada rodillo) se tomara las lecturas de velocidad de giro de los rodillos, este valor se debe comparar con el ofrecido por los sensores de velocidad instalados en los rodillos, en caso de presentar diferencia deberán de ser ajustados los sensores de velocidad del dinamómetro. Una vez obtenido un resultado satisfactorio deberá realizarse nuevamente una prueba de verificación con los rodillos girando a 95 km/h, en caso de encontrarse discrepancias realizar nuevamente la calibración de los

sensores. Para obtener el valor de velocidad lineal partiendo de la velocidad angular ofrecida por el tacómetro (rpm), se deberá emplear la siguiente ecuación:

$$.V \left[\frac{km}{h} \right] = rpm * 0.0414144 \quad (5.3)$$

- Una vez verificada la correcta operación de sensores y partes móviles del dinamómetro se procede a realizar una verificación dinámica de dinamómetro, esto se realiza mediante un ensayo de desaceleración libre (coast down) el cual permite verificar la inercia equivalente del dinamómetro, para realizar este ensayo se sugiere el siguiente procedimiento¹⁷:

Se coloca el eje motriz de un vehículo sobre los rodillos del dinamómetro. Con el fin de llevar la temperatura de operación los componentes del dinamómetro, es necesario hacer girar los rodillos a una velocidad de 80 [km/h] por durante 30 minutos.

Terminado el periodo de calentamiento se acelera el vehículo hasta alcanzar una velocidad de 105 [km/h] y se permite que el vehículo pierda velocidad de forma libre (en caso de estar equipado con transmisión manual, se recomienda colocar la transmisión en neutral y pisar el pedal del embrague mientras el vehículo se desacelera)

Conforme se desacelera deberán tomarse 3 lecturas de velocidad del vehículo y velocidad angular de los rodillos, se recomienda tomar estas lecturas para las velocidades de 88, 80 y 72 [km/h]

Una vez que el vehículo reduzca su velocidad por debajo de 72 km/h deberá volver a acelerarse hasta alcanzar nuevamente 105 km/h y poder de esta forma repetir el ensayo. Se recomienda realizar el ensayo 3 veces.

De esta forma deberá realizarse los ensayos con las combinaciones de volantes de inercia descritas en la tabla 4.4 a fin de verificar la inercia equivalente para cada combinación de volantes de inercia.

Con los datos obtenidos a partir de los ensayos realizados se emplea la ecuación (4.14)¹⁸ para calcular y verificar la inercia equivalente que se obtiene de forma experimental.

¹⁷ García Puertos Fernando, "Caracterización de las masas inerciales de un dinamómetro de chasis"

¹⁸ García Puertos Fernando, "Caracterización de las masas inerciales de un dinamómetro de chasis"

Condiciones de operación.

El dinamómetro de chasis diseñado está capacitado para realizar pruebas de forma continua a vehículos con un peso sobre el eje de prueba de 3500 Kg, y con velocidades de prueba comprendidas entre 0 y 95 Km/h, con eventos puntuales de hasta 193 Km/h (ver nota en apartado de condiciones de seguridad). Mientras que la potencia al freno que el dinamómetro puede ofrecer está comprendido entre 0 y 140 KW.

Antes de realizar cualquier prueba con el dinamómetro este deberá encontrarse correctamente instalado sobre una superficie nivelada y en un espacio correctamente acondicionado para la realización de ensayos con vehículos automotores.

Puntos importantes a seguir para realizar una prueba con el dinamómetro de chasis:

1. Una vez recibido el vehículo deberá realizarse una inspección visual para verificar el estado del mismo, poniendo especial interés en el estado físico de los neumáticos.
2. Presurizar el colchón neumático para elevar la plataforma de asistencia.
3. Posicionar el vehículo sobre la plataforma de asistencia verificando que se encuentre correctamente alineado conforme a los rodillos del dinamómetro (No aplicar el freno de estacionamiento).
4. Bajar la plataforma de asistencia y verificar que la misma descienda por completo sin obstaculizar el giro de las ruedas.
5. Fijar el vehículo al dinamómetro mediante el uso de eslingas (no utilizar cadenas o cables de acero) colocadas entre el chasis del vehículo y el chasis del dinamómetro empleando los puntos de fijación proporcionados para este fin y una vez fijado el vehículo aplicar el freno de estacionamiento del vehículo.
6. Durante la realización de la prueba solo debe estar a bordo del vehículo el personal estrictamente necesario y deben seguirse las instrucciones que establezca la prueba pero vigilando en todo momento que el volante pueda moverse libremente, no debe sujetarse u obstaculizarlo mediante cualquier dispositivo, aun cuando el vehículo parezca moverse.
7. Tras termina la prueba esperar hasta que las ruedas se detengan por completo antes de abandonar el vehículo.
8. Retirar los dispositivos de sujeción.
9. Levantar la plataforma de asistencia y retirar el vehículo del dinamómetro.

Recomendaciones de seguridad.

Si bien el diseño del equipo permite condiciones de carga y velocidad elevadas estas son potencialmente dañinas para el vehículo y personal próximo al equipo por lo que siempre se deben seguir las recomendaciones de seguridad señaladas a continuación:

- El equipo sólo debe ser operado por personal calificado.
- No deben realizarse pruebas en vehículos con neumáticos dañados o con fallas mecánicas ostensibles.
- No debe haber personas próximas al vehículo o los rodillos durante la operación del equipo.
- De existir cualquier falla técnica se debe suspender la prueba de inmediato y no reanudarla hasta haber solucionado el problema.
- La realización de pruebas en dinamómetros de rodillos someten a los neumáticos a condiciones severas que eventualmente pueden llevarlos a fallar durante o después de la prueba, por lo que en todo momento se debe de verificar la correcta presión de inflado de los mismo y vigilar la temperatura del neumático.
- Las pruebas a velocidades superiores a 120 Km/h deben ser realizadas bajo estrictas medidas de vigilancia ya que resultan potencialmente peligrosas.

