

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO MECÁNICO DE UN DINAMÓMETRO VEHICULAR PORTÁTIL PARA DETERMINAR LA POTENCIA DE AUTOMÓVILES RALLY DE TRACCIÓN SIMPLE

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO,
QUE PRESENTA EL BACHILLER:

JOSÉ LUIS COVEÑAS FLORES

ASESOR: ING. DANTE ELÍAS GIORDANO

LIMA, AGOSTO DEL 2014

RESUMEN

El presente trabajo consiste en el diseño mecánico de un dinamómetro vehicular portátil que permita a los equipos de competencias rally desarrollar ensayos a sus automóviles de tracción simple. Los ensayos que este diseño puede realizar son el ensayo en estado estacionario y el ensayo a carga constante, de manera que los equipos de rally puedan realizarlos en cualquier lugar donde vayan y con una inversión razonable por el equipo. Las variables a medir en dichos ensayos son la velocidad angular y el torque en el eje de las ruedas con el objetivo de obtener curvas de torque y potencia para diferentes cambios de la caja de velocidad.

Además, el dinamómetro diseñado es del tipo de dinamómetros que se acoplan directamente al cubo de las ruedas o bocamasas. No obstante, dinamómetros portátiles de conexión directa a las bocamasas ya son fabricados en Suecia y Nueva Zelanda. Cuentan con alta tecnología que involucra campos como mecánica, hidráulica, electrónica, control automático y programación. Por ejemplo, incluyen realimentación para controlar la carga impresa al automóvil según diferentes parámetros como velocidad, simulación de arrastre del viento, fricción de rodadura, etc.

En contraste, en esta tesis se ha diseñado un dinamómetro que involucra conceptos de mecánica, desarrollados por el autor, y parte electrónica y de software que han sido seleccionados de un proveedor extranjero. No se aplica control automático. El diseño sirve para ensayar la velocidad angular, torque y potencia en los diferentes cambios de la caja del automóvil, pero con carga constante o velocidad constante, es decir, no abarca la simulación de las condiciones de carretera mencionadas en el párrafo anterior.

El costo total para desarrollar este proyecto se ha estimado en alrededor de USD 50000. En esta estimación de costos se consideraron los conceptos por diseño, fabricación, compras de materiales y componentes seleccionados, y honorarios de profesionales y técnicos.



A mi familia por su incondicional apoyo

A los doctores Dante Elías Giordano y Rosendo Franco Rodríguez por su invaluable
asesoría

A mis compañeros de carrera, códigos de cachimbo 2005, por sus valiosos comentarios
y críticas

A todos, gracias!

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS	III
ÍNDICE DE FIGURAS	IV
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	
ANTECEDENTES	4
1.1. CONCEPTOS PREVIOS	5
1.2. HISTORIA DEL DINAMÓMETRO VEHICULAR	6
1.3. ENSAYOS DINAMOMÉTRICOS	7
1.4. CLASIFICACIÓN DE LOS DINAMÓMETROS VEHICULARES	10
1.5. FABRICANTES DE DINAMÓMETROS VEHICULARES	16
1.6. CATEGORÍAS DE AUTOMÓVILES EN RALLY	17
CAPÍTULO 2	
DISEÑO CONCEPTUAL	20
2.1. EXIGENCIAS Y ESPECIFICACIONES	21
2.2. DATOS Y ESTIMACIONES PRELIMINARES	27
2.3. ESTRUCTURA DE FUNCIONES	30
2.4. MATRIZ MORFOLÓGICA Y SU ANÁLISIS SEGÚN LAS EXIGENCIAS	33
2.5. CONCEPTOS DE SOLUCIÓN PRELIMINARES	36
2.6. EVALUACIÓN TÉCNICA – ECONÓMICA Y CONCEPTO DEFINITIVO	38
CAPÍTULO 3	
ANÁLISIS MECÁNICO	42
3.1. PROCEDIMIENTO DE ENSAYOS DINAMOMÉTRICOS	43
3.2. CASOS CRÍTICOS DE DISEÑO	44
3.3. ANÁLISIS ESTÁTICO	48
3.4. ANÁLISIS DE VIBRACIONES	62
CAPÍTULO 4	
DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	70
4.1. FRENO DE FRICCIÓN	71
4.2. SOPORTES AISLADORES DE VIBRACIÓN	77
4.3. GARRUCHAS	79
4.4. ACOPLES CON BOCAMASAS	81
4.5. ACOPLES FLEXIBLES ENTRE EJES	87

CAPÍTULO 5

PLANOS Y COSTOS	90
5.1. PLANOS	90
5.2. COSTOS	92
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	95
CONCLUSIONES	97
BIBLIOGRAFÍA	99

ANEXOS

ANEXO A.	Tipos de sensores de torque y velocidad rotacional
ANEXO B.	Lista comparativa entre diferentes tipos de frenos de dinamómetros según Land and Sea
ANEXO C.	Patente. Dinamómetro de chasis portátil de rodillos independientes
ANEXO D.	Ejemplos de ensayos estacionarios y de aceleración constante de la firma sueca Rototest
ANEXO E.	Cálculo estático de los soportes del dinamómetro
ANEXO F.	Norma ISO 2372 sobre severidad de vibraciones en máquinas
ANEXO G.	Cálculos del desbalance admisible según severidad vibracional
ANEXO H.	Especificaciones técnicas de fajas y bloques de freno de FRENOSA
ANEXO I.	Cálculos del freno
ANEXO J.	Especificaciones técnicas de los soportes aisladores de vibración de Mason Industries
ANEXO K.	Especificaciones técnicas de ruedas para garruchas “Colson Caster” - modelo “Performa”
ANEXO L.	Verificación del árbol de entrada
ANEXO M.	Cálculo de las uniones atornilladas de los acoples
ANEXO N.	Método de selección SKF para acoples tipo grilla
ANEXO O.	Selección de sensores y accesorios
ANEXO P.	Especificaciones técnicas de los sensores de torque Honeywell y sus accesorios
ANEXO Q.	Cotizaciones

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1. SUBCLASIFICACIÓN DEL GRUPO N.	18
TABLA 1.2. SUB CLASIFICACIÓN DEL GRUPO A Y CATEGORÍAS AFINES.	19
TABLA 2.1. LISTA DE EXIGENCIAS DEL PROYECTO	26
TABLA 2.2. PESOS MÁXIMOS (INVOLUCRADOS EN LA TESIS) DE LOS PESOS MÍNIMOS HOMOLOGADOS.	28
TABLA 2.3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE UN AUTOMÓVIL SEAT LEÓN (SEAT, 2011).	29
TABLA 2.4. MATRIZ MORFOLÓGICA PARA EL DISEÑO DEL DINAMÓMETRO PORTÁTIL.	34
TABLA 2.5. EVALUACIÓN TÉCNICA DE LOS CONCEPTOS PRELIMINARES.	39
TABLA 2.6. EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LOS CONCEPTOS PRELIMINARES.	40
TABLA 3.1. RANGOS DE RPM Y TORQUE EN LAS RUEDAS PARA CADA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DEL SEAT LEÓN.	47
TABLA 3.2. CARGAS ESTÁTICAS EN CADA UNIDAD DE ABSORCIÓN DEL DINAMÓMETRO	51
TABLA 3.3. RESULTADOS DEL DISEÑO DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES	57
TABLA 4.1. ESPECIFICACIONES DE MATERIALES DE FRICCIÓN PARA FRENOS Y EMBRAGUES (SHIGLEY, 2011)	72
TABLA 4.2. PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ELEMENTOS DE LA UNIÓN ATORNILLADA DE AJUSTE	75
TABLA 4.3. CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA UNIÓN ATORNILLADA DE AJUSTE	75
TABLA 4.4. RESULTADOS DE CÁLCULO DE LA UNIÓN ATORNILLADA DE AJUSTE	76
TABLA 4.5. ESPECIFICACIONES DE LOS AISLADORES DEL DINAMÓMETRO.	78
TABLA 4.6. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE GARRUCHAS <i>PERFORMA</i> .	80
TABLA 4.7. AJUSTES RECOMENDADOS PARA ACOPLER DE ACERO SKF.	89
TABLA 5.1. CODIFICACIÓN DE LOS PLANOS DE DESPIECE DE LA TESIS	92
TABLA 5.2. COSTOS TOTALES DEL PROYECTO DINAMÓMETRO.	92
TABLA 5.3. COSTOS DE DISEÑO DEL PROYECTO.	93
TABLA 5.4. COSTOS DE LOS MATERIALES Y COMPONENTES	93
TABLA 5.5. COSTOS DE FABRICACIÓN DEL PROYECTO.	94

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. DINAMÓMETRO DE CHASIS MODERNO CON VENTILACIÓN EN SALA.	5
FIGURA 1.2. DINAMÓMETRO CARRO BRITÁNICO PARA FERROCARRILES DE LOS AÑOS 30'.	7
FIGURA 1.3. POTENCIA EN LAS RUEDAS DE UN PORSCHE POR CADA MARCHA DE LA CAJA DE CAMBIOS Y POTENCIAS DE PÉRDIDA DEBIDAS AL VIENTO Y FRICCIÓN CON EL SUELO	9
FIGURA 1.4. DINAMÓMETRO DE MOTOR.	11
FIGURA 1.5. EJEMPLO DE DINAMÓMETRO DE CHASIS DE RODILLOS SIMPLES.	11
FIGURA 1.6. DINAMÓMETRO ACOPLABLE CONECTADO A LOS EJES DE UNA 4x4.	12
FIGURAS 1.7. IZQUIERDA: ESQUEMA DE UN DINAMÓMETRO DE FRENO PRONY. DERECHA: FRENO DE CINTA.	13
FIGURAS 1.8. IZQUIERDA: UNIDAD HIDRÁULICA DEL DINAMÓMETRO ROTOTEST VPA-RX. DERECHA: ACOPLA DEL MISMO CON EL EJE MOTRIZ DEL AUTO.	14
FIGURAS 1.9. IZQUIERDA: DINAMÓMETRO DE LA MARCA DYNOJET 250I CON UNA MOTOCICLETA SPORTSTER LISTA PARA SER ENSAYADA. DERECHA: SU FRENO DE CORRIENTES PARÁSITAS.	15
FIGURA 1.10. DINAMÓMETRO DE INERCIA DE RODILLO SIMPLE DE ROLLER TEST.	16
FIGURA 2.1. ETAPAS DEL PROCESO DE DISEÑO SEGÚN VDI 2221.	21
FIGURA 2.2. DIMENSIONES BÁSICAS DE UN VEHÍCULO SEGÚN SAE.	28
FIGURA 2.3. RUEDA DE TOYOTA COROLLA EN 3D TOMADO DE LA WEB DE 3D CONTENT CENTRAL.	30
FIGURA 2.4. BLACK BOX DEL DINAMÓMETRO.	31
FIGURA 2.5. ESTRUCTURA DE FUNCIONES DEL DINAMÓMETRO. EN MELÓN: PARTE MECÁNICA. EN CELESTE: PARTE ELÉCTRICA/ELECTRÓNICA. EN BLANCO: FUERA DEL ALCANCE DE LA TESIS.	32
FIGURA 2.6. VISTA LATERAL DE LA INSTALACIÓN DEL DINAMÓMETRO.	35
FIGURA 2.7. ESQUEMA DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1.	37
FIGURA 2.8. ESQUEMA DE CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2 (SE MUESTRA UNA DE LAS DOS UNIDADES DE ABSORCIÓN EN UNA VISTA INCOMPLETA).	37
FIGURA 2.9. FRENO DE TAMBOR Y ZAPATA SIMPLE EXTERIOR.	38
FIGURA 2.10. EVALUACIÓN TÉCNICA – ECONÓMICA DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN PRELIMINARES.	41
FIGURA 2.11. CONCEPTO DE SOLUCIÓN DEFINITIVO. VISTA TRASERA ESQUEMÁTICA.	41
FIGURA 3.1. VISTA ISOMÉTRICA DE UNA UNIDAD DE ABSORCIÓN DE POTENCIA.	43
FIGURA 3.2. GATA HIDRÁULICA CON UN SOPORTE ACCESORIO	44
FIGURA 3.3. ESQUEMA DEL MOTOR, REDUCTOR Y RUEDAS (MESTRES, 2009).	45
FIGURA 3.4. TRACCIÓN TRASERA COMÚN (MESTRES, 2009).	46
FIGURA 3.5. VISTA TRASERA DE LA INSTALACIÓN DEL DINAMÓMETRO. SE APRECIAN LAS CHUMACERAS DE LOS EJES EN ROJO, MÁS NO SE APRECIA LA ESTRUCTURA METÁLICA NI LOS SOPORTES PRINCIPALES DEL EQUIPO.	49
FIGURA 3.6. CARGAS ESTÁTICAS EN UNA UNIDAD DEL EQUIPO (ESTRUCTURA Y SOPORTES).	49

FIGURA 3.7. CENTRO DE GRAVEDAD EN UN CAMIÓN. LAS CARGAS EN LAS RUEDAS SE REPARTEN ASIMÉTRICAMENTE EN CUALQUIER VEHÍCULO (MESTRES, 2009).	50
FIGURA 3.8. TIPOS DE TRACCIONES SIMPLES DE AUTOMÓVILES (MESTRES, 2009).	50
FIGURA 3.9. CENTRO DE GRAVEDAD DEL SISTEMA.	51
FIGURA 3.10. ARRIBA: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS EJES. ABAJO: DEFLEXIONES VERTICALES (AZUL) Y DEFLEXIONES ANGULARES (AMARILLO).	52
FIGURA 3.11. MODELO ESTÁTICO DE UNA UNIDAD DEL DINAMÓMETRO.	53
FIGURA 3.12. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN DOS VISTAS DE UNA UNIDAD DEL DINAMÓMETRO.	54
FIGURA 3.13. CARGAS (N) Y DEFORMACIONES (MM) DE LA ESTRUCTURA EN SU 1° POSICIÓN	56
FIGURA 3.14. REACCIONES (N) Y ESFUERZOS DE TORSIÓN (MPA) DE LA ESTRUCTURA EN SU 1° POSICIÓN	56
FIGURA 3.15. REACCIONES (N) Y DEFORMACIONES (MM) DE LA ESTRUCTURA EN SU 5° POSICIÓN	57
FIGURA 3.16. REGULACIÓN DE POSICIONES DEL SOPORTE MÓVIL	58
FIGURA 3.17. REACCIONES EN LOS SOPORTES PARA LA 1° POSICIÓN DE TRABAJO DEL EQUIPO	58
FIGURA 3.18. REACCIONES EN LOS SOPORTES PARA LA 5° POSICIÓN DE TRABAJO DEL EQUIPO	59
FIGURA 3.19. DEFORMACIONES MÁXIMAS EN LA ESTRUCTURA PARA DIFERENTES POSICIONES DE TRABAJO	60
FIGURA 3.20. ESFUERZOS NORMALES MÁXIMOS PARA LA 1ERA POSICIÓN DE TRABAJO (MÁS CRÍTICA)	61
FIGURA 3.21. ESFUERZOS DE TORSIÓN PARA LA 1ERA POSICIÓN DE TRABAJO (MÁS CRÍTICOS)	61
FIGURA 3.22. MODELO VIBRATORIO DEL DINAMÓMETRO	63
FIGURA 3.23. SISTEMA VIBRATORIO EQUIVALENTE DE MASA-RESORTE.	63
FIGURA 3.24. GRÁFICA DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA PARA DIFERENTES FACTORES DE AMORTIGUAMIENTO.	65
FIGURA 3.25. CURVAS DE LA AMPLITUD PARA VIBRACIONES FORZADAS PERIÓDICAS.	67
FIGURA 3.26. NORMA ISO 2372 - SEVERIDAD DE VIBRACIÓN PARA MÁQUINAS ROTATIVAS	69
FIGURA 4.1. IMAGEN EXTRAÍDA DEL PLANO DE MONTAJE GENERAL DEL DINAMÓMETRO.	70
FIGURA 4.2. VISTA ISOMÉTRICA DEL FRENO DISEÑADO	73
FIGURA 4.3. UNIÓN ATORNILLADA CON TRES PLACAS: DOS ZAPATAS Y ESTRUCTURA METÁLICA. DERECHA: DIAGRAMA DE LOS ESFUERZOS EN EL TORNILLO (1) Y LAS PLACAS (2).	77
FIGURA 4.4. AISLADOR DE VIBRACIÓN SLFH DE MASON INDUSTRIES.	78
FIGURA 4.5. MODELO EN 3D DE UNO DE LOS SOPORTES.	79
FIGURA 4.6. IZQUIERDA: GARRUCHA ESTÁNDAR. DERECHA: GARRUCHA CON FRENO (FIJA).	81
FIGURA 4.7. ACOPLE ENTRE UNIDAD DE ABSORCIÓN Y BOCAMASA.	81
FIGURA 4.8. MODELO DEL ÁRBOL DE ENTRADA (GERE, 2009).	82
FIGURA 4.9. DIAGRAMA DE FUERZAS INTERNAS Y DEFLEXIONES DEL ÁRBOL DE ENTRADA	83
FIGURA 4.10. SOLDADURA DEL ÁRBOL DE ENTRADA Y SUS SOLICITACIONES.	84
FIGURA 4.11. IZQUIERDA: ESQUEMA DE FUERZAS DE LOS PERNOS EN UNA BRIDA SOMETIDA A TORSIÓN. DERECHA: UNO SOLA DE LAS UNIONES ATORNILLADAS SOMETIDAS A CARGA EXTERNA CORTANTE	86
FIGURA 4.12. IZQUIERDA: ACOPLE DE GRILLA. DERECHA: ESQUEMA DE INSTALACIÓN DE LOS ACOPLES	87

INTRODUCCIÓN

En general, el término dinamómetro puede referirse al instrumento de medición de fuerza lineal o, en este caso, a un dispositivo que mide torque, velocidad angular y calcula la potencia de máquinas. Esta tesis trata del segundo caso.

En los inicios de la industria automotriz, surgió la necesidad de conocer la potencia máxima del vehículo, la curva torque vs velocidad y la curva potencia vs velocidad, infaltables en las hojas técnicas de los motores. En contraste, en la actualidad la tecnología ha permitido no sólo detectar el punto de mínimo consumo de combustible, sino que también ha hecho posible operar a ese punto gracias a la incursión de la electrónica en el motor y a los ensayos de dinamómetro. Además, en los últimos años estos ensayos han permitido a los fabricantes de motores disminuir la cantidad de emisiones contaminantes, cuya regulación se da en nuestro país a través de las revisiones técnicas según Decreto Supremo N° 047-2001-MTC. Es propicio mencionar que algunos de los talleres calificados a nivel nacional para realizar dichas revisiones cuentan con un dinamómetro.

Sobre la utilidad y aplicaciones del dinamómetro en general, en el primer mundo se emplea el dinamómetro para mantenimiento, para realizar *tuning*¹, homologación de emisiones, para competencias de automovilismo, y para uso interno de fabricantes. Ellos lo necesitan para medir e informar al usuario sobre la potencia de fábrica de su auto y realizan, además, diagnóstico de fallos complejos e investigación. Dichas aplicaciones no se dan en nuestro territorio debido a la problemática de nuestro país, que carece de una industria automotriz propia y de fabricantes nacionales de dinamómetros, lo que implica que los talleres o empresas interesadas en estos equipos tengan que importar. En el caso de dinamómetros portátiles sería desde Europa o EEUU, lo que resultaría carísimo.

¹ *Tuning* es un término proveniente del inglés que significa modificar técnicamente un vehículo de producción en serie para personalizarlo y mejorar sus prestaciones de funcionamiento y conducción.

En general, en nuestro país se emplea el ensayo de dinamómetro como estándar de calidad de conversión de autos a gas, se usa para hacer *tuning* a automóviles de rally, y se utiliza en algunos talleres para las revisiones técnicas, es decir, para el mantenimiento del vehículo. Sin embargo, los usuarios de autos ya no sólo quieren ir al taller a realizar estas pruebas, sino que hay un mercado de oportunidad que necesita hacer el ensayo en lugares remotos como una pista de carreras rally o un campamento minero. En el caso de competencias de rally, las pruebas de velocidad y maniobrabilidad son en la ruta, muy pobres y muy empíricas. En el caso de las mineras, sus flotas de camionetas tienen que cumplir un programa de mantenimiento muy exigente.

Como en todo trabajo, esta tesis tiene ciertos alcances o restricciones. En este caso se propone sólo el diseño mecánico del dinamómetro, es decir, no se considera la medición de emisiones, ni el diseño del sistema de refrigeración. Tampoco se considera en el presente trabajo la construcción del dispositivo. Por otro lado, el diseño se enfoca de manera exigente en ensayar automóviles rally de tracción simple. La consideración de camionetas *pick up* y turismos es deseable pero no prioridad. No se tomará en cuenta ni motos, ni camiones, ni coches de fórmula 1.

En esta tesis de pregrado se ha diseñado un dinamómetro que involucra conceptos de mecánica, desarrollados por el autor, y parte electrónica y de software que han sido seleccionados de un proveedor extranjero. Asimismo, el diseño sirve para ensayar la velocidad angular, torque y potencia en las diferentes velocidades de la caja del automóvil, pero con carga constante o velocidad constante, es decir, no abarca la simulación de las condiciones de carretera.

En el capítulo 1 se presentan definiciones básicas, la historia del dinamómetro, sus clases y fabricantes, tipos de ensayos dinamométricos, tipos de sensores de torque, tipos de sensores de velocidad rotacional, y las diferentes categorías de rally establecidas por *Fédération Internationale de l'Automobile* (FIA).

En el capítulo 2 se realiza el diseño conceptual en el cual se evalúan diferentes alternativas de diseño para cada componente del dinamómetro y diferentes

configuraciones para el ensamble final a través de un estudio técnico y económico. Este proceso está guiado por las exigencias o especificaciones deseadas para el equipo.

El capítulo 3 consiste en el análisis mecánico del diseño (estático y dinámico), y el capítulo 4 presenta el diseño de detalles y selección de componentes. La tecnología empleada en este diseño consta de acoples mecánicos directos a las bocamasas, generación de carga por freno mecánico de fricción, control manual de la misma, aislamiento de eventuales vibraciones generadas por posibles desbalances de los automóviles montados, lectura de datos por sensores de torque y velocidad angular, visualización de los mismos en *display* digitales y almacenamiento de la información por computadora.

El capítulo 5 indica los costos y la nomenclatura y numeración de planos de la tesis.

Todo el cuerpo de la tesis descrito está guiado por los objetivos del trabajo. El objetivo general de esta tesis es:

Realizar el diseño mecánico de un dinamómetro vehicular portátil que mida torque, velocidad angular, y que calcule la potencia en las ruedas de automóviles rally de tracción simple, sea trasera o delantera, con fines de tuning, mantenimiento y homologación de categoría rally.

Entre los objetivos específicos de este trabajo se plantean: que el equipo permita realizar ensayos en estado estacionario y ensayos de aceleración con carga constante (entre ellos el ensayo con mariposa totalmente abierta “WOT” por sus siglas en inglés), que grafique en un rango aceptable las curvas características de torque y potencia, ambos vs la velocidad angular del eje de tracción, y realizar los planos de fabricación del equipo.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

El dinamómetro vehicular es un dispositivo que permite conocer la potencia de un motor y/o la potencia en el eje de las ruedas de tracción de un vehículo. No debe confundirse con el frenómetro, que es un dispositivo que cuenta con uno o más motores de accionamiento, pues el frenómetro sirve para ensayar los frenos de un vehículo. A diferencia de él, el dinamómetro no acciona las ruedas del vehículo, sino más bien son ellas – las ruedas motrices – las que accionan al dinamómetro.