Condiciones de mantenimiento.

El diseño del dinamómetro se realizó considerando piezas de alta calidad lo que permite aumentar el tiempo de servicio. No obstante para garantizar periodos de servicio satisfactorio mayores es conveniente tomar en cuenta las siguientes indicaciones:

- Realizar frecuentemente inspecciones visuales al dinamómetro en busca de residuos de grasa o material extraño.
- En caso de encontrar residuos de lubricante identificar la fuente de donde provienen para localizar una posible falla.
- La unidad de absorción de potencial esta prelubricada en fábrica y no requiere ser relubricada durante su tiempo de vida útil. En caso de observarse fuga de lubricante será necesario cambiar los sellos de la unidad y relubricar con grasa multipropósito GLC.

- Las chumaceras deberán ser relubricadas dependiendo de la intensidad del uso que se dé al dinamómetro. En caso de equipos de muy bajo uso se recomienda el relubricado 1 vez por año.

Conclusiones.

El presente trabajo es el resultado de la aplicación del rigor técnico y metodológico requerido y suficiente que permite que los resultados obtenidos tengan la validez acorde con los objetivos planteados en esta tesis.

El trabajo cumple con los objetivos planteados, los resultados obtenidos, tras la realización del trabajo, es el diseño conceptual del dinamómetro del cual se ofrecen los planos (sección de anexos) y directrices necesarias para la construcción del dinamómetro, así como la justificación debidamente fundamentada y comprobada mediante métodos analíticos de Ingeniería, para los elementos que conforman al dinamómetro diseñado, a fin de garantizar un correcto funcionamiento del equipo.

Se precisa en un futuro próximo la construcción y prueba del modelo físico a fin de comprobar el comportamiento del mismo, y en su caso, realizar la optimización del diseño necesaria, sin embargo hasta este punto los objetivos que en un principio del trabajo se plantearon fueron cubiertos de forma satisfactoria.

Adicionalmente, tras el desarrollo de esta tesis, se hace latente la relevancia que estos instrumentos tiene en los centros de pruebas y en particular en el Laboratorio de Control de Emisiones de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, ya que resulta fundamental como instrumento de trabajo para la realización de análisis, estudios de verificación y control de vehículos automotores y es un complemento imprescindible para el resto de los equipo con los que se cuenta.

En el futuro, si existen las condiciones necesarias, sería deseable la fabricación de un equipo similar con capacidad para probar vehículos pesados, el cual podrá ser diseñado y construido tomando como base el presente trabajo, consiguiendo así aumentar la infraestructura del laboratorio de control de emisiones, permitiendo incrementar la capacidad del mismo para realizar estudios sobre vehículos automotores que a su vez apoyen la generación de nuevo conocimiento en la materia.