Las magnitudes que se miden son comúnmente la velocidad angular y el torque en el eje. Sea del cigüeñal del motor, el eje de las ruedas de tracción, u otro eje. De esta manera, la potencia que se quiere conocer es resultado simple de la multiplicación de dichas variables: velocidad angular y torque.

Estamos en la era digital y de la electrónica y los dinamómetros modernos no son ajenos a esto, pues ahora poseen control automático como se observa en la Figura 1.1. Ahora nos dan la posibilidad de medir otras variables como el consumo de combustible, la cantidad de emisiones, la presión del aire en la admisión, calibrar la computadora del

motor del automóvil o regular la carga con sólo un clic. ¡Con todo esto se puede simular condiciones de carretera y más!



Figura 1.1. Dinamómetro de chasis moderno con ventilación en sala².

1.1. Conceptos previos

Tuning.- este concepto viene del inglés y está cada vez más de moda. Consiste en modificar técnicamente un vehículo de producción en serie para personalizarlo, para mejorar sus prestaciones de funcionamiento y conducción. Erróneamente, se usa este término para definir a las modificaciones o cambios estéticos personalizados del auto, lo que en inglés es el *custom*. Generalmente, con el *tuning* se busca metas como la de obtener más potencia, más maniobrabilidad, menor consumo de combustible, etc.

Torque.- es un concepto mecánico que consiste en el producto de una fuerza por una distancia. Esta distancia es la comprendida entre la línea de acción de dicha fuerza y algún eje de referencia.

Freno.- se llama freno a todo dispositivo capaz de modificar el estado de movimiento de un sistema mecánico, pudiendo incluso detenerlo completamente, absorbiendo la energía cinética de sus componentes y transformándola en una energía de otro tipo.

Curvas Características.- son curvas que describen los valores de operación de las máquinas o dispositivos. Así tenemos curvas características de motores, bombas, diodos, transistores, etc. En esta tesis nos interesan las curvas de potencia y torque del eje de tracción de automóviles rally vs su velocidad angular.

² www.akrapovic.com/technology/testing-facilities/. Fecha de consulta: 4 de mayo del 2011.

Bocamasa.- o cubo de la rueda, es una pieza de vehículo a la que se acopla la rueda y piezas de los sistemas de frenos, de suspensión y de transmisión.

Sensor.- es el elemento que entra en contacto directo con la magnitud que se va a evaluar o medir. Éste recibe dicha magnitud y se la proporciona al transductor.

Transductor.- tiene la misión de traducir un tipo energía de una señal en otro que sea interpretable por el sistema. Generalmente, transforma la señal que entrega el sensor en otra de tipo eléctrico. El transductor suele incluir al sensor.

RMS.- del inglés *root mean square*. Es un concepto estadístico que se aplica a cantidades variables en el tiempo generalmente. Es especialmente útil cuando aparecen cantidades positivas y negativas como en una senoide por ejemplo. Se utiliza en múltiples disciplinas.

1.2. Historia del dinamómetro vehicular

Son una sucesión de inventos que se han venido dando a lo largo del tiempo, los que han hecho posible tener los dinamómetros para vehículos de hoy. Los más importantes son:

- 1828 Gaspard de Prony inventó el freno que lleva su apellido, el freno Prony.
- 1838 Charles Babbage, el padre de la computación, introduce el dinamómetro carro (Figura 1.2) para medir la capacidad de tracción de las locomotoras inglesas.
- 1877 William Froude, de origen británico, inventa el primer dinamómetro hidráulico. En 1881 Heenan & Froude lanza su primer modelo comercial.
- 1921 Profesor E.V. Collins, desarrolla un dinamómetro para medir la capacidad de un caballo para tirar implementos pesados de metal de granja de la época.
- 1928 La compañía alemana “Carl Schenck EisengieBerei & Waagenfabrik” construyó el primer dinamómetro vehicular de freno con el diseño básico de hoy.
- 1930 Con diseños de pioneros a través de una colaboración de Rudolph Diesel, John Taylor funda “Taylor Dynamometer and Machine Company” para producir dinamómetros de motor.

- 1931 Martin y Anthony Winther presentan el primer dinamómetro de corrientes parásitas. Este permitía ensayar los motores turbina usados en aviación, túneles de viento y autos de alta velocidad.



Figura 1.2. Dinamómetro carro británico para ferrocarriles³ de los años 30'.

1.3. Ensayos dinamométricos

En los dinamómetros se pueden realizar diferentes ensayos en los que se obtienen las curvas de potencia y torque, ambas graficadas versus la velocidad angular, sea del eje de las ruedas motrices o del cigüeñal del motor. Estos ensayos necesitan adquirir repetitividad y verificabilidad porque la potencia medida proviene de un motor de combustión interna (MCI), cuyos ciclos tienen un comportamiento caótico.

1.3.1. Ensayo en estado estacionario

Consiste en ensayar el motor o las ruedas del auto a velocidad y carga constante en un dinamómetro de freno. Este ensayo se repite varias veces para obtener los diferentes puntos de velocidad de la gráfica característica deseada. En el ANEXO D.1 podemos observar una gráfica de ejemplo. Características generales:

- Está estandarizado. Fácil de verificar.

³ *LMS no.1 Dynamometer Car* después del trabajo de restauración (foto 2009). Su diseño tiene su antecedente a Baggage del siglo XIX. Web: www.bbc.co.uk/ahistoryoftheworld/objects/D51w9RzISWe97dXO85k35A. Fecha de consulta: 27 de abril de 2011.

- Demanda una elevada capacidad de refrigeración del auto/motor.
- Necesita estabilizar la velocidad antes de medir. Una medida a la vez.
- Libre elección del tiempo de duración del ensayo.
- Requiere de un control sencillo.

1.3.2. Ensayos dinámicos

En estos ensayos hay que considerar que parte de la potencia se consume al acelerar las masas giratorias de la transmisión del vehículo.

a) Ensayo de aceleración con carga inercial

Consiste en acelerar el auto entre unas definidas rpm de inicio y fin, obligándole a mover con él un tambor con una inercia fija. Características:

- No demanda control automático.
- El tambor de inercia hace que el dispositivo sea voluminoso.

b) Ensayos de aceleración con carga de frenado

b.1. Ensayo de carga constante: Una carga fija es aplicada durante el ensayo. Entre ensayo y ensayo, la aceleración varía porque, por naturaleza, la potencia del motor de combustión va variando con el aumento de las rpm. Como ejemplos de estos ensayos podemos mencionar al ensayo con la mariposa del acelerador totalmente abierta (“WOT” - *Wide Open Throttle*) con carga constante, y el ensayo de simulación de una subida por una pendiente. Es inevitable resaltar la importancia del ensayo con mariposa totalmente abierta pues sirve para conocer la curva de potencia máxima de las ruedas del automóvil para cierta carga especificada y en todo su rango de rpm de funcionamiento.

b.2. Ensayo de aceleración constante: Consiste en ensayar el automóvil a diferentes aceleraciones durante el todo el rango de rpm del motor. En este ensayo es muy importante utilizar tolerancias muy ajustadas para la aceleración. Sólo así el ensayo se puede repetir y verificar. Un ejemplo se puede ver en el ANEXO D.2. Características de este tipo de ensayos:

- Libre elección de la aceleración.
- Permite evaluar la inercia de la transmisión del vehículo.
- Requiere un control adecuado de la aceleración. Implica control automático.

b.3. Ensayo con cargas de carretera simuladas: Este tiene que simular las cargas estáticas como el peso del vehículo, con o sin inclinación, y cargas dinámicas como la fricción con el terreno y el arrastre del viento. Observando la Figura 1.3 podemos ver que la potencia es menor al principio, y es debido a que se necesita vencer la inercia de la transmisión. Características:

- La aceleración es variable y varía con el torque.
- El dinamómetro requiere un freno que varíe la carga durante el ensayo.
- Demanda un sistema de control automático realimentado.

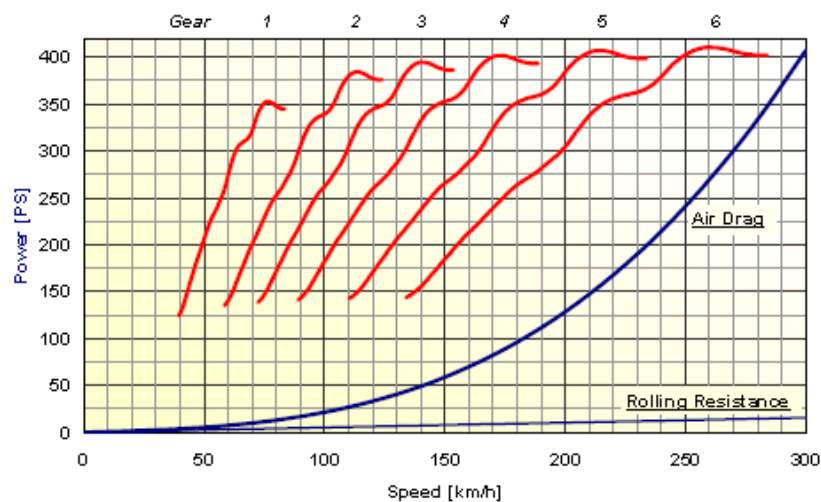


Figura 1.3. Potencia en las ruedas de un Porsche por cada marcha de la caja de cambios y potencias de pérdida debidas al viento y fricción con el suelo

c) Ensayos transitorios

Los propósitos usuales de estos ensayos son la homologación y la investigación en el tema de emisiones vehiculares. Ejemplos: ensayo con la mariposa del acelerador totalmente abierta (“WOT” - *Wide Open Throttle*), ensayos con cambios agresivos en la apertura de la mariposa, o incluso ensayos realizados con un “dinamómetro motor”, el cual tiene la capacidad de entregar energía al automóvil.

1.4. Clasificación de los dinamómetros vehiculares

Los dinamómetros vehiculares son dinamómetros de absorción, los cuales absorben la energía mecánica generada por máquinas como los motores o autos. Sin embargo existen otros como los dinamómetros motores, que proveen energía a la máquina ensayada como un compresor o una bomba; y los dinamómetros de transmisión, que se instalan entre máquinas para medir en una locación particular (Sirohi, 1991).

1.4.1. Clasificación según el tipo de montaje

Esta clasificación se determina según a qué eje se conecta el dinamómetro.

a) Dinamómetro de motor.- Éste se conecta directamente al cigüeñal del motor (o al volante) y por lo general es un dinamómetro de freno, el cual se explica más adelante en el acápite 1.4.2. Este dinamómetro requiere de acceso total a todas las piezas del motor porque usualmente tiene varios sistemas de monitoreo como se muestra en la Figura 1.4. Por esta razón, el motor se ensaya desmontado del vehículo y sobre una estructura de soporte. Es usualmente usado por grandes fabricantes de vehículos, fabricantes de motores de competición y técnicos de la fórmula 1.



Figura 1.4. Dinamómetro de motor⁴.

b) **Dinamómetro de chasis.**- Éste mide indirectamente la potencia del motor sin la necesidad de desmontarlo del vehículo como se aprecia en la Figura 1.5. Los ensayos se realizan poniendo en marcha las ruedas de tracción sobre un par de rodillos, simples o dobles, o sobre un solo tambor largo. En caso de autos de baja potencia podría ser inútil pues las ruedas simplemente podrían patinar. Además causa pérdida de potencia (de 10 a 20%) por la fricción con los rodillos que podrían dañar los neumáticos ocasionalmente.

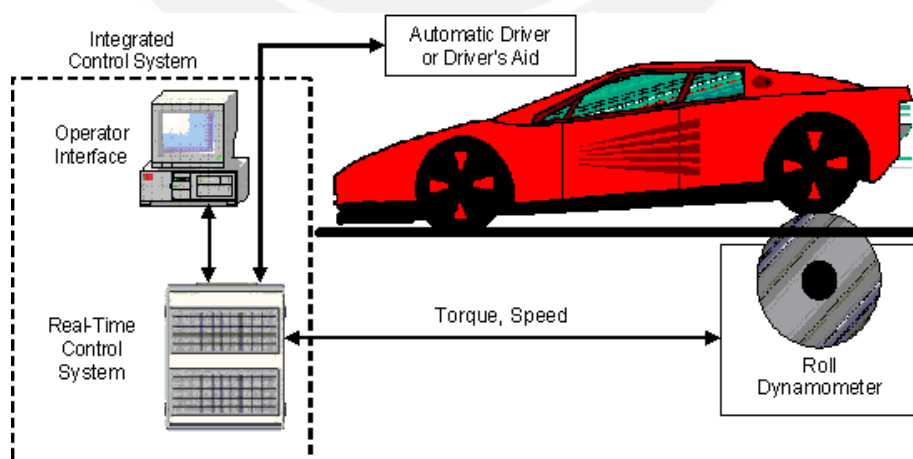


Figura 1.5. Ejemplo de dinamómetro de chasis de rodillos simples⁵.

⁴ <http://c-techperformance.com/dyno-service/engine-dyno/>. Fecha de consulta: 27 de abril del 2011.

⁵ <http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/2974>. Fecha de consulta: 4 de mayo del 2011.

A su vez estos dinamómetros se pueden sub-clasificar en fijos y portátiles. Los *dinamómetros de chasis fijos* están insertados en el suelo del taller de pruebas, mientras que los *dinamómetros de chasis portátiles* son transportables en un vehículo de carga, y tienen que ser capaces de ser instalados in situ (p.ej. patente del ANEXO C).

c) Dinamómetros de acople directo al eje motriz.- Estos dinamómetros, a veces considerados también de chasis, se conectan directamente a las bocamasas⁶ del eje de tracción del vehículo y ya no precisan de rodillos o tambores intermedios. Con ello, tienen la ventaja de no tener pérdidas causadas por la fricción ni el posible deslizamiento de las ruedas sobre los rodillos. Además, otra ventaja es que son más fáciles de transportar que los mismos dinamómetros de chasis portátiles. Vienen en versiones de tracción simple y 4x4 como el de la Figura 1.6. La potencia tal cual se mide en este dinamómetro es la potencia de tracción efectiva que impulsa al vehículo.



Figura 1.6. Dinamómetro acoplable conectado a los ejes de una 4x4⁷.

1.4.2. Clasificación según el modo de determinar la potencia

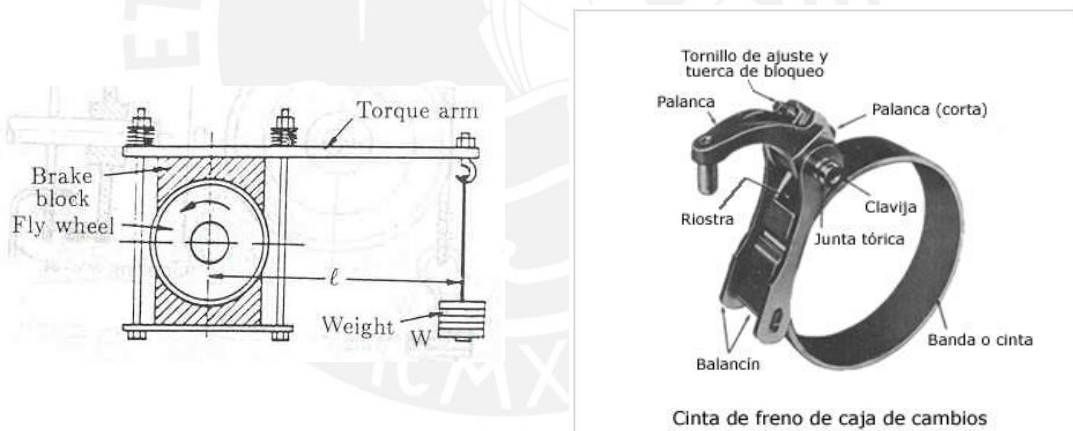
Los dinamómetros según esta clasificación son o de freno o de inercia.

⁶ **Bocamasa** es la pieza a la que se acopla la rueda y sus piezas de freno, de suspensión y de transmisión.

⁷ Término en inglés para este tipo de dinamómetro: *Hub mounted dyno* ó *Hub connected dyno*. Web de la imagen: www.tdi-plc.com/index.php?page=C_dynocam. Fecha de consulta: 4 de mayo del 2011.

a) Dinamómetro de freno.- Éste funciona frenando el rodillo si el dinamómetro es de chasis; o el cigüeñal, en el caso del dinamómetro de motor; o el eje de tracción, si el dinamómetro tiene acople directo a éste. Es muy bueno para realizar ensayos de régimen estacionario, es decir, a velocidad constante, sin embargo requieren calibración periódica. Los tipos de dinamómetros de freno más reconocidos son los siguientes:

a1. Dinamómetro de freno de fricción.- Posiblemente el dispositivo más sencillo de concebir, inventado por Gaspard de Prony para medir el torque producido por un motor. Durante su funcionamiento, la energía mecánica es convertida en calor mediante fricción seca entre las zapatas y la volante de la máquina. Para tal fin, las zapatas se revisten con un material resistente al calor que no se desgasta con facilidad, no se alisa y no se vuelve resbaladizo. En la Figuras 1.7 se puede observar al freno Prony original y a una variante con cinta en vez de zapatas.



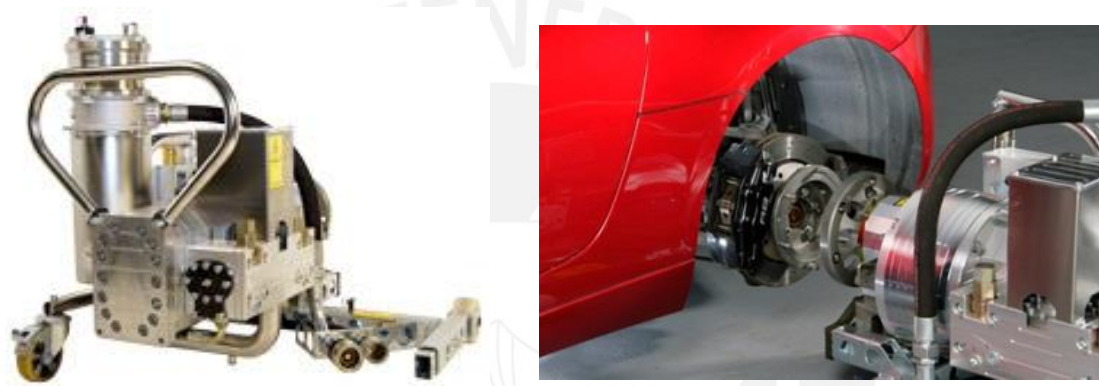
Figuras 1.7. Izquierda: Esquema de un Dinamómetro de Freno Prony⁸. Derecha: Freno de cinta⁹.

a2. Dinamómetro de freno hidráulico.- Destaca por su alta capacidad en potencia, su carcasa pequeña, peso liviano, relativamente bajo costo, estabilidad de carga, gran duración, reparación rápida y poco costosa, y el hecho que no consume energía eléctrica. Sin embargo, como dinamómetro portátil es inviable pues requiere de una alimentación continua de agua.

⁸ <http://thinkingbuddy.uni.cc/acads/ic-engine/3/0304.html>. Fecha de consulta. 7 de junio de 2011.

⁹ www.mecanicavirtual.org/caja-cambios3.htm. Fecha de consulta. 12 de mayo de 2011.

- a3. Dinamómetro de bomba hidráulica.-** Este utiliza un circuito cerrado de agua con una bomba hidráulica impulsada por el eje motriz del auto. Entonces, la potencia de éste se absorbe limitando el flujo de agua con una válvula. Por ejemplo, en las Figuras 1.8 se puede observar al dinamómetro de la marca ROTOTEST de Suecia, el cual utiliza una válvula ultra rápida controlada por computadora (patentada).



Figuras 1.8. Izquierda: Unidad hidráulica del dinamómetro ROTOTEST VPA-RX¹⁰. Derecha: Acople del mismo con el eje motriz del auto.

- a4. Dinamómetro de corrientes parásitas.-** Es un dinamómetro de absorción que tiene una masa metálica la cual es uno o más discos de metal rotado(s) en un campo magnético producido por la corriente eléctrica que circula en el bobinado del estator del dinamómetro. El vehículo ensayado es quien rota este disco.

Su control de carga se realiza variando la corriente en el bobinado del estator, el cual se muestra en la imagen derecha de las Figuras 1.9. La principal ventaja de este sistema de frenado es que, al no tener rozamiento entre partes mecánicas, el desgaste y mantenimiento son mínimos. Además, permite frenar cargas altas y manejar potencias grandes, a velocidades grandes incluso.

¹⁰ www.rototest.com. Dinamómetros suecos de acople directo al eje motriz. Fecha de consulta. 8 de junio de 2011.



Figuras 1.9. Izquierda: Dinamómetro de la marca DynoJet 250I con una motocicleta Sportster lista para ser ensayada. Derecha: Su freno de corrientes parásitas¹¹.

b) Dinamómetro de inercia.- Es bueno para realizar diferentes pruebas de aceleración y ensayos en estado transitorio; con ello, se puede analizar la puesta en marcha del auto, probar diferentes tipos de lubricantes, bujías, bobinas de encendido, combustibles, etc. Usa un pesado tambor de acero que es acelerado como se ve en la Figura 1.10. Este sistema mide la velocidad y aceleración angular y, al conocerse la inercia del tambor la cual es una constante, puede calcularse el torque y la potencia. En consecuencia, no necesita de un sensor o transductor de torque.

Un dinamómetro de inercia bien diseñado no necesita calibración, pues la inercia del tambor es una constante por naturaleza. A diferencia de los dinamómetros de freno no hay voltajes debido a señales de sensores de torque, por tanto no hay histéresis. Esto los hace más precisos dentro de su rango de uso. Por ello son recomendables para los últimos afinamientos en *tuning*, pruebas de la resistencia del viento, etc. Cabe resaltar que existen fabricantes que tienen productos que son al mismo tiempo dinamómetros de freno y de inercia.

¹¹ www.insta-gator-choppers.com/DynoJet/index.html. Fecha de consulta. 4 de mayo del 2011.



Figura 1.10. Dinamómetro de inercia de rodillo simple de Roller Test¹².

1.5. Fabricantes de Dinamómetros Vehiculares

En esta tesis, se desarrollará un dinamómetro para autos; por lo tanto, se averiguó los diferentes fabricantes de dinamómetros de freno e inercia existentes en el mercado mundial actual. Algunos, construyen ambos, como son:

- Mustang Dynamometer (EEUU), tiene varios modelos de dinamómetros portátiles mixtos de inercia/freno de corrientes parásitas.
- SuperFlow (EEUU), tiene un modelo de dinamómetro portátil.
- Dynojet (EEUU), tiene dinamómetros mixtos de freno/inercia.
- Rotronics (Francia), incluye la medición de la relación aire/combustible.
- Dyno Dynamics (Australia), tiene un modelo portátil desarmable.
- VLTest (Holanda).
- Napro (Brasil), su modelo utiliza rodillos y un freno eléctrico.

Algunos de estos tienen una amplia gama de productos, tanto que también fabrican dinamómetros de motor (Superflow, Dyno Dynamics) o dinamómetros para motocicletas (Dyno Dynamics). Otros fabricantes tienen sólo algunos tipos en especial.

¹² www.rollertest.com.ar. Puede verse el tamaño voluminoso del tambor. Fecha de consulta: 30 de mayo de 2011.

Fabricantes de dinamómetros freno:

- i. Fabricantes de dinamómetros de chasis
 - Bosch (Alemania)
 - Maha (Alemania)
- ii. Fabricantes de dinamómetros de acople directo al eje motriz¹³
 - Rototest (Suecia), regula la carga con una válvula especial patentada.
 - Dynapack (Nueva Zelanda)

Fabricantes de dinamómetros de inercia:

- i. Roller Test (Argentina)
- ii. DynoTech Power (Argentina)

También se realizó una búsqueda de tipos y fabricantes de sensores de torque y velocidad rotacional. Este resumen se encuentra en el ANEXO A.

1.6. Categorías de automóviles en Rally

Las competencias rally de nuestro país suman al rally “Dakar” desde 2012, que viene a ser la competencia más importante junto con el campeonato de rally mundial. Las competencias usuales en el Perú son Caminos del Inca, Campeonato Nacional de Rally ACP, Campeonato de Rally ACH y Campeonato de Cross Country ACP.

Según la FIA (*Fédération Internationale de l'Automobile*¹⁴), los automóviles para rally son vehículos comerciales adaptados para competición. Para que un vehículo sea homologado dentro de cualquier categoría rally, deben producirse un mínimo de 2.500 unidades en un año entre las 25.000 del modelo comercial (por ejemplo, se requieren 2.500 Subaru Impreza WRX de las 25.000 unidades del Subaru Impreza.).

¹³ Sus dinamómetros son de bomba hidráulica, poseen un sistema cerrado que recircula el fluido con la bomba, arrojan mediciones más precisas, no dependen de tomas de electricidad y son portátiles.

¹⁴ www.fia.com. Fecha de consulta: 8 de junio de 2011.

1.6.1. Grupo N

A este grupo pertenecen los vehículos de producción en serie modificados. Es conocido como la "*Showroom Class*" (o clase de exhibición). Contrasta con los vehículos del Grupo A porque son limitados en términos de modificaciones. Según la Tabla 1.1 el grupo N se subdivide en 4 clases en base a la capacidad del motor.

Tabla 1.1. Subclasificación del Grupo N.

Clase	Cilindrada del Motor	Tracción	Turbo
N1	1400 cc o menos	Simple	No
N2	1401 - 1600 cc	Simple	No
N3	1601 - 2000 cc	Simple	No
N4	más de 2000 cc	Permitida 4x4	Permitido

La FIA y muchas otras organizaciones automovilísticas nacionales – como la peruana – están trabajando en pos de organizar cada rally con la normativa del Grupo N, en un esfuerzo por reducir costos y reducir el impacto ambiental del automovilismo.

1.6.2. Grupo A

El Grupo A, vehículos de turismo modificados, se subdivide en 4 clases. Dentro de estas cuatro, un auto puede reclasificarse nuevamente en las categorías entre paréntesis de la Tabla 1.2, que se ha elaborado en base a las normas vigentes según FIA y la Federación Peruana de Automovilismo Deportivo (FEPAD, 2010).

Tabla 1.2. Sub clasificación del grupo A y categorías afines.

Clase	Cilindrada del Motor	Tracción	Turbo
A5	1400 cc o menos	Simple	No
A6	1401 - 1600 cc (Súper 1600) ¹⁵	Simple	No
A7	1601 - 2000 cc (TS) 1601 - 2000 cc (Súper2000)	Simple Permitida 4x4	Permitido No
A8	más de 2000 cc (World Rally Car)	Permitida 4x4	Permitido

Dentro del Grupo A están las subcategorías de los autos más potentes. Ellos son prototipos de producción limitada como World Rally Car, Súper 1600 y Súper 2000. En el caso de la categoría Turismo Superior (TS) califican autos del Grupo A, N y B (Gran Turismo).

¹⁵ El Grupo Súper 1600 no encaja exactamente dentro de la categoría A6 sino que se ha colocado ahí como referencia de su cilindrada máxima permitida (1600cc).

CAPÍTULO 2

2.1 DISEÑO CONCEPTUAL

En el presente capítulo se exponen las consideraciones que se han tomado en cuenta para el diseño del equipo, una descripción detallada de sus características y funciones, la búsqueda de soluciones preliminares y sus combinaciones; y por último, el análisis técnico – económico de dichas soluciones que define el diseño definitivo de la tesis. Se ha creído conveniente hacer esta presentación en base al Método de Diseño VDI 2221.

En la presente tesis, el primer capítulo se refirió al estado de la tecnología de los dinamómetros en general. Este es el primer paso para la clarificación y definición de la tarea mencionada en la Figura 2.1, es decir la primera de las etapas del proceso de diseño. Para completar este proceso se sigue con la definición de las exigencias o especificaciones que tiene que cumplir el objeto a diseñar.

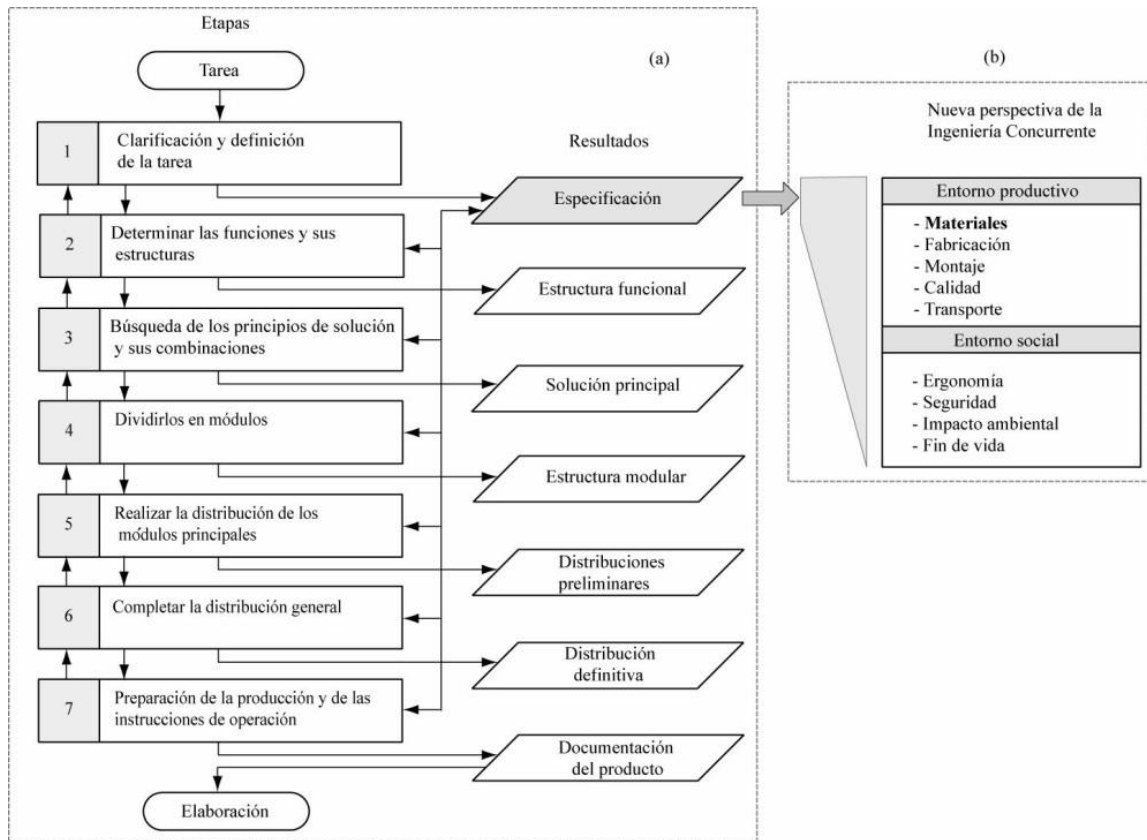


Figura 2.1. Etapas del proceso de diseño según VDI 2221¹⁶.

2.1. Exigencias y especificaciones

Luego de haber realizado el estado de la tecnología, se sigue con un análisis de la situación del problema – que fue formulado en la introducción – después se comprueban las posibilidades de realización, y finalmente se definen las prioridades y exigencias que regirán todo el proceso de diseño.

2.1.1. Función principal

Como ya se dijo en la introducción, el dinamómetro portátil de esta tesis deberá medir torque, velocidad angular y calcular la potencia en las ruedas motrices de automóviles rally de tracción simple, sea trasera o delantera, mediante ensayos en estado

¹⁶ www.ciencias.holguin.cu/2010/Marzo/articulos/ARTI18.htm. Fecha de consulta: 8 de junio de 2011

estacionario, WOT y de aceleración con carga constante. El rango de medición debe comprender ensayos con el automóvil en 1ra marcha, 2da, 3ra y así hasta la 6ta marcha como máximo.

Para ello, esta tesis que comprende el diseño mecánico debe sólo definir el tipo de componentes electrónicos y el tipo de sistema de refrigeración que hagan falta. Sin embargo, debe permitir su selección, o diseño, como un trabajo posterior.

2.1.2. Arquitectura del diseño

Entre los principales requerimientos del dispositivo se tiene que debe ser portable dentro de una camioneta *pick up*. Asimismo, los usuarios finales son los equipos de rally de nuestro país y por qué no del extranjero. Se sabe que ellos viajan a varias ciudades, incluso países, durante todo el año por motivo de competencia, y necesitan hacer mantenimiento y/o *tuning* en la localidad donde se encuentren. Además se desea, sin ser exigencia, que sea útil para el mantenimiento que tienen las flotas de camionetas de las mineras, las que tienen un régimen exigente de uso transportando personal y objetos entre la mina y la planta concentradora, el campamento minero, la ciudad, etc.

Los pilotos de rally están más interesados en el desempeño de la potencia en las ruedas, porque son las que finalmente los impulsa, en desmedro de los datos de potencia del motor. Por esta razón, se ha visto conveniente definir el dinamómetro portátil como uno del tipo conectable a las bocamasas del eje motriz. Por ende, el diseño es de dos unidades de absorción de potencia conectadas una a cada bocamasa, y las lecturas de torque y rpm son tomadas con sus sensores y enviadas hacia una computadora.

2.1.3. Geometría, ergonomía y montaje

Como consecuencia directa de la portabilidad del dinamómetro se tiene que debe tener el menor peso y volumen posible (sin descuidar el tema de rigidez estructural debido a

posibles vibraciones y el tema de resistencia) tal que quepa en una camioneta *pick up*. Además, cada parte debe ser fácil de mover por una o dos personas como máximo.

Sobre el montaje, el dinamómetro debe ser capaz de ser instalado en el mismo lugar a donde se lleve y debe ser lo más fácil posible de ensamblar y desarmar. Para ello, necesitará espacio libre en una superficie plana.

2.1.4. Ensayos

Se exige que en el equipo se puedan realizar pruebas en estado estacionario para diferentes rpm con todos los cambios de la caja de velocidad.

Los autos rally se usan en caminos complicados donde más se está acelerando o desacelerando que marchando a velocidad constante. Es por ello que se requiere que en el dinamómetro se realicen no sólo ensayos en estado estacionario, sino también ensayos dinámicos. Sin embargo no todos ellos son factibles, revisando el capítulo 1, acápite 1.3.2, se han elegido dos ensayos de aceleración: el ensayo a carga constante, por su simpleza, pues no requiere un freno controlado automáticamente, y el ensayo WOT o a mariposa totalmente abierta, que permite obtener las curvas características o máximas de potencia y torque.

2.1.5. Fuerzas

Para proporcionar carga torsional en los ensayos se necesitará un freno en cada unidad de absorción, el cual será suficiente que sea mecánico de fricción con un control manual simple.

2.1.6. Energía

El equipo está proyectado para ser un dispositivo de medición de torque, rpm y potencia, por ende no realizará trabajo mecánico. Más bien, es el equipo el que recibirá el trabajo producido por el automóvil. Parte de este trabajo se convertirá en calor generado por la fricción en el freno y será liberado por el sistema de refrigeración, que se recomienda consista de dos ventiladores, cuyo diseño no forma parte del alcance de esta tesis. Se prevé uso de baterías para energizar la parte electrónica y los ventiladores.

2.1.7. Control y señales

En los ensayos el operario regulará la carga con anterioridad, la cual se quedará igual durante todo el ensayo sea cual sea el tipo de ensayo. Las mediciones se realizarán directamente con los sensores de velocidad angular y torque, y la potencia se calculará al instante para cada punto multiplicando entre sí las dos variables anteriores. En este punto, es importante decir que las vibraciones deben perturbar lo menos posible a las mediciones. Además, será necesario contar con la electrónica necesaria que haga posible llevar las señales para ser procesadas en una computadora, la que se estima portátil como lo es este diseño. La computadora será un elemento adquirible por separado.

Los resultados de las mediciones deberán ser mostrados gráficamente en ejes cartesianos y mostrar al menos las siguientes curvas:

- Torque vs velocidad angular
- Potencia vs velocidad angular

2.1.8. Seguridad

De lo dicho anteriormente, que el dinamómetro será acoplable directamente al eje motriz, y sumado al hecho de requerir una estructura resistente, rígida y que amortigüe vibraciones, se plantea que la misma estructura absorba el peso y torque del automóvil,

y a la vez, sirva de sistema de sujeción para que el auto no se lleve consigo el dinamómetro sino más bien se quede en su sitio durante todo el tiempo de un ensayo. Para el diseño de esta estructura o bastidor se requiere estimar un diámetro promedio de los neumáticos de toda la gama de autos que son utilizados en las competencias rally. Esto con el objetivo de definir la distancia desde la base hasta el eje del equipo.

En general es mejor tener los datos técnicos completos de los automóviles de las categorías involucradas en la tesis, lo que se tratará en el subcapítulo siguiente.

2.1.9. Usos y materiales

El uso del equipo, como ya se ha mencionado, está exigentemente destinado a darse en talleres y localidades de pistas rally. Sin embargo, es un deseo adicional pero no prioritario que se use también el equipo en campamentos mineros. Ambos destinos se ubican en distintos climas y geografías, por ello, las piezas podrían estar expuestas a todo tipo de humedad, temperatura, etc. Por este motivo los materiales a emplear, estructura y cubierta, deberán ser resistentes a la humedad y corrosión. Además, debe cuidarse que el diseño presente una adecuada flexibilidad frente a la expansión térmica.

2.1.10. Costos

Dinamómetros de este tipo, portátiles y conectables a las bocanetas, existen en el mercado global. Por ejemplo, *Rototest* en Suecia y *Dynapack* en Nueva Zelanda tienen dos sistemas similares aunque con frenos de bomba hidráulica, recirculación de fluido y regulación de la carga por válvula controlada por computadora. Estos equipos tienen un costo que sobrepasa los US\$ 60,000 dólares.

En nuestro caso, al ser un diseño de tecnología más sencilla, se estima como un costo de oferta inicial del proyecto de US\$ 40,000 dólares aproximadamente.

Todas las exigencias expuestas anteriormente se pueden apreciar de manera resumida en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Lista de exigencias del proyecto

<p>FUNCIÓN PRINCIPAL: Medir torque, velocidad angular y calcular la potencia en las ruedas motrices de automóviles rally de tracción simple, sea delantera o trasera, mediante ensayos en estado estacionario y de aceleración.</p>
<p>DISEÑO: Dinamómetro portátil acoplable al eje motriz. Dos unidades de absorción, una para cada rueda, comunicadas eléctricamente a una computadora externa.</p>
<p>GEOMETRÍA: Sus dimensiones deben permitir su ingreso en una camioneta.</p>
<p>ERGONOMÍA: El peso y el tamaño del dispositivo, así como el peso y tamaño de cada parte de éste, deben ser adecuados para que una o más personas los levanten.</p>
<p>MONTAJE: Deberá ser capaz de ser instalado en el mismo lugar a donde se lleve lo más fácil y rápido posible. Para ello, necesitará espacio libre en una superficie plana.</p>
<p>ENSAYOS: Deberá realizar ensayos en estado estacionario y los ensayos dinámicos de carga constante para cada cambio de la caja de velocidad del automóvil.</p>
<p>ENERGÍA: Para la alimentación del sistema se empleará la potencia mecánica del automóvil a ensayar. En el caso de la parte electrónica se prevé uso de baterías.</p>
<p>FUERZAS: El torque del automóvil deberá ser absorbido mediante un freno de fricción.</p>
<p>CONTROL: El control del automóvil y el control de la carga torsional del freno fricción del dinamómetro se realizarán manualmente.</p>
<p>SEÑALES: De entrada: torque y velocidad angular. De salida: gráficas cartesianas de torque y potencia vs velocidad angular para cada marcha del auto.</p>
<p>SEGURIDAD: Las estructuras de ambas unidades del dinamómetro servirán de soportes del automóvil que deben resistir las cargas estáticas y dinámicas durante todo un ensayo.</p>
<p>USO: Se dará en distintos climas y geografías pues competencias rally hay en todo el mundo.</p>
<p>MATERIALES: Deberán conservar su integridad ante todo tipo de climas en lo posible. Resistir la humedad, tensiones de expansión térmica, corrosión, etc.</p>
<p>PRECIO: Alrededor de los 40 000 dólares.</p>

2.2. Datos y estimaciones preliminares

Las categorías involucradas en el diseño de esta tesis son los grupos N1, N2, N3, A5, A6 (Súper 1600) y A7 (TS) pues involucran tracción simple según el acápite 1.6. Cabe resaltar que ningún auto en estas categorías está permitido de usar turbocompresor (FEPAD, 2010) a excepción de la categoría TS. Estas categorías más la N4 son las que participan en “Caminos del Inca”. Se ha escogido los datos límite para generalizar y cubrir una gran gama de autos con el diseño del dinamómetro:

2.2.1. Automóviles

- Categorías: N1, N2, N3, A5, A6, Súper 1600, A7 y TS (exigen tracción simple)
- Velocidad máxima: 220 km/h

N1–N3 (FIA, Datos Técnicos de Automóviles para Homologación en Grupo N, 2010)

- Peso mínimo en vacío: 782 kg (Fuji Pléo Sedan) – 1300 kg (Seat Altéa 2,0 FSI)
- Peso mínimo con equipo a bordo: sumar 150 kg al anterior
- Vía delantera máx.(mm): 1 328 (Fuji Pléo Sedan) – 1 545 (Fiat Stilo 1.8 16V)
- Vía trasera máx.(mm): 1 303 (Fuji Pléo Sedan) – 1 540 (Fiat Stilo 1.8 16V)
- Diámetro aros: 13’’ (Fuji Pléo Sedan) – 18’’ (Honda Civic Type-R FN2)
- Ancho aros: 4,5’’ (Skoda Félicia, Skoda Félicia 1,6 y Suzuki Ignis FH) – 7,5’’ (Honda Civic Type-R FN2 y Clio Renault Sport)

Se muestra un resumen de datos de homologación para el Grupo N y las demás categorías involucradas en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Pesos máximos (involucrados en la tesis) de los pesos mínimos homologados.

	Grupo N	Grupo Turismo Superior	Grupo A	Súper 1600
En vacío	1300 kg	1100 kg	1000 kg	1000 kg
Con equipo a bordo	1450 kg	1250 kg	1150 kg	1150 kg
Límite cilindrada correspondiente ¹⁷	2000 cc	2000 cc	2000 cc	1600 cc

A fin de entender qué son las vías delantera y trasera observe la Figura 2.2.

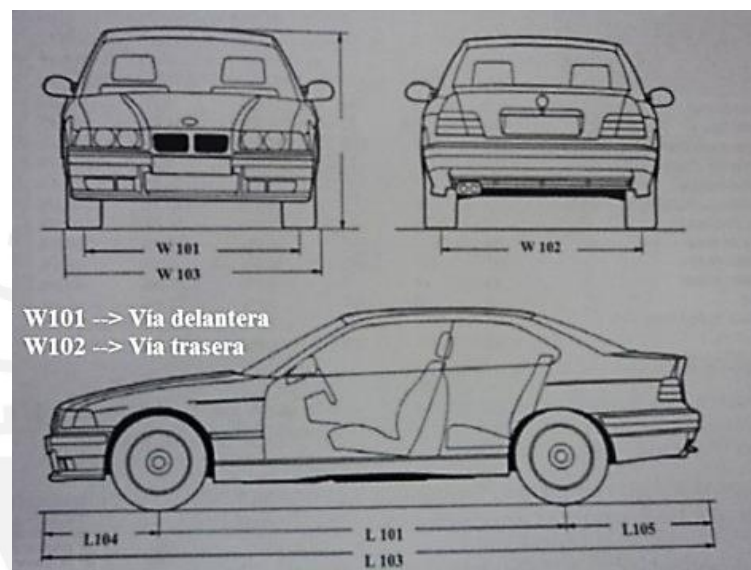


Figura 2.2. Dimensiones básicas de un vehículo según SAE.

2.2.2. Motor

- La única categoría que permite turbocompresor es la Turismo Superior (TS).
- Combustible: gasolina o diesel - Art. 252 (FIA, CDI - Anexo J, 2010)
- Cilindrada máxima: 2 litros
- Potencia máxima: 250 HP (Honda Civic Type-R FN2)¹⁸
- Torque máximo: 350 N-m (autos a diesel producen torques altos)

¹⁷ En realidad existe una lista de pesos mínimos para cada intervalo de cilindradas en cada categoría (FIA, CDI - Anexo J, 2010). Aquí se han tomado los valores máximos de cilindrada que abarca esta tesis.

¹⁸ "Honda Civic Type-R FN2 - The Spirit Of The 'R' Continues". Artículo en la Revista Honda Tuning.

Web: www.hondatuningmagazine.com/features/htup_1109_honda_civic_type_r_fn2/viewall.html Fecha de consulta: 4 de noviembre de 2011.

2.2.3. Transmisión

- Tracción: simple
- Caja de cambios: manual de máximo 6 velocidades
- Relaciones de transmisión de engranajes. Deben mantenerse respecto al automóvil de producción según el Art. 254 (FIA, CDI - Anexo J, 2010). Como ejemplo se muestran los datos del automóvil Seat León 2.0 TDI en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Especificaciones técnicas de un automóvil Seat León (Seat, 2011).

Modelo	Seat León 2.0 TDI ¹⁹
Velocidad máxima	214 km/h
Combustible	diesel
Encendido	TDI ²⁰
Potencia máxima	170 HP / 4200 rpm
Par máximo	350 N-m / 2500 rpm
1º relación	3,769
2º relación	2,087
3º relación	1,324
4º relación	0,919
5º relación	0,902
6º relación	0,757
Retroceso	4,549
Grupo reductor	3,684 / 2,917

2.2.4. Ruedas

- Neumáticos grandes: 245/45 R18 (ej. Potenza S001 de Bridgestone)
- Neumáticos pequeños: 185/60 R14 (ej. Turanza ER300 de Bridgestone)

En general cada automóvil emplea neumáticos y bocamasas de diferente diseño, en consecuencia, para cada uno tendría que fabricarse un acople distinto. A continuación se

¹⁹ Auto homologado en Grupo A y Grupo N (FIA, Lista de Vehículos Homologados por País y Fabricante, 2011). www.seat.es/content/medialib/seat/market_master/downloads/brochures/. Fecha de consulta: 12 de octubre de 2011.

²⁰ **TDI** o **Turbocharged Direct Injection** es un diseño de motores de turbodiésel con inyección directa a los cilindros desarrollado y producido por el grupo Volkswagen, al cual pertenece Seat.

presentan los datos completos de ruedas del Toyota Corolla, auto muy difundido comercialmente y en competencia. Se tomarán como referencia para el diseño del acople entre la bocamasa y el equipo. Sin embargo, el dinamómetro podrá utilizarse con otros automóviles siempre y cuando se le fabrique su acople correspondiente.

- Aro: 14 x 5.5 JJ
- Neumático: 175/65 R14
- Agujeros para atornillar a bocamasa: 4 de 18 mm de diámetro cada uno
- Diámetro de las posiciones de los agujeros: 100 mm

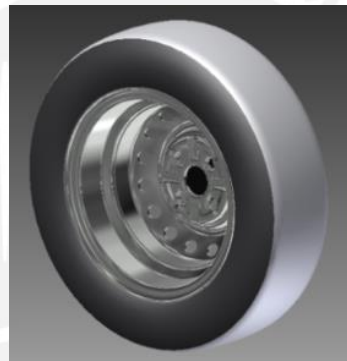


Figura 2.3. Rueda de Toyota Corolla en 3D tomado de la web de 3D Content Central.