Anexos

A 1: Modelos virtuales

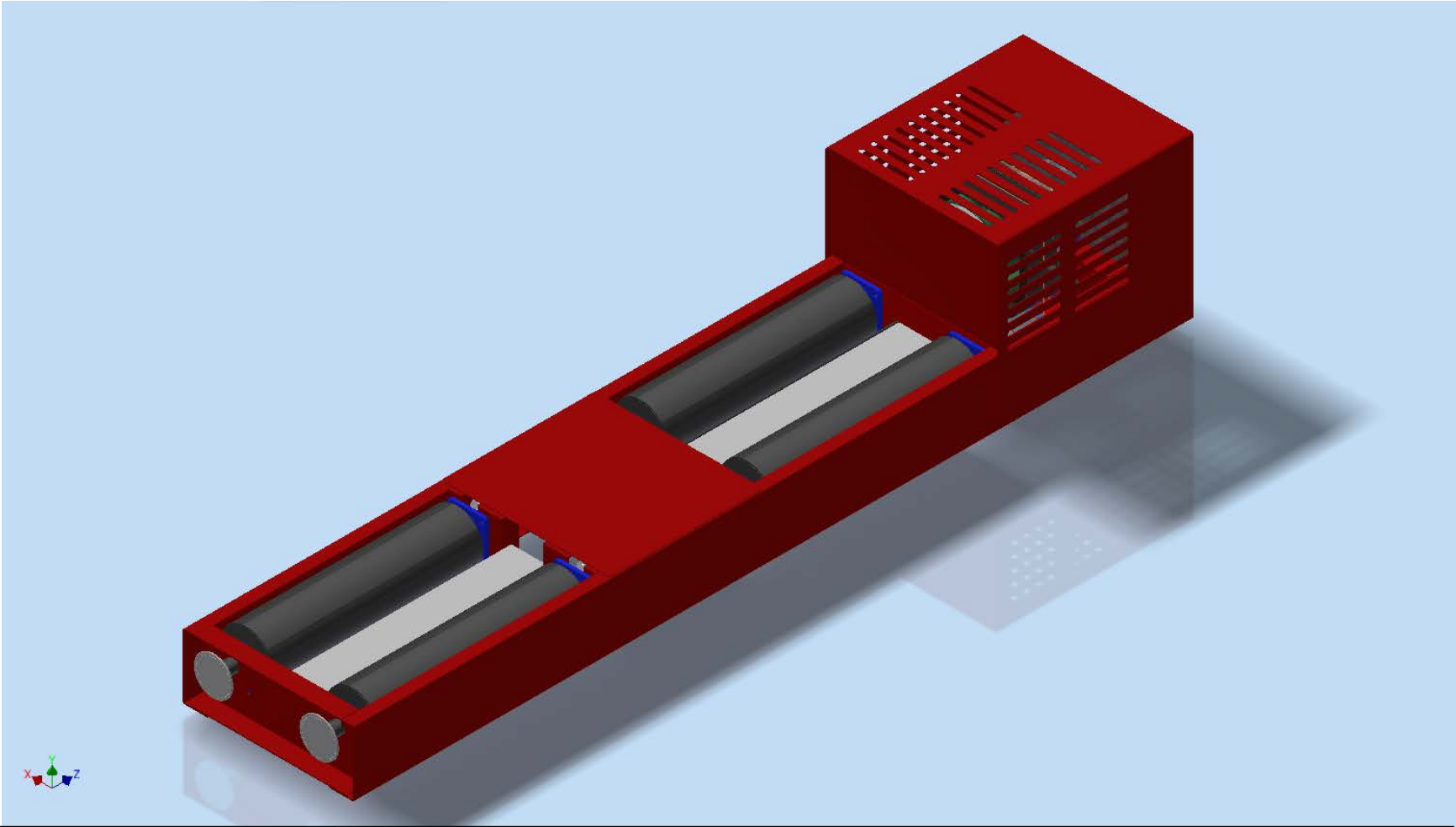


Figura A 1 Conjunto del dinamómetro de chasis, perspectiva superior izquierda

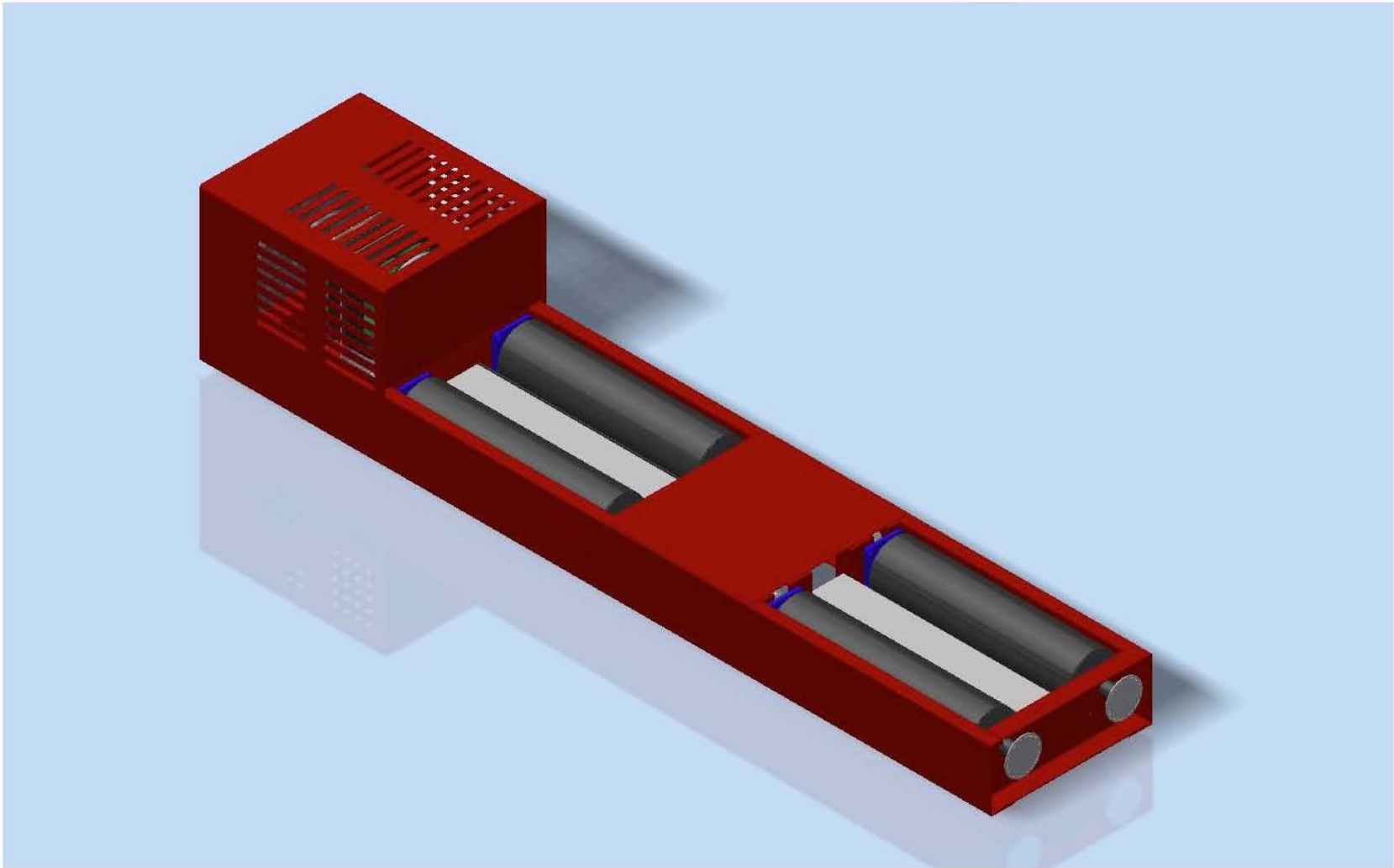