2.3. Estructura de funciones

En base a la metodología de diseño según VDI 2221, antes de formular la estructura de funciones es necesario hacer una abstracción. Por consiguiente, a continuación se presenta la abstracción que recomienda el método: la caja negra o *black box*.

En el dispositivo no se procesará materia alguna, sino que se medirán parámetros del automóvil que nos permitan conocer la potencia mecánica que entregan sus ruedas motrices. Por ello, la abstracción realizada en este *black box* sólo cuenta con la presencia de señales y energía como se puede observar en la Figura 2.4.

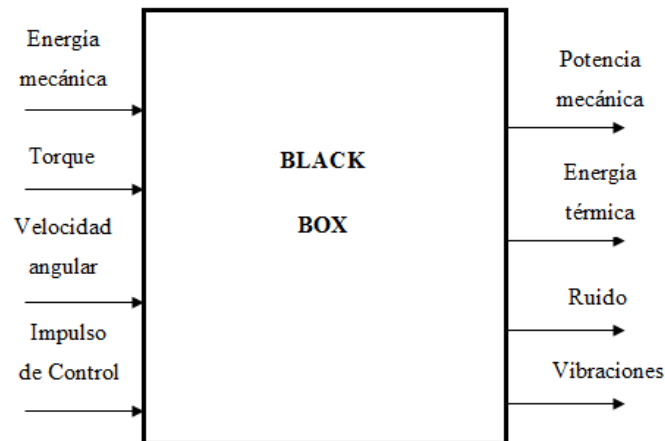


Figura 2.4. Black box del dinamómetro.

Señales

- Impulso de control: generado por el freno del dinamómetro para controlar el torque en el eje motriz. Será manual.

Datos a medir: Torque y velocidad angular.

Dato a calcular: Potencia mecánica que entrega el eje motriz a las ruedas.

Energía

- Energía Mecánica: Generada por el motor del auto y que es recibida por el equipo. Se da en forma de potencia giratoria y de vibraciones.
- Energía Térmica: Representada por las pérdidas en forma de calor que presente la interacción entre el eje y el freno del equipo.
- Energía Acústica: Representada por el ruido o vibraciones sonoras que podrían producirse por las vibraciones mecánicas durante el trabajo.

Las funciones que debe realizar el dinamómetro se listan por el orden en que se realizan y adicionalmente se presentan en el gráfico Figura 2.5.

- **Instalar y desinstalar equipo:** Esta función no será realizada por el dinamómetro sino más bien por una gata hidráulica.
- **Sujetar auto y absorber cargas:** Deberá haber algún sistema que sujete al automóvil y evite que se vuelque durante la puesta en marcha. Además, absorberá las cargas estáticas y dinámicas como las vibraciones.

- **Recibir la potencia mecánica:** Luego de sujetar el automóvil se deberá encenderlo y pisar el acelerador, de esta manera, las ruedas de tracción transmitirán su potencia hacia alguna pieza(s) adecuada para esta función.
- **Absorber la potencia mecánica:** Debe haber algún tipo de freno o sistema mixto (inercia/freno) que permita oponer resistencia al giro del eje motriz y producir así el torque para medir. Se ha definido que el freno sea mecánico de fricción.
- **Evacuar el calor:** En este caso se usará un sistema de refrigeración por ventiladores.
- **Suministrar energía eléctrica:** La misma que entregará energía a los componentes que cumplan las funciones que siguen a continuación
- **Medir torque:** Con un sensor o transductor de torque.
- **Medir velocidad:** Con un sensor o transductor de velocidad angular. Ambos transductores deberán medir sobre el eje que lleva montado el freno.
- **Procesar las señales:** Para procesar las medidas obtenidas se utilizará algún dispositivo electrónico adecuado.
- **Calcular y mostrar resultados:** Calcular la potencia mecánica del auto es multiplicar el torque por las rpm ya medidas. Para ello se utilizará algún tipo de computadora que, en adición, muestre los resultados gráficamente.

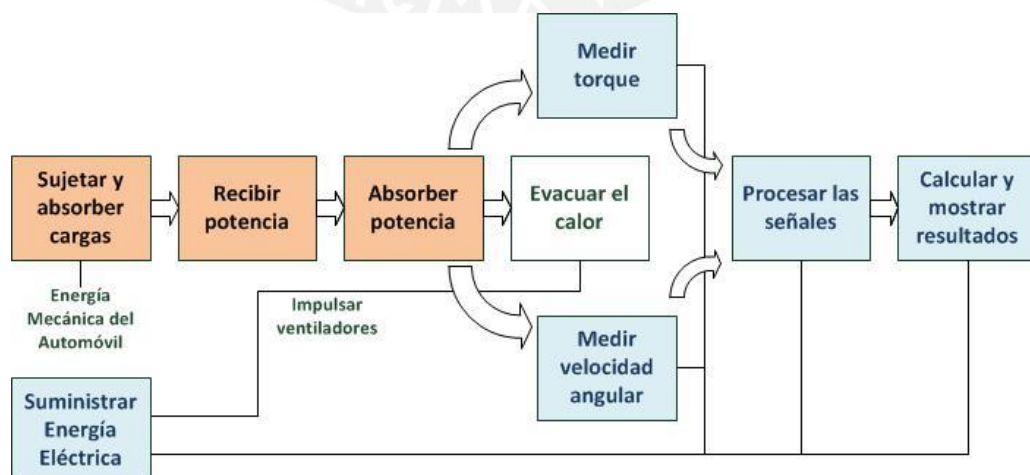


Figura 2.5. Estructura de funciones del dinamómetro. En melón: parte mecánica. En celeste: parte eléctrica/electrónica. En blanco: fuera del alcance de la tesis.

2.4. Matriz morfológica y su análisis según las exigencias

Luego de presentar las funciones que deberá realizar el dispositivo, es necesario asignar un agente que cumpla cada una de dichas funciones. Siguiendo con la metodología de diseño elegida, ella recomienda realizar una matriz morfológica. Básicamente, consiste en colocar varias opciones para cada función y luego en base a las exigencias analizar cada una y decidir cuáles son las más idóneas para nuestro diseño. Dicha matriz con sus funciones numeradas se muestra en la Tabla 2.4.

















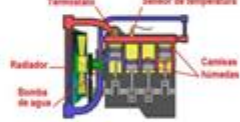

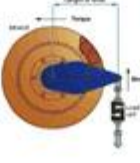
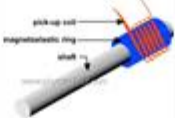

El tipo de dinamómetro elegido, como ya se mencionó en las exigencias, es el conectable al eje motriz. Ello define a los agentes que cumplen la función 2 (sujetar al automóvil) como dos estructuras independientes, y para la función 3 (recibir potencia) como acoples directos con las bocamasas. En general, el dinamómetro consta de dos unidades de absorción, más dos agentes que procesen las señales de cada uno (función 8) y un agente procesador de datos (función 9).

Los agentes que cumplan las funciones 2, 3, 4, 6 y 7 serán dobles, uno para cada unidad de absorción, mientras que la función 1 será realizada por una gata hidráulica a adquirirse por separado.

Cada unidad del dinamómetro tendrá los siguientes componentes principales, de los cuales, ya se decidió la clase o tipo de alguno de ellos:

a) Estructura: Sujeta al automóvil y evita que se vuelque durante la puesta en marcha. Además, absorberá las cargas estáticas y dinámicas como las vibraciones.

Tabla 2.4. Matriz Morfológica para el diseño del dinamómetro portátil²¹.

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5
1 Instalar y desinstalar equipo	Gata hidráulica 				
2 Sujetar al automóvil	Estructuras independientes 	Varillas 	Enclave 	Correas de polyester 	Topes 
3 Recibir potencia	Rodillos 		Tambor inercial 	Acople directo con bocanasa 	
4 Absorber potencia mecánica	Tambor inercial 	Freno de fricción 	Freno de bomba hidráulica 	Freno de corrientes parásitas 	Freno de motor/generador 
5 Evacuar el calor	Ventiladores axiales 		Ventilador radial 	Sistema de refrigeración por agua 	
6 Sensar torque	Dinamómetro de resorte 	Celda de carga 	Sensor de materiales magneto elásticos 	Sensor de torque de rotación 	

²¹ La función N°1 “instalar y desinstalar equipo” de la tabla no será realizada por el dinamómetro.

7 Sensor velocidad angular	Tacómetro de mano 	Encoder incremental 	Dinamo o alternador tacométrico 	Sensor de efecto Hall 	Tacómetro de rotor dentado 
8 Procesar señales	PLC 	Micro controlador 	Display 		
9 Procesar datos	Operario 	PC portátil 			

b) Acople para recepción de potencia: Este es un acople mecánico bridado diseñado para adherir una unidad de absorción directamente a su respectiva bocamasa. La ubicación de una bocamasa se aprecia en la Figura 2.6. Cabe mencionar, que se presentará en los planos sólo un acople diseñado para ensayar un Toyota Corolla, pues no es práctico diseñar todos los acoples para todos los autos existentes.

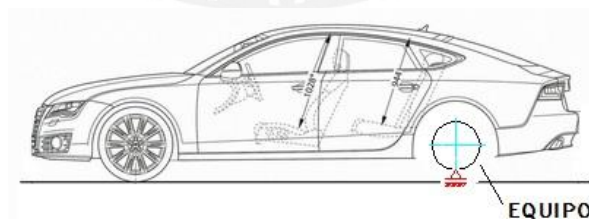


Figura 2.6. Vista lateral de la instalación del dinamómetro.

c) Freno: En lo referente al agente que absorberá la potencia mecánica se ha seleccionado un freno de fricción y es suficiente porque, como se vio en las exigencias, se usará el dinamómetro para ensayos en estado estacionario, ensayos tipo WOT y de

carga constante. Como ayuda para la decisión del tipo de freno a emplear se estudió la tabla comparativa de frenos del ANEXO B.

Como se puede apreciar en dicha tabla, al usar un freno de fricción se requiere refrigeración por agua para ensayos largos. Es por ello que se define que el equipo funcione para ensayos cortos y sea refrigerado por ventiladores.

d) Sensor de torque: Entre todos los tipos de sensores de torque destacan las ventajas de dos tipos de sensores: sensor de torque rotacional y celda de carga.

El sensor rotacional no necesita de diseños de piezas accesorias como en el caso del brazo de palanca y conectores para la celda de carga. Por otro lado, las celdas de carga son más económicas.

e) Sensor de velocidad angular (rpm): En este caso el *encoder* incremental es atractivo, por su practicidad de montaje y bajo costo, o también el de tipo magneto-elástico cuando viene integrado al sensor de torque del tipo rotacional.

La parte electrónica que procese las señales, los datos, calcule la potencia y muestre los resultados gráficamente se define como un conjunto de: dos *display*, *laptop*, batería.

2.5. Conceptos de solución preliminares

2.5.1. Concepto de solución 1

Es un dinamómetro de dos unidades conectables a los cubos de las ruedas. Cada unidad presenta un freno Prony de banda, una celda de carga, un *encoder* incremental y un acople mecánico. Ambas unidades entregan sus señales a una PC (Figura 2.7).

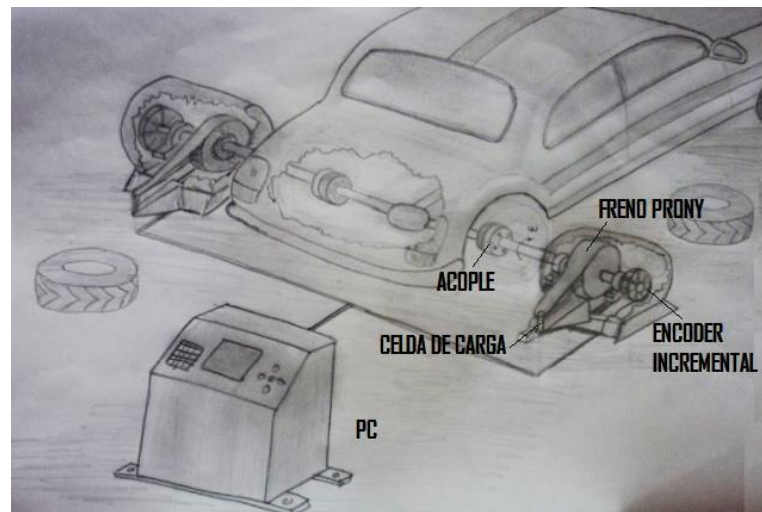


Figura 2.7. Esquema del concepto de solución 1.

2.5.2. Concepto de solución 2

A diferencia del anterior concepto, cada unidad posee un freno de tambor y zapata doble exterior, un sensor de torque rotacional con sensor de velocidad magnético integrado y un *display*. Un esquema de una de las dos unidades de absorción de potencia puede observarse en la Figura 2.8. Una laptop recibe las señales de ambas unidades.

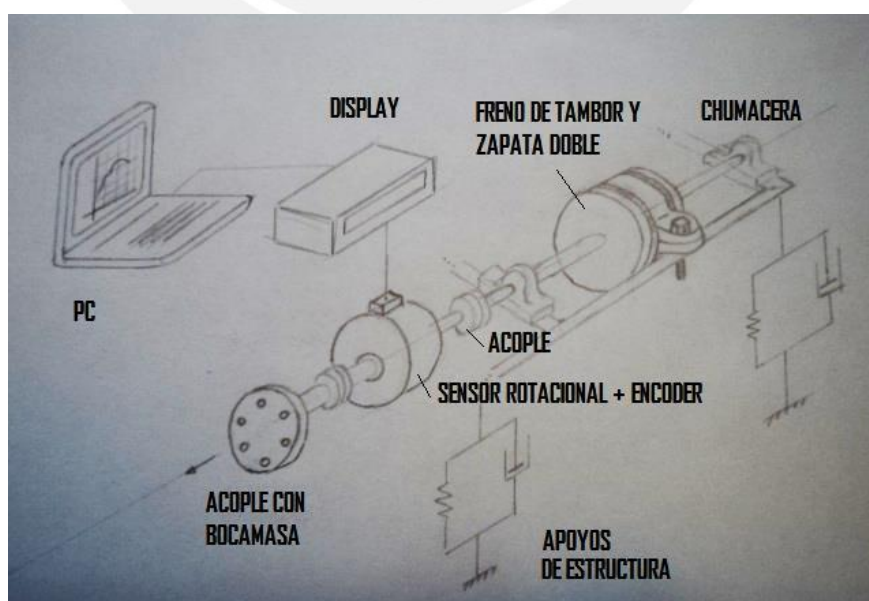


Figura 2.8. Esquema de concepto de Solución 2 (se muestra una de las dos unidades de absorción en una vista incompleta).

2.5.3. Concepto de solución 3

En este concepto se cambia sólo el freno anterior (concepto de solución 2) por uno de tambor y zapata simple como se muestra en la Figura 2.9.

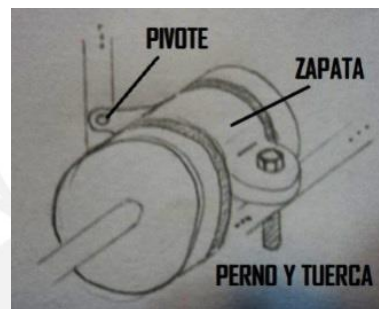


Figura 2.9. Freno de tambor y zapata simple exterior.

2.6. Evaluación técnica – económica y concepto definitivo

Es necesario definir algunos de los conceptos a evaluar para este diseño en particular. En lo que se refiere a los aspectos técnicos:

Buen uso de la fuerza y energía.- La energía mecánica proveniente del automóvil es la misma para cualquier caso, por lo que se analizará la fuerza que aplicará el frenado. En esto los conceptos de solución 2 y 3 poseen ventaja por requerir la fuerza de un solo hombre aplicada en un tornillo de ajuste.

Una comparación entre los tres conceptos de solución, con puntajes asignados por cada aspecto de la evaluación técnica, puede apreciarse en la Tabla 2.5.

Rapidez.- En cuanto al tiempo que tomaría cambiar la carga torsional. El freno de banda de la solución 1 necesita una polea para tensar mientras que en las otras soluciones basta con la habilidad manual del operario para girar el tornillo.

Tabla 2.5. Evaluación Técnica de los conceptos preliminares.

EVALUACIÓN TÉCNICA (x_i)

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)
 0 = No satisfice, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien
 g: el peso ponderado, está en función de los criterios de evaluación (1:4)

Criterios de evaluación para diseños en fase de concepto o proyecto

Variantes de Concepto / Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
			S1		S2		S3	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Buen uso de la fuerza o energía	4	2	8	4	16	4	16
2	Seguridad	4	3	12	3	12	3	12
3	Rapidez	3	1	3	2	6	2	6
4	Estabilidad	4	3	12	3	12	3	12
5	Rigidez	4	3	12	3	12	3	12
6	Manipulación	4	1	4	3	12	2	8
7	Confiabilidad	3	1	3	2	6	2	6
8	Simplicidad	2	2	4	2	4	2	4
9	Posibilidad de automatización	2	1	2	1	2	1	2
10	Fabricación	3	2	6	3	9	3	9
11	Mantenimiento	3	2	6	2	6	2	6
12	Montaje	4	2	8	3	12	3	12
13	Diseño	2	1	2	2	4	1	2
14	Ergonomía	3	2	6	2	6	2	6
15	Influencia del medio ambiente	3	3	9	3	9	3	9
Puntaje total	$\sum p$ ó $\sum gp$	48	29	97	38	128	36	122
Valor técnico	x_i		0.48	0.54	0.63	0.71	0.60	0.68

Manipulación.- Es la facilidad para ajustar el freno en cada caso. El concepto del freno de zapata doble posee ventajas, pues la carga vertical de una zapata se anula con la de la otra. Esto facilita las tareas del operador y también representa menores tensiones y deformaciones para el eje y los sensores.

Confiabilidad.- Es la confiabilidad que se puede tener en los resultados obtenidos. Los 3 conceptos son similares, sin embargo la precisión del sensor rotacional es mejor que la precisión de la celda de carga pues da el torque directamente, mientras que la celda mide la fuerza solamente.

Se analizan también algunos de los indicadores del cuadro de evaluación económico, el cual se muestra en la Tabla 2.6.

Fácil adquisición de los materiales, costo de la tecnología y repuestos.- El concepto de solución 1 tiene la ventaja pues los sensores que posee se comercializan en Lima. A diferencia de éstos, el sensor de torque rotacional de las otras soluciones es requerido desde el extranjero a través de un proveedor.

Número de piezas, facilidad de montaje y transporte.- El concepto de solución 1 posee desventajas pues, al necesitar un tensador para la faja y un soporte adecuado para la celda de carga, requiere más piezas y tiempo de montaje. Además, pesaría más, restándole portabilidad al diseño.

Tabla 2.6. Evaluación Económica de los conceptos preliminares.

EVALUACIÓN ECONÓMICA (Y_i)

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
0 = No satisfice, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien								
g: el peso ponderado, está en función de los criterios de evaluación (1:4)								
Criterios de evaluación para diseños en fase de concepto o proyecto								
Variantes de Concepto / Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
			S1		S2		S3	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Número de piezas	4	2	8	4	16	3	12
2	Fácil adquisición de los materiales	4	3	12	2	8	2	8
3	Costos diversos	3	3	9	3	9	3	9
4	Número de operarios	2	2	4	2	4	2	4
5	Costo de la tecnología	3	3	9	2	6	2	6
6	Facilidad de montaje	4	2	8	4	16	4	16
7	Fácil mantenimiento	3	3	9	3	9	3	9
8	Repuestos	3	3	9	2	6	2	6
9	Costos de operación	2	1	2	2	4	2	4
10	Transporte	4	3	12	4	16	4	16
Puntaje total	$\sum p$ ó $\sum gp$	32	25	82	28	94	27	90
Valor económico	Y_i		0.63	0.68	0.70	0.78	0.68	0.75

Luego de haber ponderado todos los criterios de evaluación, se presentan gráficamente los resultados para las 3 propuestas de solución en la Figura 2.10.

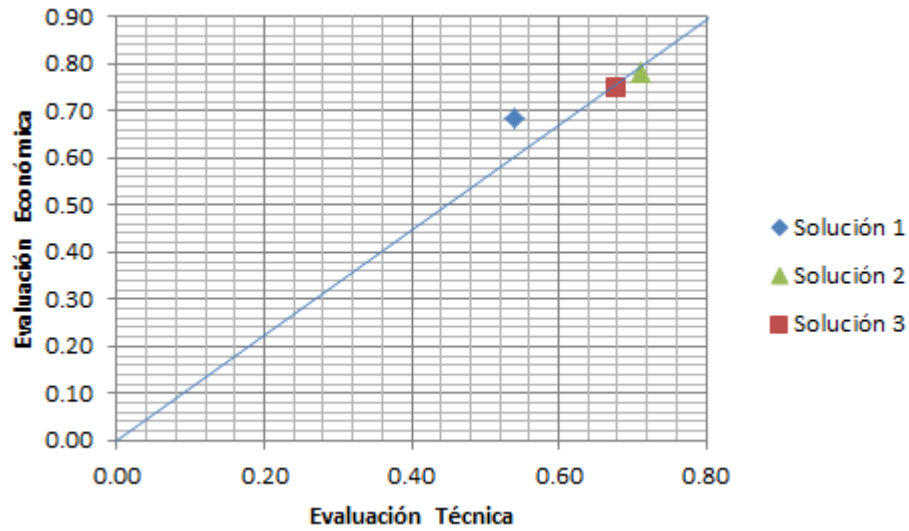


Figura 2.10. Evaluación técnica – económica de los conceptos de solución preliminares.

Como resultado del estudio técnico-económico, se bosquejó la siguiente configuración final (Figura 2.11) como concepto de solución definitivo según el concepto número 2.



Figura 2.11. Concepto de solución definitivo. Vista trasera esquemática.

CAPÍTULO 3

3.1 ANÁLISIS MECÁNICO

El concepto de solución definitivo necesita evolucionar, tomar forma y empezar a detallarse hasta conocer la clase y características de cada componente del dinamómetro. Este capítulo trata de la búsqueda del tipo de componentes que faltan definir a partir de un análisis del procedimiento a seguir en los ensayos y un análisis estático y dinámico del todo como un sistema. No obstante, una imagen del diseño finalizado se presenta en la Figura 3.1. Se presenta sólo una de ambas unidades de absorción de potencia por razones prácticas. Al diseño conceptual definitivo, realizado en *Autodesk Inventor 2014*, se le añadió el detalle que uno de los soportes con garrucha sea móvil. La separación entre este y la estructura es regulada con el perno mariposa que aparece rotulado en la imagen.

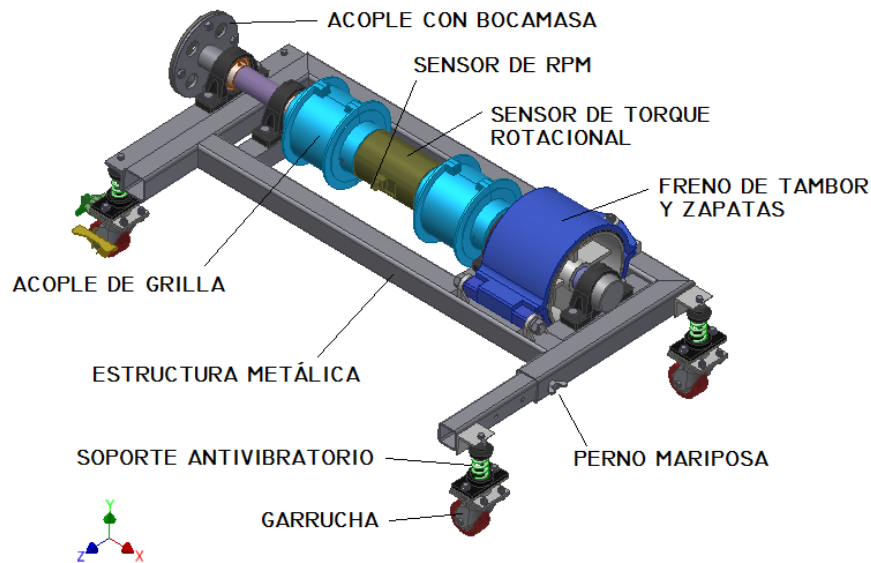


Figura 3.1. Vista isométrica de una unidad de absorción de potencia.

3.1. Procedimiento de ensayos dinamométricos

Las pruebas que realiza este equipo son:

- Ensayo en estado estacionario.- un ensayo por cada punto de medición de velocidad. La cantidad de puntos es de acuerdo al nivel de ajuste de la curva requerida por el usuario).
- Ensayo de aceleración con carga constante.- se realizaría ajustando una carga determinada con el freno para simular alguna condición de rally. Por ejemplo: las pendientes.
- Ensayo WOT o de mariposa totalmente abierta (con carga constante).- se realizaría para determinar las curvas características o máximas de torque y potencia en las ruedas.

Los detalles generales para todos los ensayos son los siguientes.

- i. **Preparación:** para el montaje de las unidades de absorción del dinamómetro en el automóvil se utilizará una gata hidráulica, y se deberá seguir los siguientes pasos:

- Levantar el automóvil ligeramente, apoyando el chasis en la gata hidráulica desde el lado de la primera rueda de tracción (Figura 3.2).
 - Desmontar la rueda.
 - Alinear la unidad de absorción con la bocamasa con ayuda de la gata.
 - Atornillar los pernos uniando el acople de la unidad con dicha bocamasa.
 - Llevar la gata al otro lado del chasis.
 - Repetir para la otra rueda de tracción los pasos anteriores.
- ii. **Carga:** el freno se ajustará manualmente previo al inicio del ensayo.
- iii. **Duración del ensayo:** 5 segundos, valor de referencia de Rototest²² para ensayos estacionarios y 10 segundos como máximo para otros ensayos.
- iv. **Resultados:** gráficas de las curvas de potencia y torque vs rpm.



Figura 3.2. Gata hidráulica con un soporte accesorio

3.2. Casos críticos de diseño

Las situaciones a analizar para el diseño se darían cuando el dinamómetro esté totalmente instalado, sea con el motor del auto apagado o en funcionamiento. Se analizarán los casos críticos de carga y velocidad angular.

²² Performance Measurements on Chassis Dynamometers. Documento recuperado de la web de Rototest Research Institute: www.rri.se/index.php?DN=38. Fecha de consulta: 15 de febrero de 2013.

Según se la Figura 2.6 del capítulo anterior, el equipo estará sometido a las cargas que le transmita el eje de tracción²³. Por ello es necesario disponer de los valores de potencia, torque y rpm, referidas a dicho eje. Para esto necesitamos las relaciones de transmisión de la caja de cambios de la Tabla 2.3 del acápite 2.2.3.

Se presentan las ecuaciones necesarias para los cálculos de la transmisión y cuyos símbolos están referidos a la Figura 3.3:

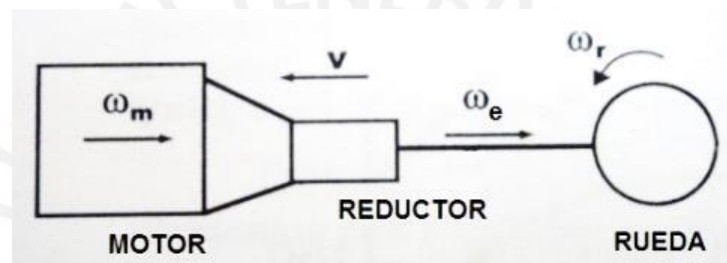


Figura 3.3. Esquema del motor, reductor y ruedas (Mestres, 2009).

- Caja de velocidad:

$$i_c = \frac{\omega_m}{\omega_e} \quad (3.1)$$

- Grupo Reductor:

$$i_r = \frac{\omega_e}{\omega_r} \quad (3.2)$$

La potencia mecánica y el torque proveniente del motor se dividen entre ambos palieres del eje motriz. La potencia se divide aproximadamente entre dos. No obstante, el torque se divide de manera desigual en curvas teniendo la rueda interior a la curva el mayor torque (mayor tracción), mientras que la rueda exterior, la mayor velocidad. En la Figura 3.4 podemos observar una tracción trasera común con sus dos palieres.

²³ La tracción trasera se ha tomado como referencia, pero el equipo también podrá utilizarse en una delantera.

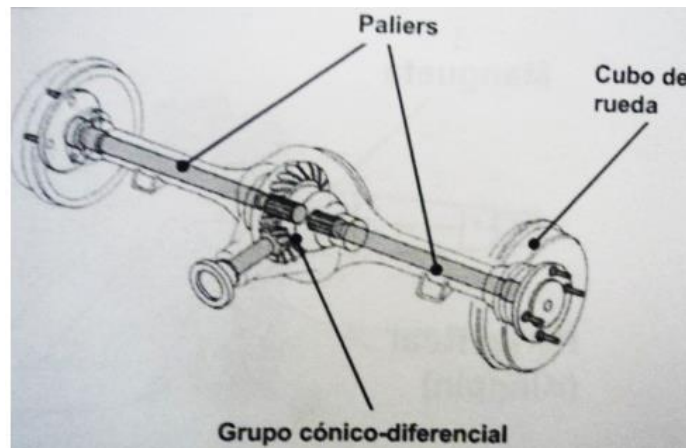


Figura 3.4. Tracción trasera común (Mestres, 2009).

La marcha en línea recta será la premisa para los cálculos en esta tesis, sin considerar las diferencias de torque y velocidad entre ambas ruedas debidas a las curvas. Es así que el torque en cada rueda es la mitad del total de todo el eje motriz (ecuación 3.3).

- Torque en cada rueda:

$$T_r = \frac{T_m \times i_c \times i_r}{2} \quad (3.3)$$

- Revoluciones en ambas ruedas:

$$\omega_r = \frac{\omega_m}{i_c \times i_r} \quad (3.4)$$

Los diferentes ensayos del dinamómetro según el acápite 3.1 deben poder realizarse para cualquier cambio de la caja de velocidad. Los rangos de rpm en las ruedas para cada relación de transmisión de la caja del automóvil elegido en las estimaciones preliminares se presentan en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Rangos de rpm y torque en las ruedas para cada relación de transmisión del Seat León.

			Rango rpm motor ²⁴	Torque máx. motor
Grupo Reductor	$i_r = 3,684$		1000 – 6500	350 N-m
	i_c	Reducción total	Rango rpm ruedas	Torque máx. c/rueda
1° relación	3,769	13,885	72 – 468	2430
2° relación	2,087	7,689	130 – 845	1345
3° relación	1,324	4,878	205 – 1333	853
4° relación	0,919	3,386	296 – 1920	592
5° relación	0,902	3,323	301 – 1956	581
6° relación	0,757	2,789	359 – 2331	488
Retroceso	4,549	16,759	60 – 388	-

Los cálculos de los siguientes casos críticos de diseño consideran los datos y estimaciones preliminares del subcapítulo 2.2 y los resultados de este subcapítulo.

a. Caso potencia máxima: Es de interés para los cálculos de disipación de calor del freno mecánico.

- Potencia máxima del motor : 250 hp
- Potencia máxima en cada palier : 125 hp

b. Caso torque máximo: Es de interés para el cálculo estático y por fatiga de algunas piezas. Éste se presentará cuando el motor se encuentre a su torque máximo y la caja de velocidades en el cambio 1°. Rototest, fabricante de dinamómetros de referencia, publica ensayos de automóviles en su web generalmente en 4ta y 5ta. Sin embargo, se ha tomado este cambio por seguridad pues da un torque más alto el cual eventualmente podría darse.

- Torque máximo del motor : 350 N-m
- Torque máximo en cada palier : $T_r = \frac{T_m \times i_c \times i_r}{2} = 2430 \text{ N} - \text{m}$

²⁴ El rango del motor se ha tomado desde 1000 rpm porque se tiene como referencia a Rototest, quien realiza sus ensayos estacionarios a partir de esta velocidad. Ver ejemplo de Subaru Impreza WRX en el ANEXO D.

c. Caso torque cero: Es cuando el dinamómetro está instalado en ambas bocamasas del automóvil pero éste aún permanece apagado. Es de interés para el cálculo de las reacciones en los apoyos. Se verá más adelante que conforme el torque aparece y aumenta, las reacciones en algunos soportes aumentan y en otros disminuyen.

d. Caso rpm mínimas: Es de interés para el cálculo por vibraciones para la selección de los soportes anti vibratorios. Este caso se presentará cuando la caja esté en el cambio 1°. Entonces, revisando la Tabla 3.1 se obtiene:

- Revoluciones mínimas motor : 1000 rpm
- Revoluciones mínimas palier : $\omega_r = \frac{\omega_m}{i_c \times i_r} = 72 \text{ rpm}$

e. Caso rpm máximas: Es de interés en la selección de rodamientos, acoples mecánicos y del sensor. Este se presentará cuando la caja esté en el cambio 6°.

- Revoluciones máximas motor : 6500 rpm
- Revoluciones máximas palier : $\omega_r = \frac{\omega_m}{i_c \times i_r} = 2331 \text{ rpm}$

Los casos críticos 'd' y 'e' de rpm no determinan el rango de rpm de operación definitivo para el equipo, pues aún falta considerar el análisis por vibraciones.

3.3. Análisis estático

En este acápite se hallan las cargas estáticas críticas del diseño y se empiezan a definir algunos elementos como el tipo de acoples que utilizará el dispositivo.

3.3.1. Estimación de cargas estáticas

El dinamómetro consta de dos unidades de absorción sobre las cuales se monta el automóvil (Figura 3.5). Este provee dos cargas estáticas a cada unidad: parte de su peso y el torque de sus ruedas. Es propicio recordar que estas cargas serán soportadas por los ejes (Figura 3.5), estructuras y soportes de cada una de las dos unidades (Figura 3.6). Asimismo, el peso propio del dinamómetro es también otra carga estática a considerar.



Figura 3.5. Vista trasera de la instalación del dinamómetro. Se aprecian las chumaceras de los ejes en rojo, más no se aprecia la estructura metálica ni los soportes principales del equipo.

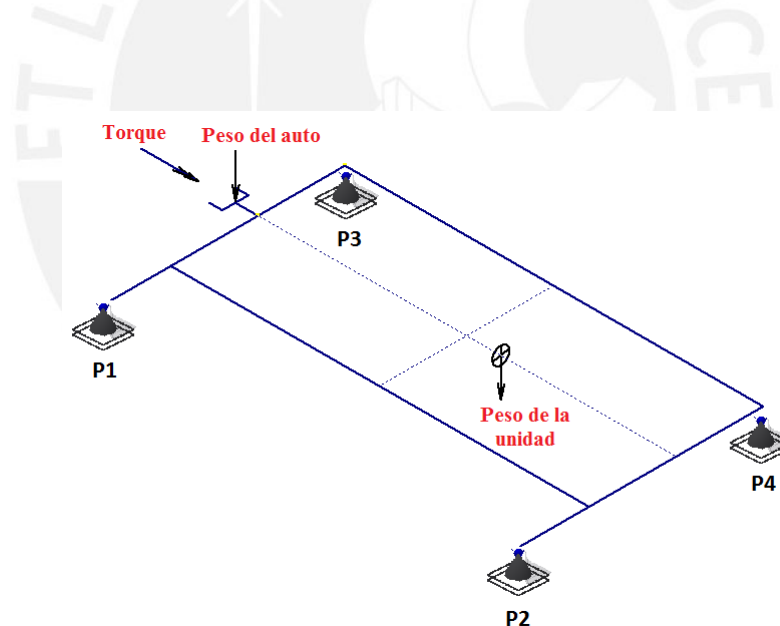


Figura 3.6. Cargas estáticas en una unidad del equipo (estructura y soportes).

El peso del auto se reparte a cada eje del automóvil según donde esté ubicado el centro de gravedad como se ejemplifica en la Figura 3.7. Ahora bien, el equipo recibirá el peso repartido al eje de tracción del automóvil, por instalarse en ese lugar.

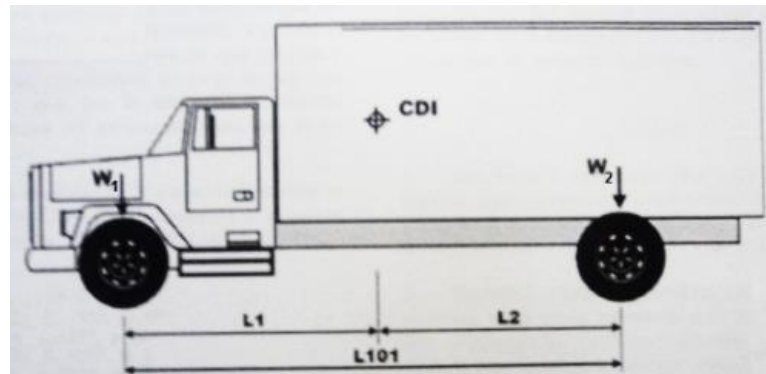


Figura 3.7. Centro de gravedad en un camión. Las cargas en las ruedas se reparten asimétricamente en cualquier vehículo (Mestres, 2009).

La cantidad del peso del vehículo que resiste cada eje depende de su proximidad al centro de gravedad. El eje que esté más cercano a él recibirá mayor carga. Por lo general, este eje más esforzado es el que está más cerca del motor. En esta tesis se toman en cuenta automóviles como los de la Figura 3.8, que pueden ser de tracción trasera o delantera, y podrían tener motor delantero o trasero.

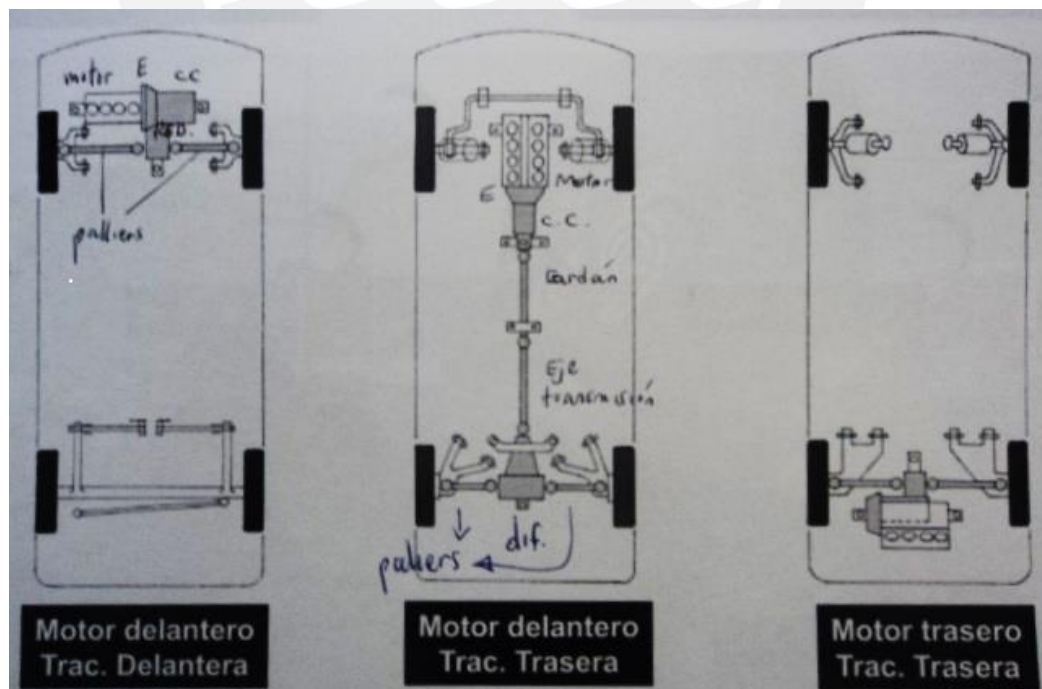


Figura 3.8. Tipos de tracciones simples de automóviles (Mestres, 2009).

En el cálculo se tomará el caso del eje más cercano al motor, pues en este eje se acostumbra tener la mayor parte del peso. Entonces se asumirá que W_1 (Figura 3.7) es igual al 60% del peso total (Mestres, 2009).

Tomando el caso más crítico de peso, que según el acápite 2.2.1 es 1 300 kg del auto en vacío, y agregando 150 kg del equipo (piloto y copiloto), resulta un peso total de 1 450 kg. Luego W_1 es igual al 60%, es decir 870 kg, y la fuerza vertical que recibe cada unidad de absorción del dinamómetro es la mitad de esto, es decir 435 kg.

Los valores de todas las cargas estáticas para cada unidad de absorción según la Figura 3.6 se presentan en la Tabla 3.2. El torque es para el caso crítico de torque máximo analizado en el capítulo anterior. El peso propio de la unidad se calculó con ayuda de *Autodesk Inventor 2014*, un software de diseño 3D.

Tabla 3.2. Cargas estáticas en cada unidad de absorción del dinamómetro

	Carga	Punto de aplicación (mm)
Torque máximo	2430 N-m	(0,384,0)
Parte del peso del auto	4350 N	(0,384,0)
Peso propio	2670 N	(835,356,19)

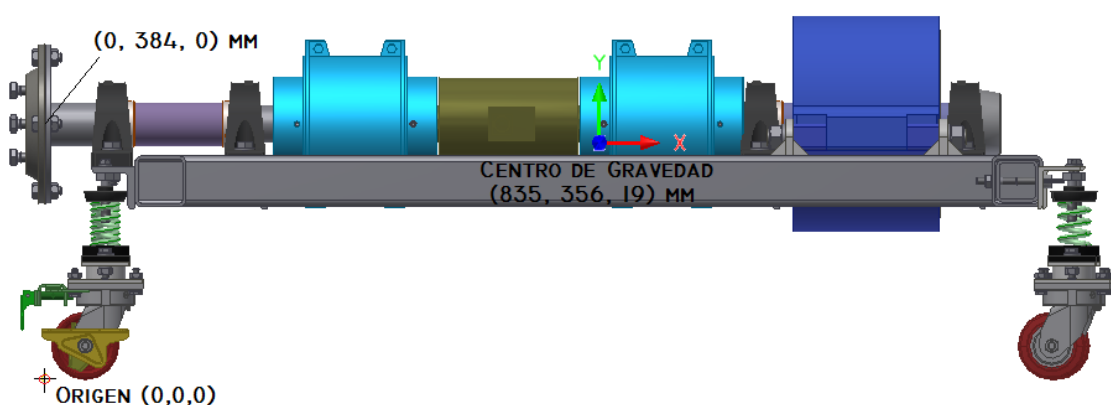


Figura 3.9. Centro de gravedad del sistema²⁵.

²⁵ Sólo se presenta la mitad por razones prácticas ya que el dinamómetro es simétrico. El centro de masa de la unidad está representado por los ejes coordenados rosados.

El modelo de una de las dos unidades en 3D es presentado en la Figura 3.9, así como su centro de gravedad. Los puntos de aplicación de las cargas estáticas de la Tabla 3.2 precedente están referenciados al origen de coordenadas (0,0,0) de la misma figura. El peso del auto que aparece es la parte que le corresponde solamente a una unidad, es decir, la mitad del 60% del peso. La línea de acción de esta fuerza, que actúa sobre cada unidad, pasa por el acople embricado.

3.3.2. Reacciones en las chumaceras de los ejes

El modelo estático para los ejes y los acoples flexibles entre ellos se muestra en la Figura 3.10. Las rótulas representan a los acoples flexibles de grilla, los apoyos tipo carritos y tipo fijo representan a las chumaceras o apoyos de los ejes, y las flechas en color turquesa, a las cargas estáticas. Se omitió el torque pues es igual para los tres ejes y no afecta a los cálculos de momentos flectores ni a las deflexiones.

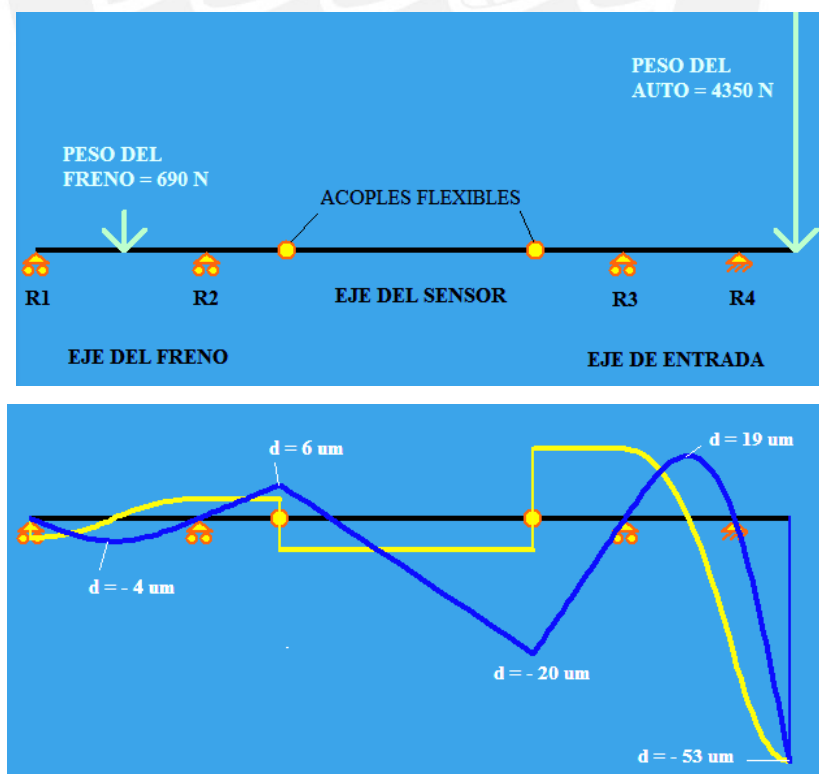


Figura 3.10. Arriba: Diagrama de cuerpo libre de los ejes. Abajo: deflexiones verticales (azul) y deflexiones angulares (amarillo).

El cálculo estático completo de los ejes puede consultarse en el anexo I.5. Los resultados de tal análisis para las reacciones de las chumaceras se presentan a continuación. El signo positivo significa una reacción hacia arriba y el signo negativo que la reacción es hacia abajo.

$$R1 = 354 \text{ N}$$

$$R2 = 336 \text{ N}$$

$$R3 = - 2175 \text{ N}$$

$$R4 = 6525 \text{ N}$$

3.3.3. Dimensionamiento y cálculo hiperestático

En esta etapa es muy importante realizar el diagrama de cuerpo libre o DCL (Figura 3.11) y aplicar las ecuaciones de la estática, lo cual nos permitirá cumplir este objetivo y también calcular las cargas en los soportes P_1 , P_2 , P_3 , P_4 . El DCL se aplicó en una sola unidad del dinamómetro debido a la simetría.