Figura A 2 Conjunto del dinamómetro de chasis, perspectiva posterior izquierda

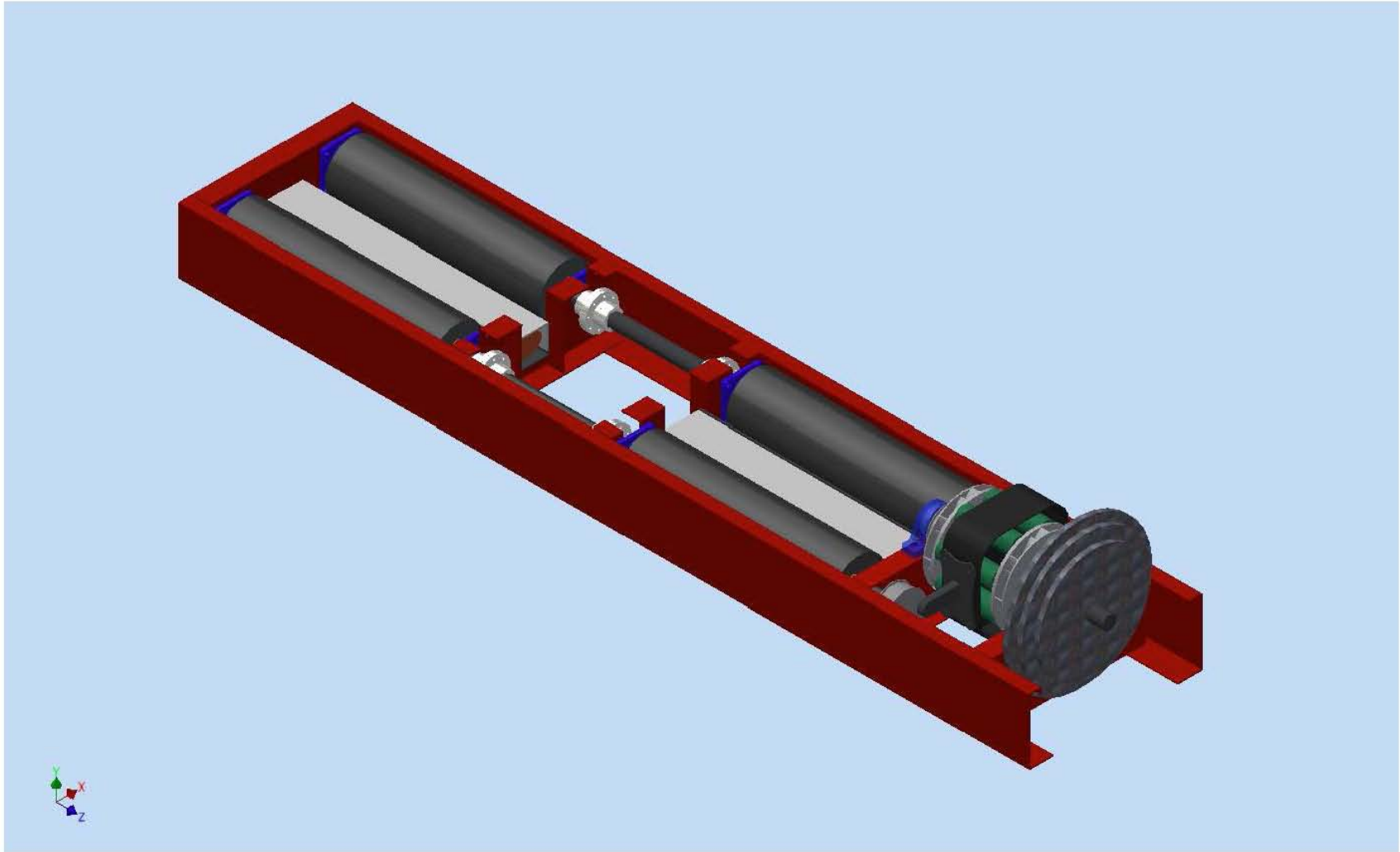


Figura A 3 Conjunto del dinamómetro de chasis sin guardas de protección instaladas, perspectiva superior derecha.

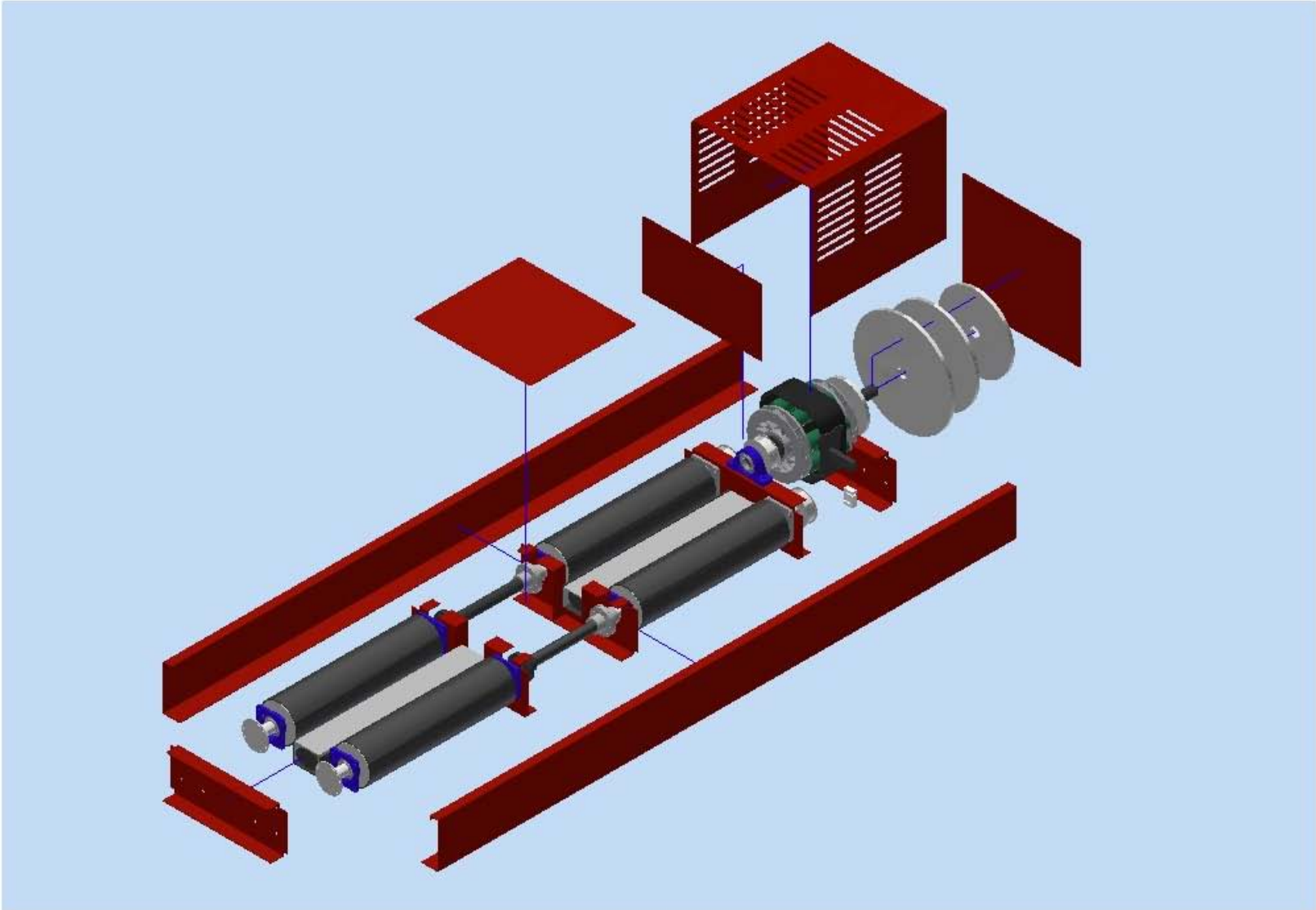


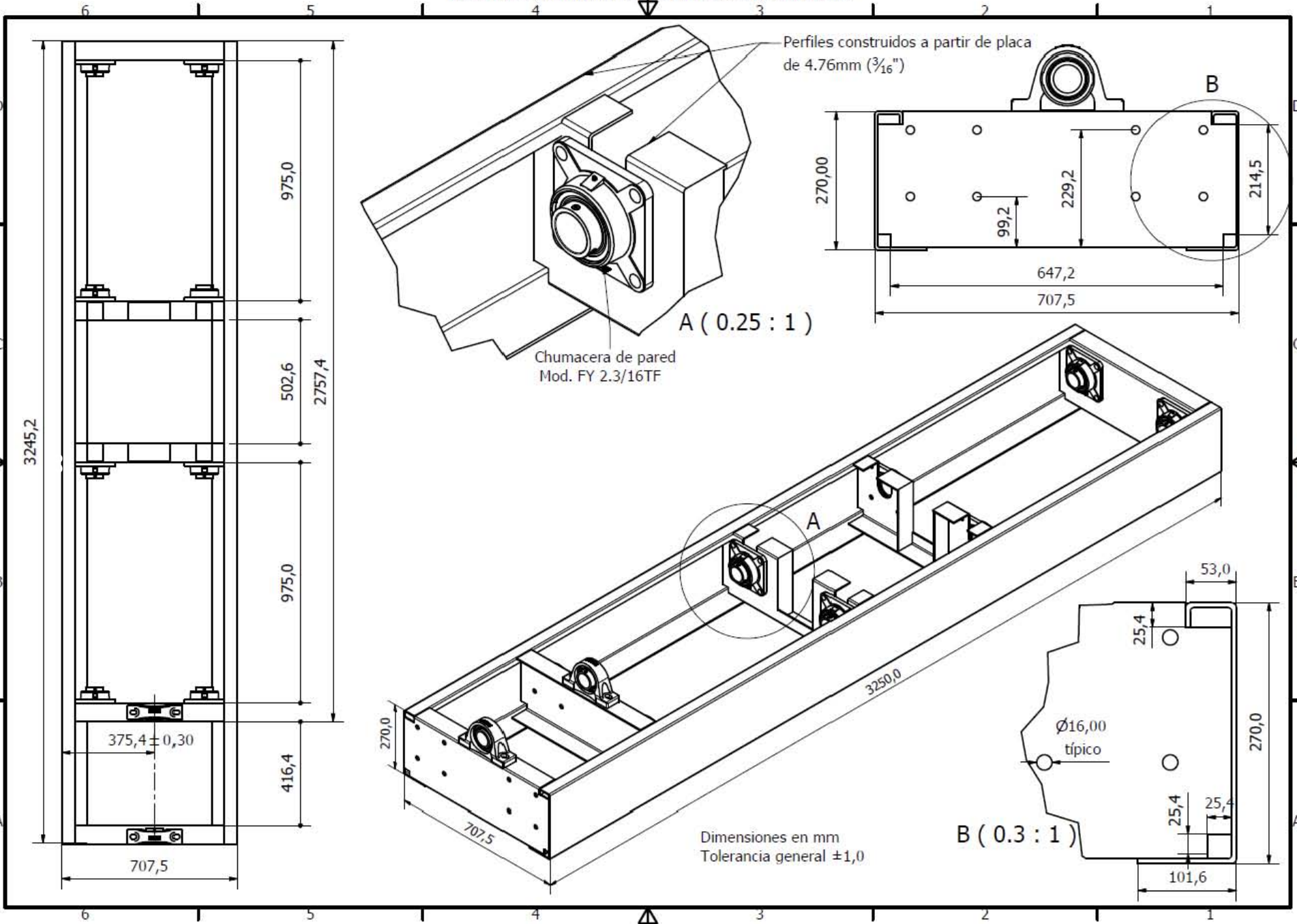
Figura A 4 Conjunto del dinamómetro de chasis en explosivo, perspectiva superior izquierda.

A 2: Planos constructivos.