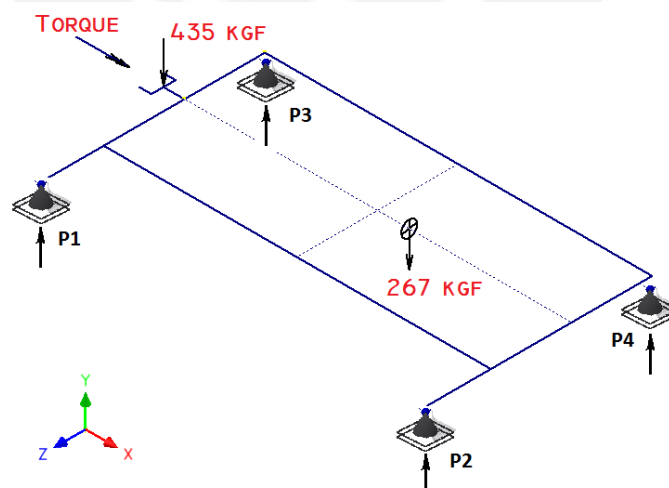


Figura 3.11. Modelo estático de una unidad del dinamómetro.

Luego se esquematiza el mismo DCL en dos vistas, frontal y lateral (Figura 3.12) y se procede a formular las ecuaciones de la estática. Tener en cuenta que el torque (T) es variable y depende del operario de turno del automóvil, a diferencia de los pesos que son constantes (435 kgf y 267 kgf).

$$\sum \vec{F} = 0 \tag{3.5}$$

$$\sum \vec{M} = 0 \tag{3.6}$$

La ecuación 3.5 se desarrolla como $P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 702$ kgf en dirección “y” de acuerdo al sistema de coordenadas de la Figura 3.11. La ecuación 3.6 se aplica en los planos “XY” y “ZY” de la Figura 3.11. En resumen, todas estas ecuaciones resultantes determinan un sistema de tres ecuaciones con cuatro variables (P_1, P_2, P_3, P_4), lo que constituye un problema “hiperestático” pues hay más variables que ecuaciones.

$$\sum F_y = 0, \sum M_x = 0, \sum M_z = 0$$

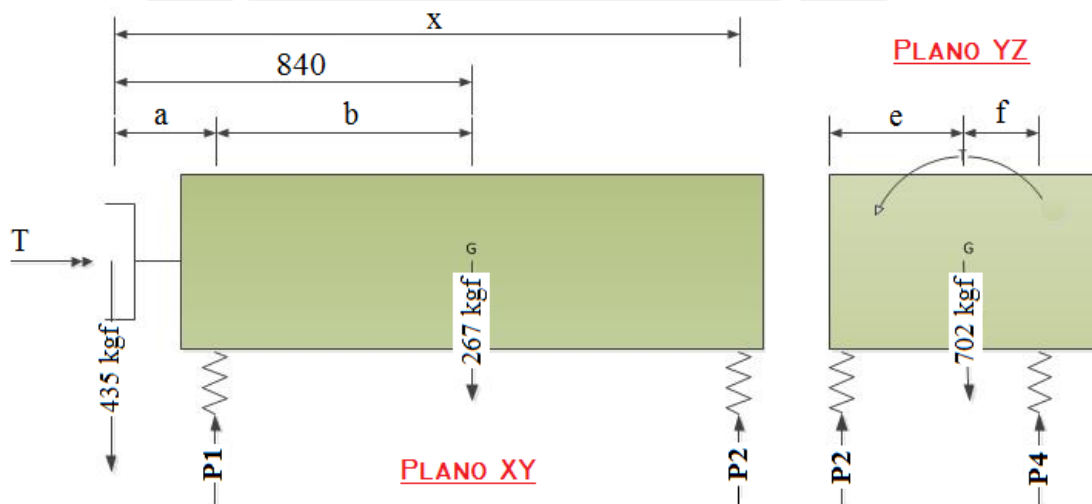


Figura 3.12. Diagrama de cuerpo libre en dos vistas de una unidad del dinamómetro.

El término hiperestático significa que el problema no puede resolverse con la mera aplicación de la estática, sino que es necesario entrar al campo de la mecánica del sólido deformable. Por otro lado, la complejidad del equipo no hace práctico realizar cálculos

analíticos a mano. Es por ello que se decidió hacer una simulación del modelo en un software de elementos finitos. En este caso se empleó la aplicación de *Frame Analysis* interna a *Autodesk Inventor*.

El modelo consta de la estructura con su geometría más el efecto del peso del resto de componentes (sin su presencia geométrica), las cargas externas y los soportes. Los pasos que se siguieron para modelar y simular estáticamente la estructura son:

- a. Modelar la geometría seleccionando el tipo de perfiles estructurales.
- b. Asignar el material y propiedades mecánicas (ASTM A500-A, límite de fluencia = 265 MPa).
- c. Definir los apoyos y/o restricciones del modelo.
- d. Asignar todas las cargas estáticas (en amarillo).
- e. Asignar el tipo de elemento finito (tipo viga).
- f. Definir los trazados de deformaciones y esfuerzos.
- g. Calcular e interpretar los resultados.

En la simulación se consideró puntos de aplicación aproximados de las cargas sobre la estructura metálica, para ello se debe consultar las reacciones de las chumaceras de los ejes del acápite 3.3.2 porque los efectos del torque y la carga del auto sobre los ejes se pasaron a la estructura. Se modeló el peso de las partes que no salen del equipo como una carga de 162 kgf aplicado sobre el centro de gravedad. Asimismo, se empleó el torque máximo posible de 2430 (par de fuerzas de 5600 N). Se debe ver en el modelo 3D total que el torque pasa del freno a la estructura a través del espárrago y orejas (dos fuerzas de 2800 N) y el perno de ajuste (5600 N).

A continuación se presentan la estructura con sus cargas estáticas correspondientes en Newton (Figura 3.13) y los resultados de la simulación: reacciones, esfuerzos de torsión (que fueron mucho más altos que los de flexión) y deformaciones en la primera posición de la estructura metálica (Figura 3.14).

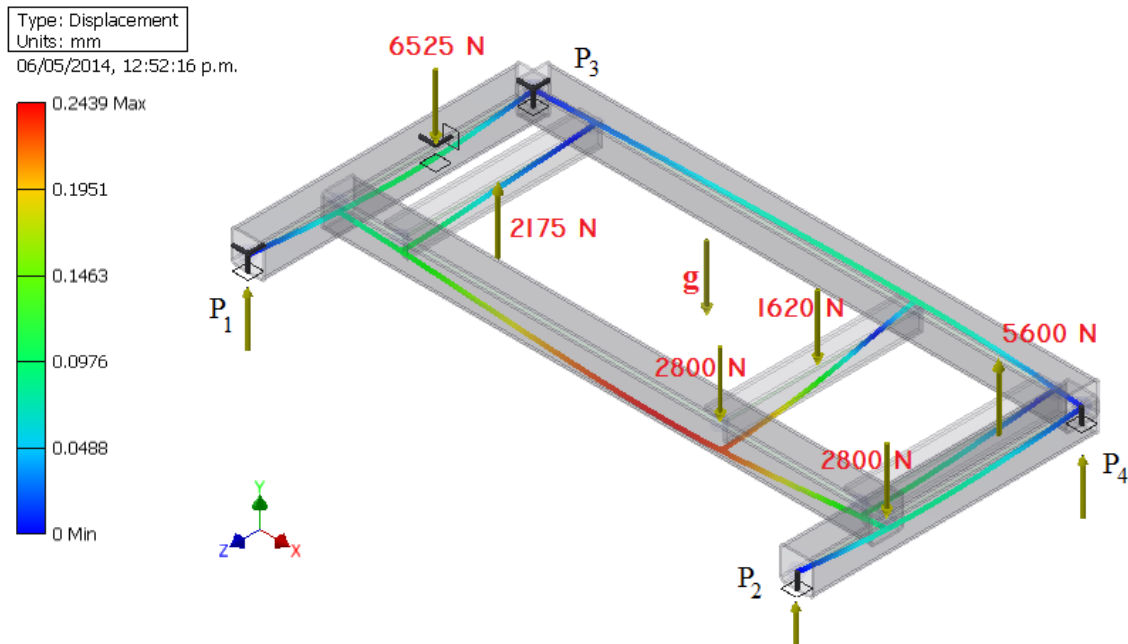


Figura 3.13. Cargas (N) y deformaciones (mm) de la estructura en su 1° posición

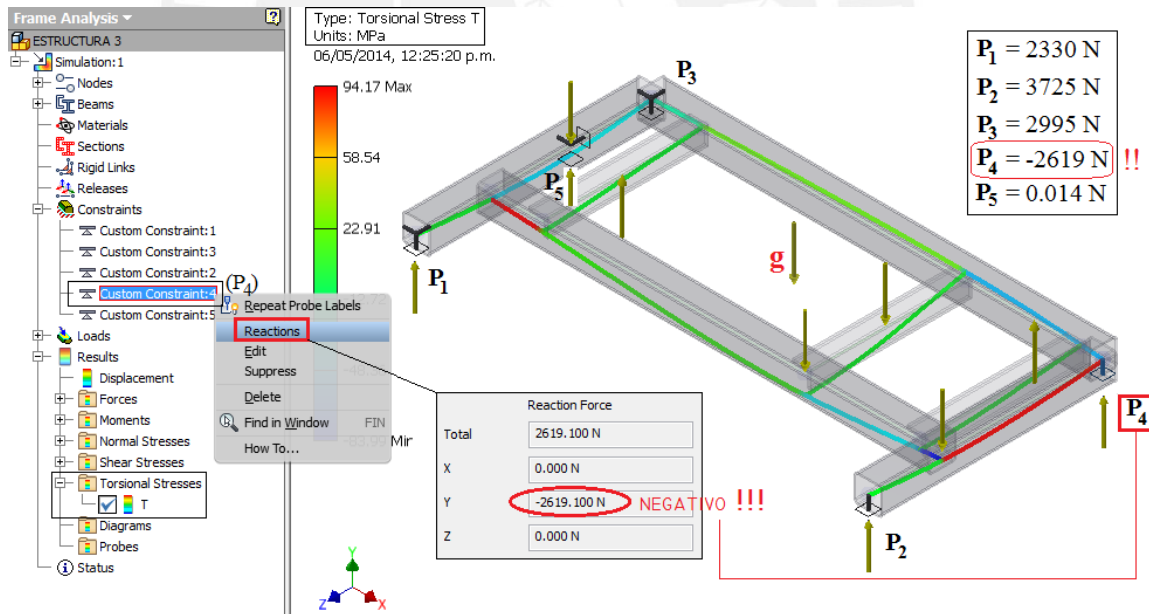


Figura 3.14. Reacciones (N) y esfuerzos de torsión (MPa) de la estructura en su 1° posición

A parte del torque y las reacciones en los soportes que son variables, se tiene a cinco constantes (x, a, b, e, f) que se iteraron hasta hallar su valor óptimo tal que produzcan siempre valores de compresión para P_1, P_2, P_3, P_4 . Esto debido a que estas variables representan soportes aisladores, que son resortes que trabajan sometidos a compresión.

Lamentablemente, esto no fue posible en su totalidad pues, para valores altos del torque de trabajo, P_4 resultó con el signo cambiado, es decir, tiraría del resorte en vez de comprimirlo. En consecuencia, en una segunda simulación (Figura 3.15) se retiró la restricción del soporte P_4 para recrear tal efecto de separación del soporte. Además, se decidió que el soporte opuesto P_2 tenga una distancia más alejada (en dirección Z) y que esta sea regulada, esto con el fin de disminuir las reacciones de los soportes en general. Es por ello que este soporte P_2 se diseñó móvil con posiciones del 1 al 5 reguladas con un perno mariposa.

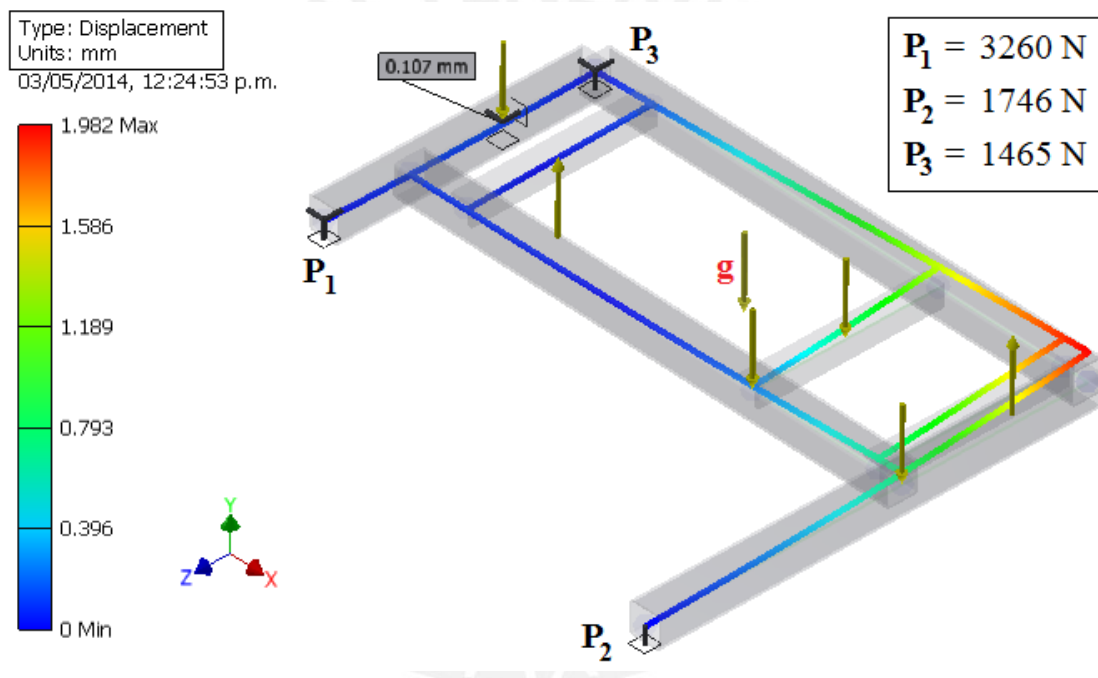


Figura 3.15. Reacciones (N) y deformaciones (mm) de la estructura en su 5° posición

Los resultados de las cinco constantes diagramadas en la Figura 3.12 se observan en la siguiente Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Resultados del diseño de las dimensiones principales

x	a	b	e	f
1553 mm	91 mm	744 mm	regulable	207.5 mm

En cuanto a los soportes, se calculó la carga que soportaría cada uno para diferentes torques de operación tabulados cada 500 N-m, es decir, se hizo una simulación para cada valor de torque empezando desde cero y para cada posición del soporte móvil diseñado (valores en ANEXO E).

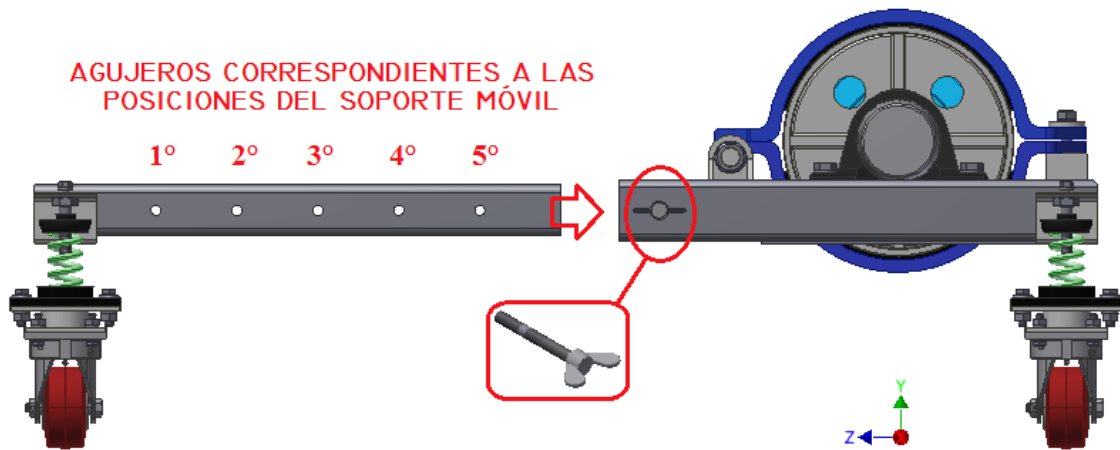


Figura 3.16. Regulación de posiciones del soporte móvil

- Primera posición del soporte móvil

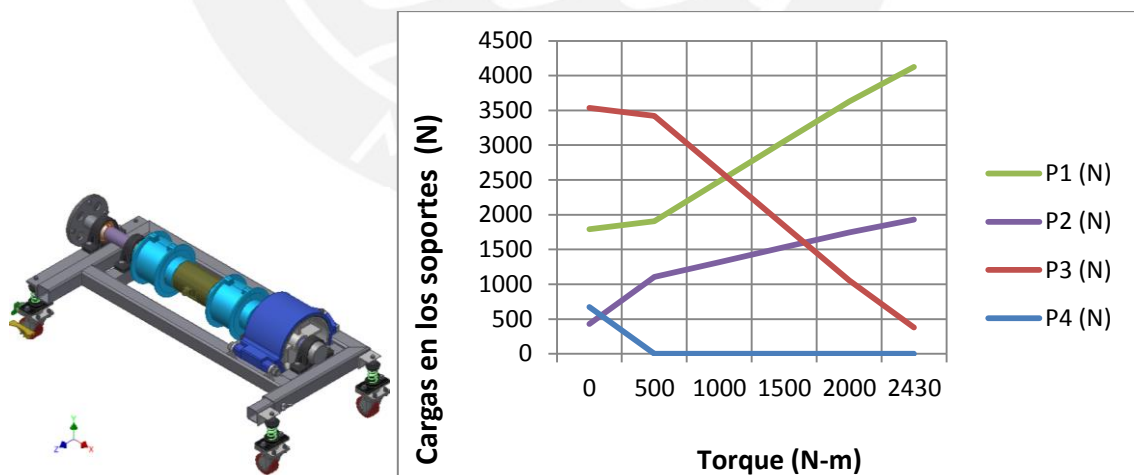


Figura 3.17. Reacciones en los soportes para la 1° posición de trabajo del equipo

En esta configuración se aprecia que el soporte 4 sólo presenta carga de compresión hasta los 500 N-m aprox. La carga del soporte 3 también se acerca peligrosamente a

cero a medida que sube el torque. Si ambas, P3 y P4, tuvieran carga cero al mismo tiempo significaría que todo el equipo no resiste el torque y vuelca. Por estas razones, se recomienda que esta posición sólo se use para el transporte y/o guardado del equipo.

- Quinta posición del soporte móvil

En esta configuración se aprecia una mejora del comportamiento del soporte 4, pues presenta carga de compresión incluso cuando el torque llega hasta 1500 N-m. Asimismo, mejora el comportamiento del soporte 3 pues su carga está bien alejada de cero en todo el rango del torque de operación. Además, se alivia la carga del soporte 1.

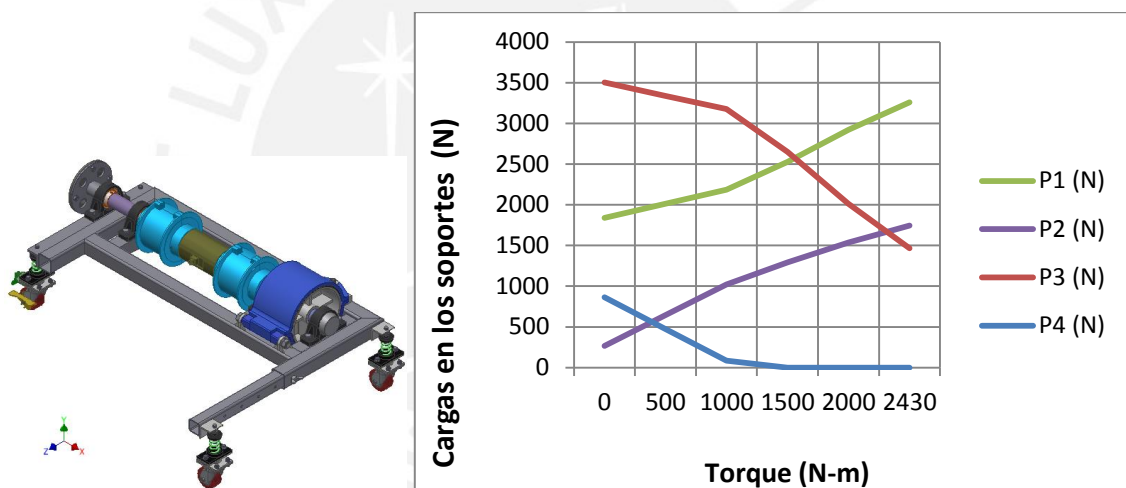


Figura 3.18. Reacciones en los soportes para la 5ª posición de trabajo del equipo

Esta configuración debe emplearse para operar el equipo, sobre todo con los torques más altos. En caso de ensayar un automóvil a alta velocidad (bajo torque) podrían emplearse las posiciones 2, 3, ó 4 del soporte móvil ajustándolo con el perno mariposa.

A continuación se presentan los resultados de rigidez y resistencia de la simulación estática para la estructura configurada tanto en la 1era como en la 5ta posición (trabajando con la carga o torque máximo):

- Deformación máxima: 2,956 mm

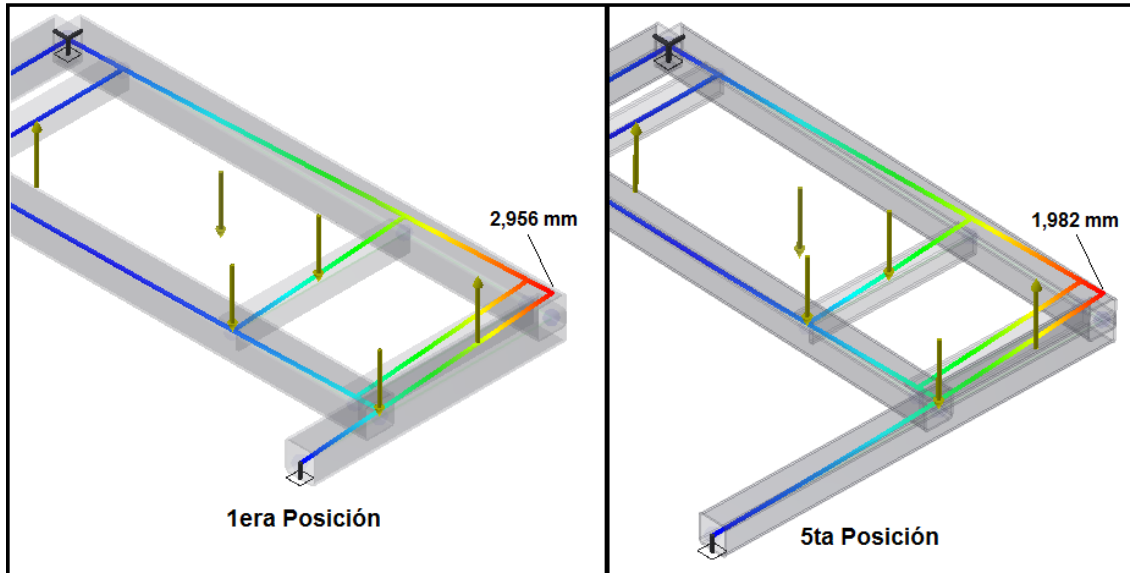


Figura 3.19. Deformaciones máximas en la estructura para diferentes posiciones de trabajo

Según la norma estructural de *AISC-LRFD* el valor máximo de deflexión admitida para una viga sometida a carga combinada de flexión, axial, torsión más cargas dinámicas, es de $L/360$ donde 'L' es la longitud de la viga. Para este caso:

$$\delta_{adm} = \frac{L}{360} = \frac{1290 \text{ mm}}{360} = 3,583 \text{ mm}$$

En el cálculo desarrollado se cumple que $\delta = 2,956 \text{ mm} < \delta_{adm} = 3,583 \text{ mm}$ por lo que se concluye que la estructura estaría trabajando con seguridad por el criterio de rigidez.