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



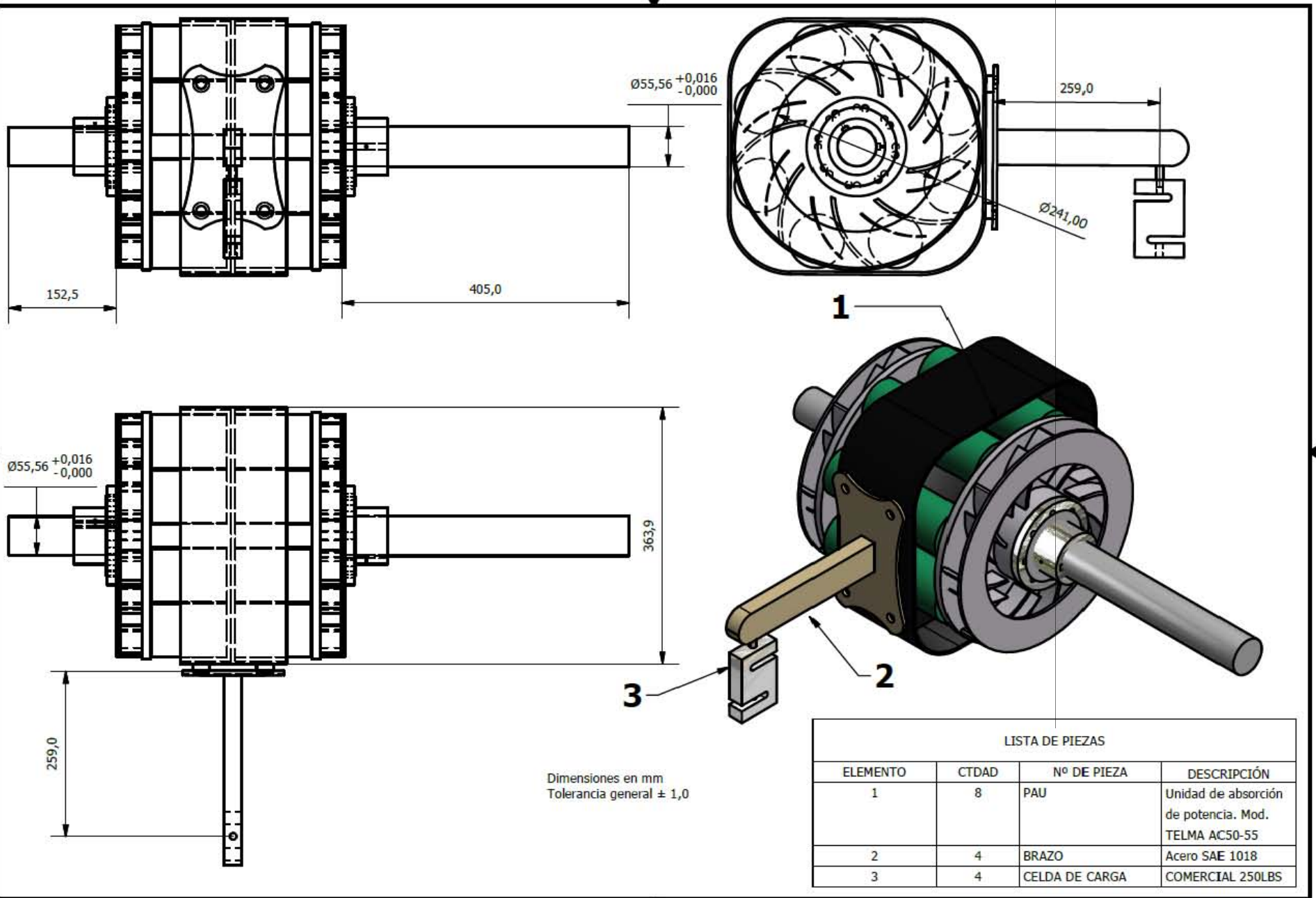
A (0.25 : 1)

B (0.3 : 1)

Dimensiones en mm
Tolerancia general ±1,0

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



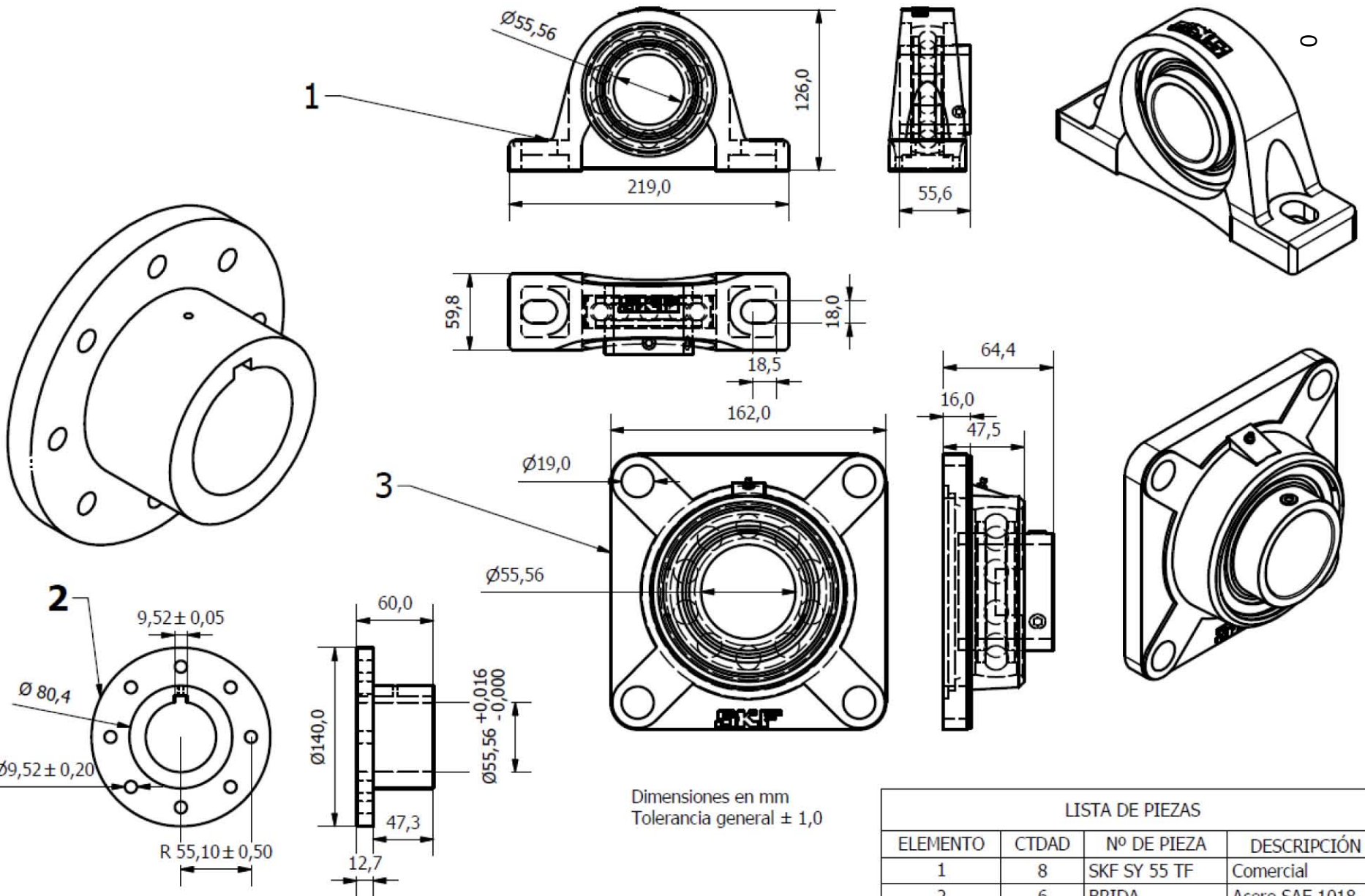
Dimensiones en mm
Tolerancia general ± 1,0