En cuanto a resistencia se tienen los siguientes resultados:

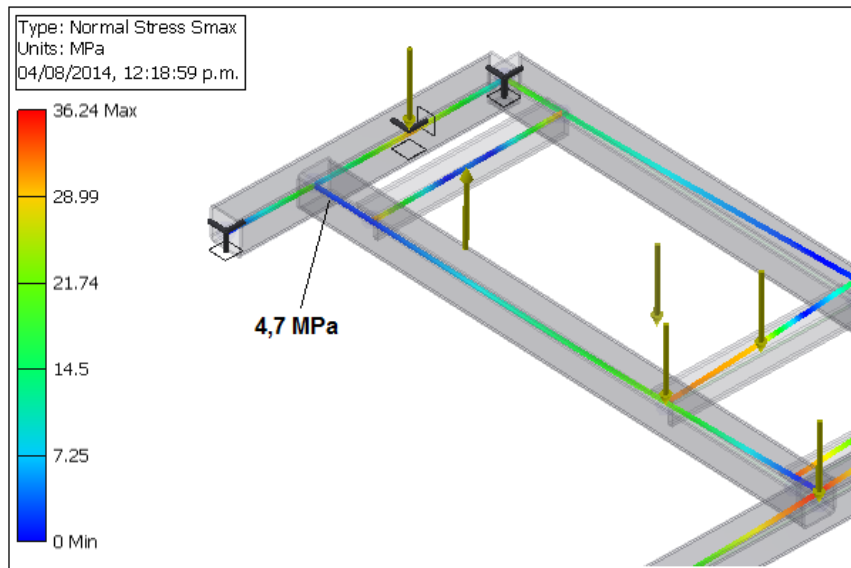


Figura 3.20. Esfuerzos normales máximos para la 1era posición de trabajo (más crítica)

En el punto con estado de esfuerzos más crítico:

- Esfuerzo normal máximo (normal + flexión): 4,7 MPa
- Esfuerzo cortante máximo (torsión): 94,17 MPa

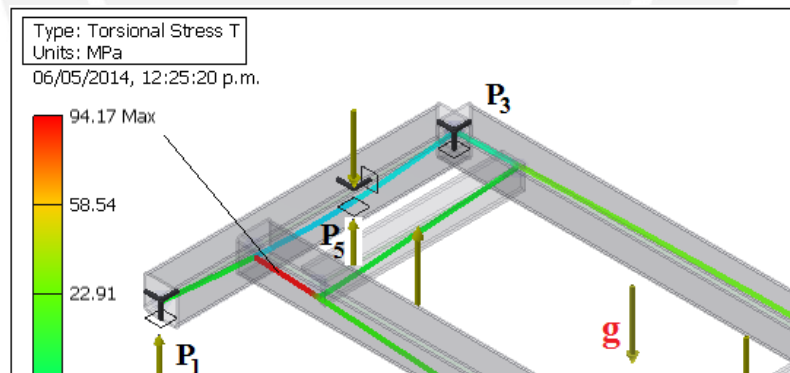


Figura 3.21. Esfuerzos de torsión para la 1era posición de trabajo (más críticos)

El esfuerzo resultante de Von Misses es:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 163,2 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a la fluencia es:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{265}{163,2} = 1,62$$

3.4. Análisis de vibraciones

La vibración fue un aspecto a considerar puesto que siempre existe un desbalance en algún(os) componente(s) del tren motriz de cualquier automóvil. El dinamómetro será instalado en automóviles de tracción simple, en consecuencia, los palieres de tracción le transmitirán las vibraciones al dinamómetro acoplado. Es por ello que en este subcapítulo se analizará el tipo de vibraciones que sufriría el dinamómetro, se realizará un modelo dinámico del mismo, y se definirán los rangos de rpm de operación para evitar la resonancia.

Las características de las vibraciones del equipo en esta tesis son:

- Forzadas: la fuerza excitatriz del sistema es básicamente una fuerza armónica causada por el desbalanceo del automóvil a ensayar;
- Transversales: en automóviles se dan típicamente en la dirección vertical. Entonces el modelo matemático será de un grado de libertad;
- Podrían afectar las mediciones de los sensores de torque y de rpm. Para evitar ello se debe proveer aislamiento activo que minimice las amplitudes de vibración y que de esa manera se reduzca la perturbación sobre el sensor de torque y de rpm;
- El diseño debe tener una frecuencia natural alejada del rango de frecuencias angulares de operación del dinamómetro.

3.4.1. Modelo dinámico del dinamómetro

El modelo para este caso se presenta en la Figura 3.22, el cual se clasifica como modelo de vibraciones forzadas sin amortiguamiento según la teoría de vibraciones. Este caso obedece a la siguiente ecuación (Balachandran, 2006).

$$F_{(t)} = F_0 \cos \omega t \quad (3.7)$$

Donde ' $F(t)$ ' es la fuerza excitatriz, ' F_0 ' es la amplitud, ' ω ' es la velocidad angular en el eje motriz del auto, y ' t ' es el tiempo. La mencionada fuerza excitatriz es variable, que se asumió vertical por ser común en automóviles, y es ocasionada por el giro de la masa desbalanceada.

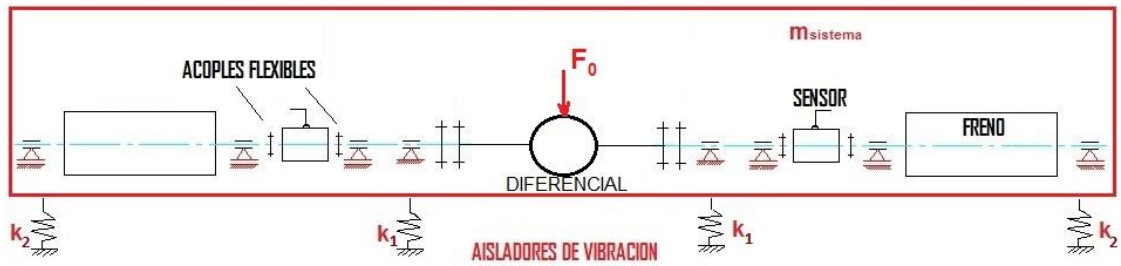


Figura 3.22. Modelo vibratorio del dinamómetro

El modelo dinámico del dinamómetro se puede simplificar hasta obtener el sistema masa-resorte-amortiguador de la Figura 3.23 con constante de amortiguación $c = 0$. Se puede apreciar la fuerza periódica, la masa desbalanceada ' Δm ' y la excentricidad ' e '. Si aplicamos la 2da ley de Newton a la masa desbalanceada obtenemos la amplitud ' F_0 ' de la fuerza generada (centrífuga). En la ecuación 3.8 esta masa es ' Δm ' y ' e ' es la excentricidad del desbalance.

$$F_0 = \Delta m e \omega^2 \tag{3.8}$$

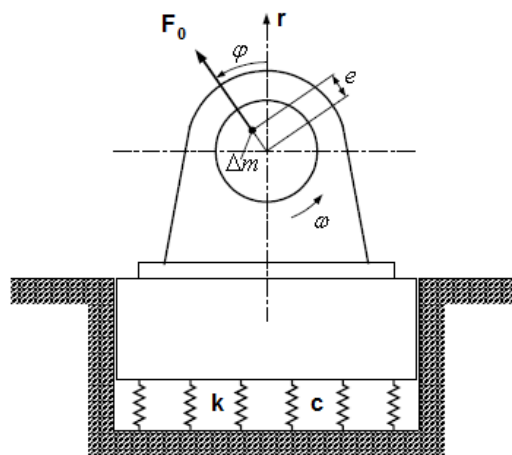


Figura 3.23. Sistema vibratorio equivalente de masa-resorte.

A continuación se presentan todos los datos importantes del modelo necesarios para calcular la frecuencia natural del modelo:

- Masa: Se determina a partir de la masa máxima de automóviles de las especificaciones preliminares y de la masa del equipo. La masa repartida en el eje se ha considerado como el 60% de la masa total del automóvil.

$$m = m_{\text{auto repartida en el eje}} + 2 \cdot m_{\text{unidad de absorción}}$$

$$m = 0,6(1450 \text{ kg}) + 2(267 \text{ kg}) = 1412 \text{ kg}$$

- Centro de gravedad definido: sistema simétrico
- Rango de frecuencias angulares: 72 – 2330 rpm (subcapítulo 3.2)
- Rigidez de soportes k_1 : 18,16 kgf/mm (ANEXO J)
- Rigidez de soportes k_2 : 6,18 kgf/mm

Antes de hallar la frecuencia natural se debe calcular la rigidez equivalente del modelo. La rigidez equivalente es la rigidez que se obtendría de reemplazar los ocho soportes por uno sólo, pero sin alterar el comportamiento mecánico del modelo. Nos encontramos en el caso de rigideces lineales en paralelo, ecuación 3.9, las que deben sumarse para obtener la rigidez equivalente (Balachandran, 2006).

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + k_3 + \dots \quad (3.9)$$

$$k_{eq} = 4k_1 + 4k_2 = 97,36 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}}$$

La frecuencia natural del modelo dinámico del dinamómetro es:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} = \sqrt{\frac{97360 \frac{kgf}{m}}{1412 kg}} = 26,3 Hz = 1575,5 rpm$$

3.4.2. Resonancia y modo de evitarla

“La velocidad nominal de funcionamiento de una máquina suele ser mayor que la de resonancia” (Bautista, 1995). Esto se justifica porque la zona, pasada la velocidad de resonancia, es de amplitudes pequeñas y estables.

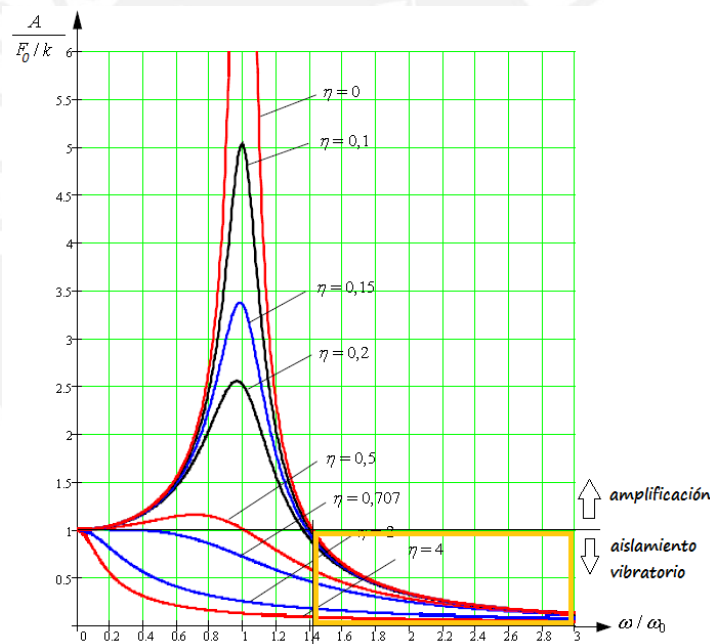


Figura 3.24. Gráfica de la función de transferencia para diferentes factores de amortiguamiento.

En este punto, es propicio mencionar que existe un factor que indica cuántas veces es mayor o menor la amplitud de la vibración ‘A’ respecto a la deformación estática F_0/k que ocasionaría la fuerza F_0 en el sistema si no vibrara. Este factor de amplificación $\frac{A}{F_0/k}$ se muestra en la ecuación 3.10, denominada función de transferencia, y su gráfica se aprecia en la Figura 3.24.

$$\frac{A}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\delta}{\omega_0}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (3.10)$$

En la Figura 3.24 podemos observar que cuando la frecuencia angular ' ω ' es igual a la frecuencia natural ($\omega/\omega_0 = 1$) el sistema entra en resonancia y adquiere una transmisibilidad y una amplitud ' A ' infinita. De ocurrir esto, los resortes soportes se estirarían y comprimirían hasta colapsar, y la fuerza oscilatoria transmitida al piso haría retumbar la sala de ensayos. No obstante, para valores $\omega/\omega_0 > \sqrt{2}$ la función de transferencia es menor a 1 y las amplitudes son cada vez más pequeñas a medida que la frecuencia angular crece. Esta área es la que está encerrada en un rectángulo amarillo.

La resonancia, sea cual sea su origen, es capaz de destrozar el dispositivo. Es por ello que es de uso generalizado en la industria el siguiente método que se deberá aplicar también en este caso: *Al arrancar (o frenar) la máquina, hacerlo de manera que se dé un paso rápido por la resonancia para luego operar en la zona de atenuación, que es la zona estable y de oscilaciones pequeñas.*

Esto se explica porque al pasar rápidamente por la resonancia, o lo que es lo mismo, en un número bajo de ciclos de vibración, la energía acumulada en esos pocos ciclos no es suficiente para llevar la amplitud hasta el valor de amplitud máxima (Bautista, 1995). Sean la amplitud ' r ' y la amplitud máxima ' x ', se observa en la Figura 3.25 la curva de la amplitud máxima y la amplitud versus las rpm además de la ecuación de ' r ' en el tiempo. Obsérvese en la ecuación que cuando ' t ', el tiempo, tiende a infinito $r(t)$ tiende al valor de amplitud máxima $\frac{\delta}{2\xi}$. Nótese además que la curva de amplitud máxima empieza en la deformación estática $\frac{F_0}{k}$ al igual que la gráfica anterior de la función de transferencia.

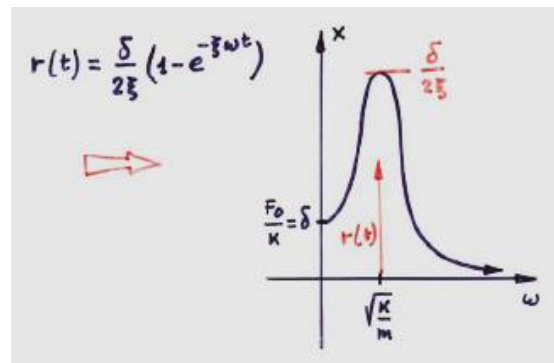


Figura 3.25. Curvas de la amplitud para vibraciones forzadas periódicas.

A partir de todo este análisis se definen los rangos de rpm de uso del equipo con el objetivo de evitar las consecuencias destructivas de la resonancia.

3.4.3. Rangos de uso del equipo

a. Ensayos Estáticos

Realizar ensayos estáticos por 5-10 segundos para velocidades menores a:

$$\omega < 0,5\omega_0 = 788 \text{ rpm}$$

Es decir, evitar realizar ensayos estacionarios a velocidades por encima de 788 rpm, salvo que se certifique que el automóvil está muy bien balanceado. Para ello, podría aplicarse la norma ISO 2372 del acápite 3.4.4.

b. Ensayos de Aceleración

Realizar ensayos pasando rápidamente por la resonancia ($\omega_0 = 1575 \text{ rpm}$). Por ejemplo:

- Ensayos con pedal a fondo (acelerando a toda potencia)
- Ensayos de simulación de la aceleración de 0 a 100 km

3.4.4. Desbalance admisible y norma ISO 2372

El análisis de la severidad de las vibraciones según la Norma ISO 2372 se realiza evaluando el valor eficaz de la velocidad de vibración. Este valor depende de la amplitud de la fuerza excitatriz, que a su vez depende de la masa desbalanceada (Δm) y de la excentricidad (e). En el acápite del modelo dinámico se vio que esta amplitud de la fuerza excitatriz estaba representada por la ecuación 3.8 que es $F_0 = \Delta m e \omega^2$. Con la finalidad de formular la amplitud de la velocidad de vibración se debe primero definir la amplitud de vibración en desplazamiento. Ella está dada en sistemas de un grado de libertad por la ecuación 3.11.

$$A = \frac{F_0}{M(\omega_0^2 - \omega^2)} \quad (3.11)$$

La amplitud de la velocidad de vibración es la derivada de la amplitud de desplazamiento.

$$v = -\frac{F_0 \omega}{M(\omega_0^2 - \omega^2)} \quad (3.12)$$

Reemplazando la ecuación 3.8 en ella, la ecuación 3.12 quedaría de la siguiente manera.

$$v = -\frac{\Delta m e \omega^3}{M(\omega_0^2 - \omega^2)} \quad (3.13)$$

Ahora, el valor eficaz de la amplitud de la velocidad de vibración es un valor único representativo de un rango de bandas (ecuación 3.14). Esta banda de frecuencias se toma desde 10 Hz hasta 1000 Hz según la norma ISO 2372 (ver ANEXO F).

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{\int_{10 \text{ Hz}}^{1000 \text{ Hz}} v(\omega)^2 d(\omega)}{1000 \text{ Hz} - 10 \text{ Hz}}} \quad (3.14)$$

La norma clasifica a las máquinas según la potencia de trabajo (Figura 3.26). En este caso el dinamómetro recibe del automóvil 250 HP como máximo estimado en el capítulo 2, lo que clasifica al conjunto como máquina de clase II (ver ANEXO F).

Según la figura se admite un valor “rms” máximo de 1,12 mm/s de velocidad de vibración para tener una BUENA severidad y de 2,8 mm/s para una SATISFACTORIA.

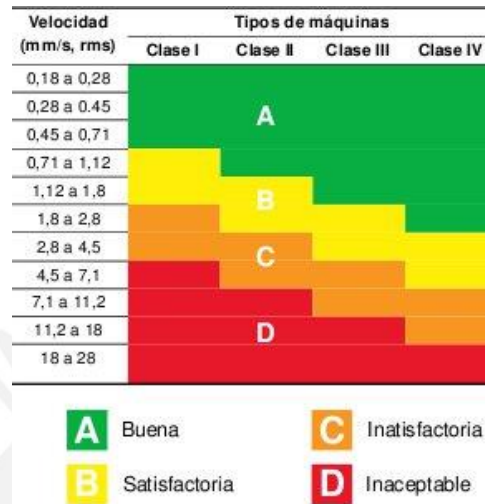


Figura 3.26. Norma ISO 2372 - Severidad de vibración para máquinas rotativas

Si reemplazamos la ecuación 3.13 en la 3.14 obtenemos la velocidad de vibración rms en función de las variables: desbalance de masa (Δm) y excentricidad (e), que son desconocidas.

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{\int_{10 \text{ Hz}}^{1000 \text{ Hz}} \left(\frac{\Delta m e \omega^3}{M(\omega_0^2 - \omega^2)} \right)^2 d(\omega)}{1000 \text{ Hz} - 10 \text{ Hz}}} \quad (3.15)$$

Resolviendo esta ecuación e iterando para varios valores de esas variables, se buscó obtener los dos valores rms máximos para los tipos de severidad BUENA y SATISFACTORIA. Estos y otros cálculos del análisis de vibraciones se encuentran en el ANEXO G. El resultado es que el automóvil a ensayar no debe tener un desbalance total ($\Delta m \cdot e$) que sobrepase de 2,42 kg-mm para el nivel de severidad BUENO o de 6,05 kg.mm para un nivel SATISFACTORIO.

CAPÍTULO 4

DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

En los capítulos 2 y 3 se han elegido el tipo o clase de los componentes del dinamómetro. El diseño de detalles y la selección de las demás piezas se presentan en el presente capítulo, salvo los planos que se listan en el capítulo 5.

En la Figura 4.1 se muestra una vista isométrica del montaje del dinamómetro.

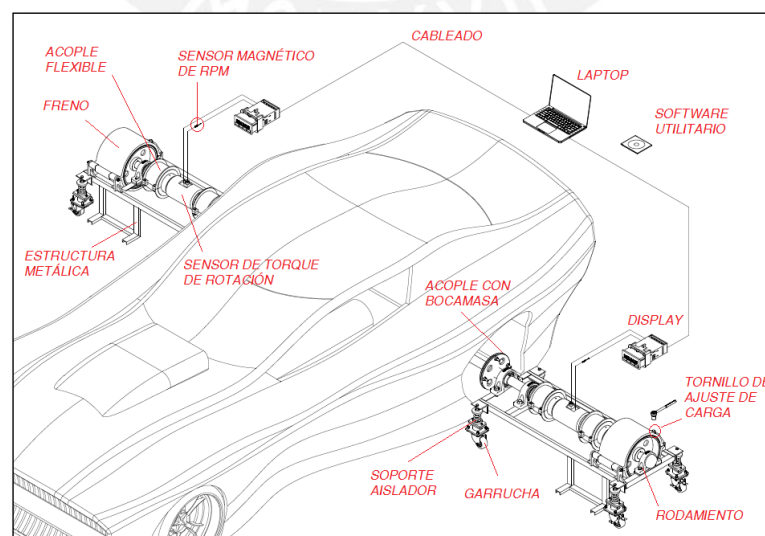


Figura 4.1. Imagen extraída del plano de montaje general del dinamómetro.

4.1. Freno de fricción

El freno se había definido en el diseño conceptual del capítulo 2 como uno de tambor y zapata doble. El freno dejará deslizar al tambor durante cada ensayo con el equipo. Es decir, el objetivo no es frenar totalmente el eje, sino generar carga para las mediciones. El calor que se genere por fricción entre las zapatas y el tambor consumirá la potencia del automóvil y simulará la carga que se generaría en una carrera verdadera. El torque de ajuste de las zapatas dependerá del tipo de carga a simular, que en este caso debe ser constante debido a que es el alcance de la tesis. Por ejemplo, tenemos la carga constante producida por una subida del automóvil por una pendiente, y otro ejemplo es la fricción de rodadura de los neumáticos con la autopista o trocha, la cual es aproximadamente constante como pudimos ver en el capítulo 1 en la Figura 1.3.

El caso más crítico del freno será el de absorber los 250 HP de potencia máxima de algún automóvil rally. Asumiendo de forma conservadora que toda esta energía se transforma en calor en las dos unidades de absorción, entonces para cada una se debe cumplir la ecuación 4.1:

$$Calor = \frac{250}{2} HP \times t \quad (4.1)$$

Donde 't' es el tiempo que demoraría el ensayo con el freno operando. Basándonos en una publicación²⁶ del centro de investigación del fabricante de dinamómetros Rototest, se asume el tiempo máximo para ensayos estacionarios como $t = 10s$. Luego de aplicar este valor en dicha ecuación se obtiene que se generen 932 kJ de calor.

El calor conducido a una masa 'm' con una diferencia de temperatura ΔT se calcula con la expresión 4.2:

²⁶ Performance Measurements on Chassis Dynamometers. Documento recuperado de la web de Rototest Research Institute: www.rri.se/index.php?DN=38. Fecha de consulta: 15 de febrero de 2013.

$$Calor = mc\Delta T \tag{4.2}$$

Donde:

- m : masa del tambor metálico del freno (25 kg)
- c : calor específico del acero (500 J / kg*K)
- ΔT : diferencia de temperatura $T_f - T_i$
- T_f : temperatura de la masa metálica al finalizar el rozamiento
- T_i : temperatura inicial de la masa metálica (25 °C = 298 K)

La temperatura T_f no debe ser superior a la temperatura admisible T_{adm} del material de fricción involucrado. Una lista con materiales de fricción y sus propiedades se muestra en la Tabla 4.1. Resolviendo la ecuación 4.2 se obtiene $T_f = 99$ °C. La temperatura final de la masa de acero permite elegir un freno con cualquiera de los materiales de fricción de la tabla aparentemente. Sin embargo, en el caso de ensayos repetitivos podría tenerse temperaturas iniciales de ensayo más altas a la ambiental considerada. En ese caso debe actuar el sistema de refrigeración (ventiladores) antes de reiniciar los ensayos.