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



Dimensiones en mm
Tolerancia general $\pm 1,0$

LISTA DE PIEZAS

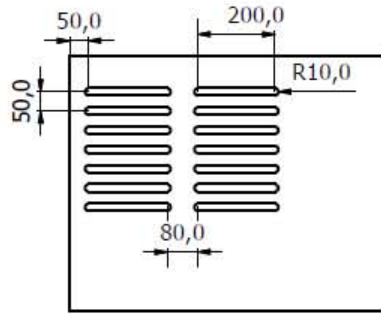
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	8	SKF SY 55 TF	Comercial
2	6	BRIDA	Acero SAE 1018
3	8	FY2.3/16TF	Comercial

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

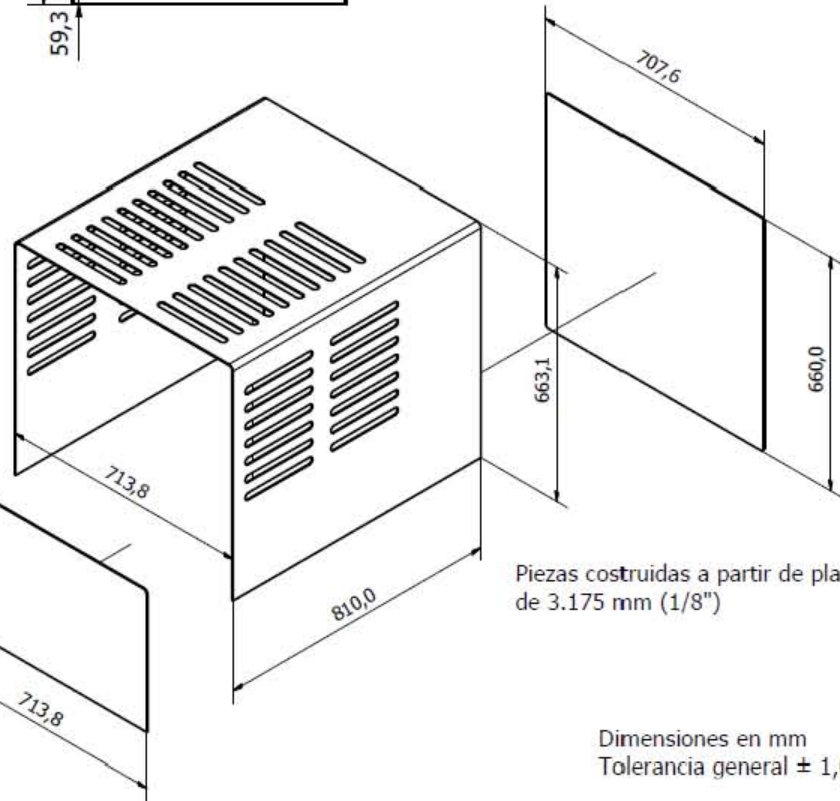
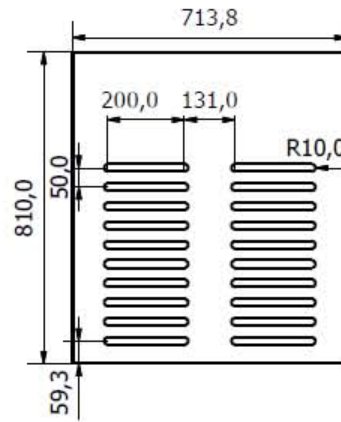
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

Vista lateral derecha

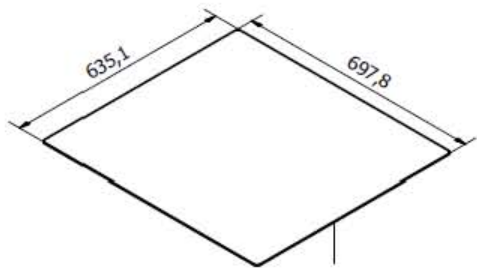


Vista superior



Piezas costruidas a partir de placa de 3.175 mm (1/8")

Dimensiones en mm
Tolerancia general $\pm 1,0$



A 3: Costos.

Concepto	Cantidad	Costo Unitario [MN]	Costo Total [MN]
Unidad de absorción de potencia (PAU)	1	\$ 67,830.00	\$ 67,830.00
Celda de carga	1	\$ 2,088.00	\$ 2,088.00
Perfiles chasis	164.9 [kg]	\$ 26.50 [Pesos/kg]	\$ 4,369.85
Rodillos	4	\$ 2,895.00	\$ 11,580.00
Rodamientos SY 2.3/16 TF	2	\$ 712.30	\$ 1,424.60
Rodamientos FY 2.3/16 TF	8	\$ 676.60	\$ 5,412.80
Ejes unión	2	\$ 279.00	\$ 558.00
Coples para flechas	10	\$ 758.00	\$ 7,580.00
Catarinas	3	\$ 556.80	\$ 1,670.40
Discos captadores	2	\$ 520.00	\$ 1,040.00
Palanca celda de carga	1	\$ 500.00	\$ 500.00
Bases colchón neumático	49.35 [kg]	\$ 26.50 [Pesos/kg]	\$ 1,307.70
Colchón neumático	1	\$ 1,100.00	\$ 1,100.00
Volantes de inercia	114.69 [kg]	\$ 45.00 [pesos/kg]	\$ 5,161.05
Tapas y guardas	65.79 [kg]	\$ 26.50 [Pesos/kg]	\$ 1,743.43
Tornillería		\$ 900.00	\$ 900
		Total	\$ 114,256.90

Bibliografía:

Obert, Edward F., "Motores de combustión interna. Análisis y aplicaciones" Compañía editoriacontinental S.A., Segunda Edición. 1978 México.

Heywood, John B., "INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS" McGraw-Hill, 1989, Estados Unidos de America.

"Manual de calidad del Laboratorio de Control de Emisiones", Facultad Ingeniería, UNAM, Mexico, 2006

"Inventario de emisiones de contaminantes, criterio de la ZMVM 2008", Secretaria del medio ambiente, Gobierno del Distrito Federal, primera edicion, 2010, Mexico. En http://www.sma.df.gob.mx/sma/links/download/biblioteca/2008ie_criterio/2008ie_criterio.pdf

"II Inventario Nacional de Emisiones de gases de efecto invernadero", Instituto Nacional de Ecología, 2008, México. En <http://www2.ine.gob.mx/publicaciones/libros/489/inventario.pdf>

"Cambio climático 2007 Informe de síntesis" Grupo intergubernamental de expertos sobre cambio climático,2008, Ginebra, Suiza. En http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr_sp.pdf

"Frequently Asked Questions About global warming and climate change Back to basics" Enviromental Protection Agency, 2009, United States of America. En http://www.epa.gov/climatechange/downloads/Climate_Basics.pdf

"Salud: México 2003 información para la rendición de cuentas" Secretaria de Salud. Primera edición, 2004, México. En <http://www.mex.ops-oms.org/documentos/perfil/salud2003.pdf>

"Síntesis metodológica de la estadística de vehículos de motor registrados en circulación" Instituto Nacional de estadística y geografía, 2009, Mexico. En http://www.inegi.org.mx/est/contenidos/espanol/metodologias/registros/economicas/sm_evmrc.pdf

"Inventario Nacional de gases de efecto invernadero 2006" elaborado por el Instituto de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México para el Instituto Nacional de Ecología, 2008, México. En http://www.ine.gob.mx/descargas/cclimatico/inf_inegei_energia_2006.pdf

García Puertos José Fernando, “Caracterización de las masas inerciales de un dinamómetro de chasis” Tesis, Facultad de Ingeniería, UNAM, 2009, México.

Sánchez, Gregorio G. “Dinámica de un dinamómetro de chasis y unidad de volantes de inercia” Tesis, Facultad de Ingeniería, UNAM, 2006, México.

Bhatti, M. Asghar “Fundamental finite element analysis and applications: with Mathematica and Matlab computations” John Wiley & Sons inc. 2005 EUA.

Zienkiewicz, O. C. Taylor, R.L. “El método de los elementos finitos. Formulación básica y problemas lineales” McGraw-Hill, cuarta edición, 1994, España.

Zienkiewicz, O. C. Taylor, R.L. “El método de los elementos finitos. Mecánica de sólidos y fluidos. Dinámica y no linealidad” McGraw-Hill, cuarta edición, 1994, España.

“Code of Federal Regulations” title 40 part 85-86.599-99, July 1 2010 Published by Office of the Federal Register National Archives and Records Administration

Norma Oficial Mexicana NOM-047-SEMARNAT-1999, Diario Oficial de la Federación 24 Noviembre 1999.

“BAR-97 EMISSION INSPECTION SYSTEM SPECIFICATIONS” Bureau of Automotive Repair, May 1996 revised August 2008.

“LINEAMIENTOS NORMATIVOS PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LA RED ESTATAL DE CENTROS DE VERIFICACIÓN VEHICULAR PARA EL AÑO 2010” Poder Ejecutivo del Estado libre y soberano de Hidalgo, México, Diciembre 2009

“PROGRAMA ESTATAL DE VERIFICACIÓN VEHICULAR 2011” Instituto de Ecología del Estado de Guanajuato, México, 21 Diciembre 2010

Shigley, Joseph E. “Diseño en ingeniería mecánica” McGraw Hill, 4ta Ed., 1985 Mexico.

Budynas, Richard G. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” McGraw Hill, 8va Ed. Mexico.

Norton, Robert L. “Diseño de máquinas” Prentice Hall, México 1999.