Tabla 4.1. Especificaciones de materiales de fricción para frenos y embragues (Shigley, 2011)

Material	Friction Coefficient f	Maximum Pressure P_{max} , psi	Maximum Temperature		Maximum Velocity V_{max} , ft/min	Applications
			Instantaneous, °F	Continuous, °F		
Cermet	0.32	150	1500	750		Brakes and clutches
Sintered metal (dry)	0.29-0.33	300-400	930-1020	570-660	3600	Clutches and caliper disk brakes
Sintered metal (wet)	0.06-0.08	500	930	570	3600	Clutches
Rigid molded asbestos (dry)	0.35-0.41	100	660-750	350	3600	Drum brakes and clutches
Rigid molded asbestos (wet)	0.06	300	660	350	3600	Industrial clutches
Rigid molded asbestos pads	0.31-0.49	750	930-1380	440-660	4800	Disk brakes
Rigid molded nonasbestos	0.33-0.63	100-150		500-750	4800-7500	Clutches and brakes
Semirigid molded asbestos	0.37-0.41	100	660	300	3600	Clutches and brakes
Flexible molded asbestos	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3600	Clutches and brakes
Wound asbestos yarn and wire	0.38	100	660	300	3600	Vehicle clutches
Woven asbestos yarn and wire	0.38	100	500	260	3600	Industrial clutches and brakes
Woven cotton	0.47	100	230	170	3600	Industrial clutches and brakes
Resilient paper (wet)	0.09-0.15	400	300		$PV < 500\,000$ psi · ft/min	Clutches and transmission bands

Entre los diversos tipos de frenos mecánicos *el freno de banda queda descartado*, pues la banda es de caucho o cuero, material que no está considerado en la tabla. Luego, entre los demás frenos disponibles (de zapata corta, zapata larga y frenos de disco), se eligió el de *zapata larga* (Figura 4.2) pues es más adecuado para disipar calor rápidamente por su mayor superficie. Entre las zapatas largas y el tambor se encuentra el material de fricción. Este se ha seleccionado del proveedor FRENOSA como un bloque de freno con código 7111, el cual es denominado “Non asbesto orgánico” y cuyas especificaciones técnicas se encuentran en el ANEXO H.

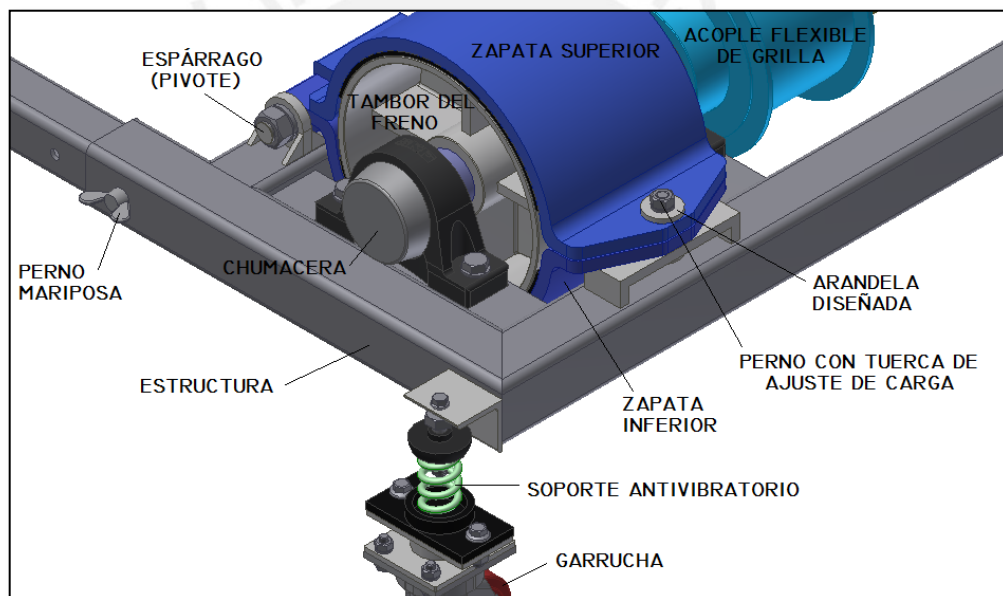


Figura 4.2. Vista isométrica del freno diseñado

Se define el freno mecánico de la tesis del tipo zapata larga doble y tambor. Las justificaciones del porqué de la doble zapata, cálculos de las dimensiones del tambor, fuerzas en las zapatas, cálculo del pin y del árbol del freno se colocaron en el ANEXO I, salvo la ecuación de energía y el diseño de la unión atornillada, que sirve para controlar la carga producida por el freno, que se presenta en este capítulo.

4.1.1. Energía y torque de frenado

La energía del frenado debe simular la energía cinética que tendría el auto si estuviera en movimiento real, la misma que tiene una componente de energía cinética lineal y otra rotatoria (del tren motriz). La ecuación 4.3 representa el balance de energía entre un instante de reposo y una velocidad final de ensayo en el dinamómetro comparado con la energía cinética del auto a simular.

$$\frac{1}{2}I\omega^2 + \int_0^{\phi} TRd\phi = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}J\omega^2 \quad (4.3)$$

Donde 'I' es el momento de inercia del tambor, ' ω ' es la velocidad angular final de las ruedas o del tambor, 'T' es el torque de frenado, 'R' es el radio del tambor, $\int_0^{\phi} TRd\phi$ es la integral que representa el trabajo del torque del freno, 'm' es la masa del automóvil, 'v' es la velocidad lineal final hipotética del mismo y 'J' es el momento de inercia de su tren motriz. La velocidad 'v' se relaciona con ' ω ' cumpliendo la ecuación 4.4.

$$v = \omega r \quad (4.4)$$

Donde 'r' es el radio del neumático del automóvil a ensayar. No confundir con 'R' el radio del tambor de freno. El modelo de la ecuación 4.3 asume una velocidad baja pues así la energía de resistencia del viento se puede despreciar, ya que ésta aumenta con el cuadrado de la velocidad 'v' y además el freno de este equipo no puede simular esta resistencia variable.

En conclusión, el modelo de la ecuación 4.3 nos permite calcular un torque de frenado para aplicar en un ensayo a baja velocidad, siempre y cuando este torque sea constante. Se recomienda introducir este modelo en el software de Honeywell cotizado en el ANEXO Q.1 para monitorear las variables por computadora, a fin de comparar las mediciones con los valores teóricos a simular.

4.1.2. Unión atornillada de ajuste de carga en el freno

Esta es una sola unión atornillada y soporta carga externa axial proveniente de las zapatas que tratan de separarse por efecto del torque de operación. En la Tabla 4.2 se listan las propiedades del tornillo y de las piezas que va a sujetar.

Tabla 4.2. Propiedades mecánicas de los elementos de la unión atornillada de ajuste

-	Tornillo	-
Medida nominal	M14 rosca normal	-
Material grado	ISO 8.8	-
Esfuerzo de fluencia	640 MPa	-
-	Zapatas	Estructura
Material	A-743-CA-6NM	ASTM A500-A
Presión admisible	550 MPa	490 MPa

Además, es necesario definir las condiciones de operación de la unión atornillada. La Tabla 4.3 muestra estas condiciones.

Tabla 4.3. Condiciones de operación de la unión atornillada de ajuste

Carga externa	Pulsante
Vida de unión	Infinita
Carga axial externa máxima	6 000 N
Coefficiente de implementación de carga	0,5
Coefficiente de fricción en el roscado	0,15
Coefficiente de fricción superficies	0,15
Asentamiento total de superficies	0,012 mm
Espesor de zapatas	15 mm
Espesor en estructura	3/16"

Se busca en el cálculo que la unión atornillada M14 pueda soportar una carga residual en las zapatas de 14 390 N. Como se ve en el anexo I.2 esta carga de ajuste en las zapatas es necesaria para que el freno resista el torque de diseño de 2430 N-m. Los cálculos se realizaron con base en la teoría de elementos de máquinas y las ecuaciones

involucradas son las mismas que las del ANEXO M - Cálculo de las uniones atornilladas de los acoples.

Los resultados de los cálculos se listan en la Tabla 4.4 a continuación. De ellos se concluye que se debe ajustar la unión con un **torque de montaje de 65,8 N-m** en el caso crítico de requerir el torque máximo del dinamómetro (2430 N-m). En otros casos de operación se requerirá un torque de montaje de la unión más bajo, el que podrá ser controlado por el operador al mismo tiempo que observa el torque actual de operación en el *display*. Los símbolos de la Tabla 4.4 se refieren a la Figura 4.3.

Tabla 4.4. Resultados de cálculo de la unión atornillada de ajuste

Rigidez del perno	286 723 N/mm
Rigidez de las zapatas	727 297 N/mm
Precarga de montaje (F_0)	25 010 N
Pérdida por asentamiento	- 2 509,1 N
Sobrecarga por temperatura	-800,2 N
Precarga de operación	11 188,6 N
Torque de apriete montaje	65,79 N-m
Coefficiente de apriete de la unión	1,00
$\Delta F1$ (Perno)	812,23 N
$\Delta F2$ (Zapatas)	5 187,77 N
Fa (Carga axial externa máxima)	6 000 N
F1	12 000,87 N
F2 (Fuerza residual en las zapatas)	14 390,1 N
Esfuerzo normal perno	194,5 MPa
Esfuerzo de cizallamiento por torsión	105,97 MPa
Esfuerzo equivalente perno	267,61 MPa
Esfuerzo de fluencia del material	640 MPa
Factor de seguridad fluencia perno	2,39
Presión en las zapatas	120,2 MPa
Presión admisible mínima	490 MPa
Fuerza media	19 888 N
Fuerza alternante	502,17 N
Factor de seguridad dinámico	10,91

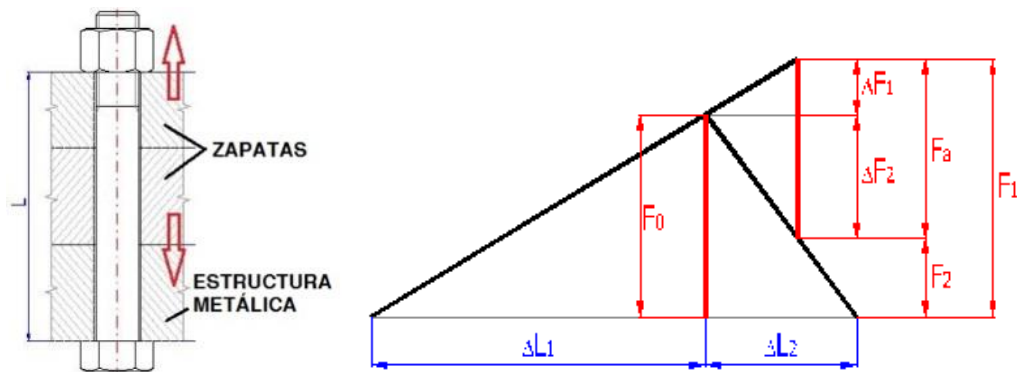


Figura 4.3. Unión atornillada con tres placas: dos zapatas y estructura metálica. Derecha: diagrama de los esfuerzos en el tornillo (1) y las placas (2).

4.2. Soportes aisladores de vibración

La selección de los soportes aisladores de vibración depende de los siguientes factores: *capacidad de carga, rigidez y rango de deflexión estática*. Todos ellos son importantes y de alguna manera están relacionados entre sí. Por ejemplo, los soportes más flexibles de *Mason Industries*, proveedor elegido (Figura 4.4), tienen una rigidez de 0,26 kgf/mm pero tienen una capacidad máxima de sólo 10 kgf. No hay soportes flexibles o de baja rigidez con grandes capacidades de carga. Otro ejemplo es que a medida que se tiene un resorte con rango de deflexión mayor, pero manteniendo la capacidad de carga constante, se obtiene de éste una rigidez menor.

Los anteriores factores son datos de fabricante. No obstante, la deflexión estática real o de trabajo que se desea tiene que calcularse a partir de las condiciones de diseño. En este caso, las exigencias dicen que se necesita la menor perturbación posible a las mediciones de los sensores a causa de las vibraciones. Esto se traduce como oscilaciones pequeñas de movimiento vertical (un grado de libertad). Por lo tanto se elige el rango de deflexión de 1'', que es el mínimo ofrecido por los resortes de *Mason Industries*. Los datos técnicos de los soportes aisladores elegidos se presentan en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5. Especificaciones de los aisladores del dinamómetro.

Aislador	Soportes	Capacidad	Deflexión estática	Rigidez	Carga máx. de operación	Deflexión real máx. operación ²⁷ .
SLFH B-450	P ₂ , P ₄	204 kgf	33 mm	6,18 kgf/mm	193 kgf	31,8 mm
SLFH B-1000	P ₁ , P ₃	454 kgf	25 mm	18,16 kgf/mm	412 kgf	23,1 mm

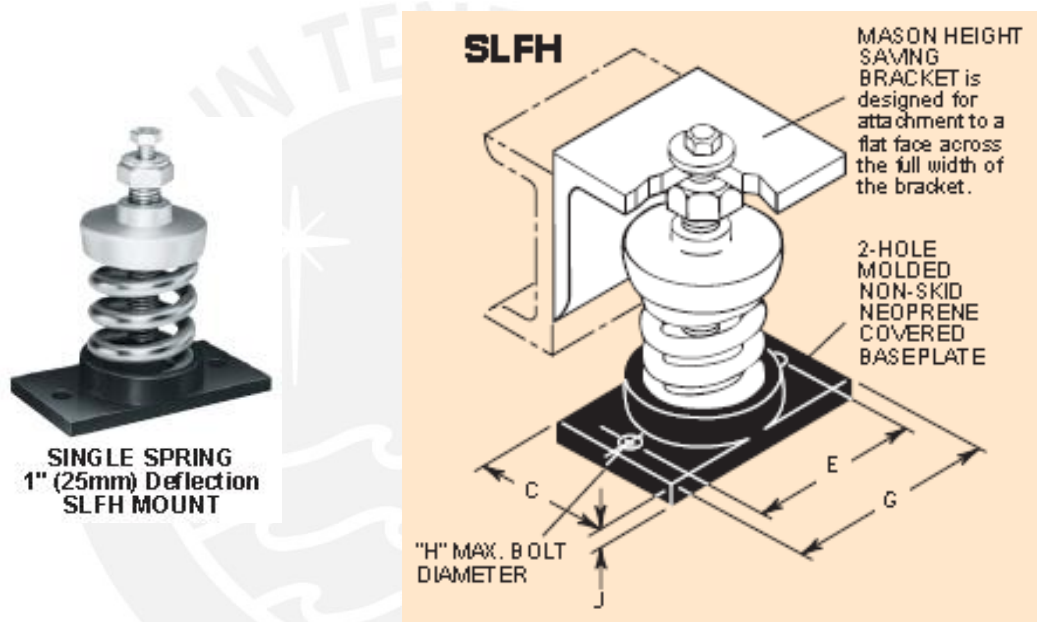


Figura 4.4. Aislador de vibración SLFH de Mason Industries²⁸.

La deflexión estática real que sufrirán los soportes del dinamómetro en operación se calculó (Tabla 4.5) según la ecuación 4.5 donde ‘P’ es la carga de operación (sea de P₁, P₂, P₃ o P₄) y ‘k’ es la rigidez del soporte correspondiente.

$$\delta = P/k \tag{4.5}$$

²⁷ Las deflexiones para diferentes escenarios de torque de operación se encuentran en el ANEXO E.

²⁸ Las dimensiones de los resortes escogidos se pueden apreciar en el ANEXO J. www.mason-industries.com/masonind/products/spring-mounts/. Fecha de catálogo: febrero de 2011. Fecha de consulta: 21 de enero de 2013.

4.3. Garruchas

Las garruchas se incluyen en el diseño para proveer facilidad en el transporte del equipo, pues cada unidad llega a pesar alrededor de 267 kg según el diseño que ha sido modelado en el software *Autodesk Inventor*. En la Figura 4.5 se muestra a un soporte anti vibratorio montado sobre una garrucha.

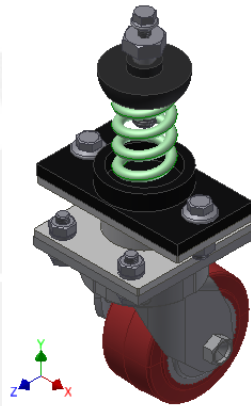


Figura 4.5. Modelo en 3D de uno de los soportes.

Al seleccionar garruchas, en primer lugar, se hallan las cargas o el peso que ellas van a soportar. Mientras más grande sea la carga más grande deberá ser el diámetro de las garruchas a seleccionar. En el capítulo 3 ya se había hallado la carga de operación máxima para cada soporte aislador:

- $P_1 = P_3 = 412 \text{ kgf} = 908 \text{ lbs}$ (con este valor se seleccionarán las garruchas)
- $P_2 = P_4 = 193 \text{ kgf} = 425 \text{ lbs}$

En segundo lugar, hay que elegir un material apropiado para el trabajo en específico. En este caso se necesita garruchas con ruedas que resistan la carga estática y dinámica (transmisión de fuerza por vibraciones al piso). Se han seleccionado ruedas de material duro por motivos de rigidez puesto que sobre las garruchas van montados los aisladores, a los cuales no se les puede modificar su rigidez total, que está diseñada para ser baja y evitar niveles de vibración inadmisibles. Es por ello que se ha decidido que las

garruchas tengan ruedas de acero (rigidez alta) modelo ‘Cast iron’ del fabricante ‘Colson Caster’. Además de la rigidez buscada este producto ofrece las siguientes características como se tradujo de su página web: [www.colsoncaster.com].

“Se debe especificar cuando se trata de soportar cargas excesivas y la protección del suelo no es un factor importante. De alta resistencia para soportar impactos fuertes. No deben usarse si el ruido es una preocupación”.

En tercer lugar, hay que tener en cuenta las condiciones del suelo donde va a trabajar el equipo para que el diámetro de las ruedas de las garruchas pueda ser el adecuado. En este caso, el dinamómetro requiere un suelo plano tal que sus garruchas se apoyen en el suelo quedando al mismo nivel. Entonces no habrá que hacer ningún ajuste al diámetro para las ruedas seleccionadas.

Finalmente, había que elegir si las garruchas tendrían rodamientos de bolas o de rodillos. Se eligió que sean de bolas tipo ‘Delrin’ (incluidos por el fabricante) por brindar mayor facilidad de rodadura. Las especificaciones de las garruchas seleccionadas figuran en la Tabla 4.6. Mayor información se aprecia en el ANEXO K.

Tabla 4.6. Especificaciones técnicas de garruchas *Performa*²⁹.

Cant. de garruchas	Modelo de rueda	Capacidad	Diámetro	Rodamiento
8	Cast Iron (5-8 Series)	1000 lbs	4”	Delrin

Evaluando el montaje completo se vio necesario que la mitad de las garruchas de cada una de las dos unidades de absorción cuenten con freno. En total tendríamos cuatro garruchas estándar y cuatro garruchas con freno. Ambos tipos de garruchas se aprecian en la

Figura 4.6.

²⁹ Recuperado del catálogo on-line de *Colson Caster*. www.colsoncaster.com/products. Fecha de consulta: 30 de enero de 2013.

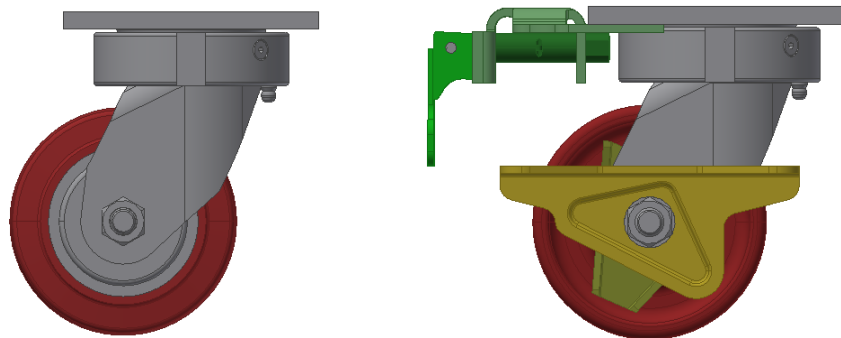


Figura 4.6. Izquierda: garrucha estándar. Derecha: garrucha con freno (fija).

4.4. Acoples con bocamasas

Estos acoples se componen de un eje solidario a una brida, chumaceras de apoyo, pernos de ajuste y una brida intercambiable (Figura 4.7). El eje se diseña por rigidez, resonancia y por fatiga. Además se calculan los pernos que unen la brida solidaria a la brida intercambiable; esta última se cambia dependiendo del modelo de automóvil a ensayar.

Las cargas que va a soportar el acople son el peso del auto, del cual le corresponde 435kgf, y el torque de operación de la rueda conectada. Se asume este valor como el máximo de 2430 N-m para efectos de cálculo.

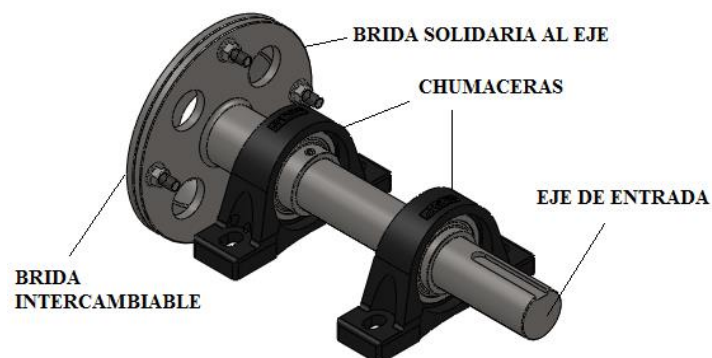


Figura 4.7. Acople entre unidad de absorción y bocamasas.

4.4.1. Cálculo por rigidez del diámetro del árbol de entrada

El diagrama de cuerpo libre de los ejes de una unidad de absorción se halla en el Anexo I.5 (Árbol del freno). Allí se definieron los tipos de apoyos que tienen los ejes. En este caso del árbol de entrada se tiene el modelo representado en la Figura 4.8. Los apoyos articulados fijo y móvil representan a las chumaceras, mientras que la fuerza ‘P’ representa al peso del auto aplicado sobre la brida solidaria.

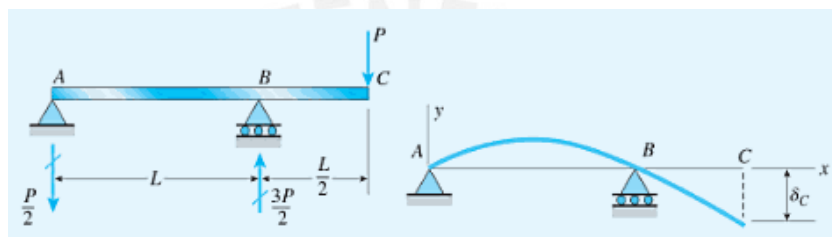


Figura 4.8. Modelo del árbol de entrada (Gere, 2009).

La deflexión máxima ‘ δ_c ,’ en el punto de aplicación del peso del auto, se expresa según la ecuación 4.6 (Gere, 2009). Como a todo eje se tiene que restringirle la deflexión a un valor máximo, en este caso se usará la deflexión máxima recomendada para máquinas en general que es 0,3 mm / metro de longitud.

$$\delta_c = \frac{PL^3}{8EI} \quad (4.6)$$

Considerando que $P = 4350 \text{ N}$, $L = 200 \text{ mm}$, $E = 200 \text{ GPa}$ para el acero, y que la deflexión máxima resulta $\delta_c = 0,3 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \times L = 0,06 \text{ mm}$, entonces con la ecuación 4.6 se despeja el momento de inercia que requiere el eje resultando $3,56 \times 10^5 \text{ mm}^4$. El momento de inercia alrededor del eje neutro para un eje de sección circular es $I = \frac{\pi d^4}{64}$, por lo tanto se requiere que el diámetro del eje cumpla la siguiente condición: $d > 51,9 \text{ mm}$. Por lo tanto se seleccionará: $d = 52 \text{ mm}$

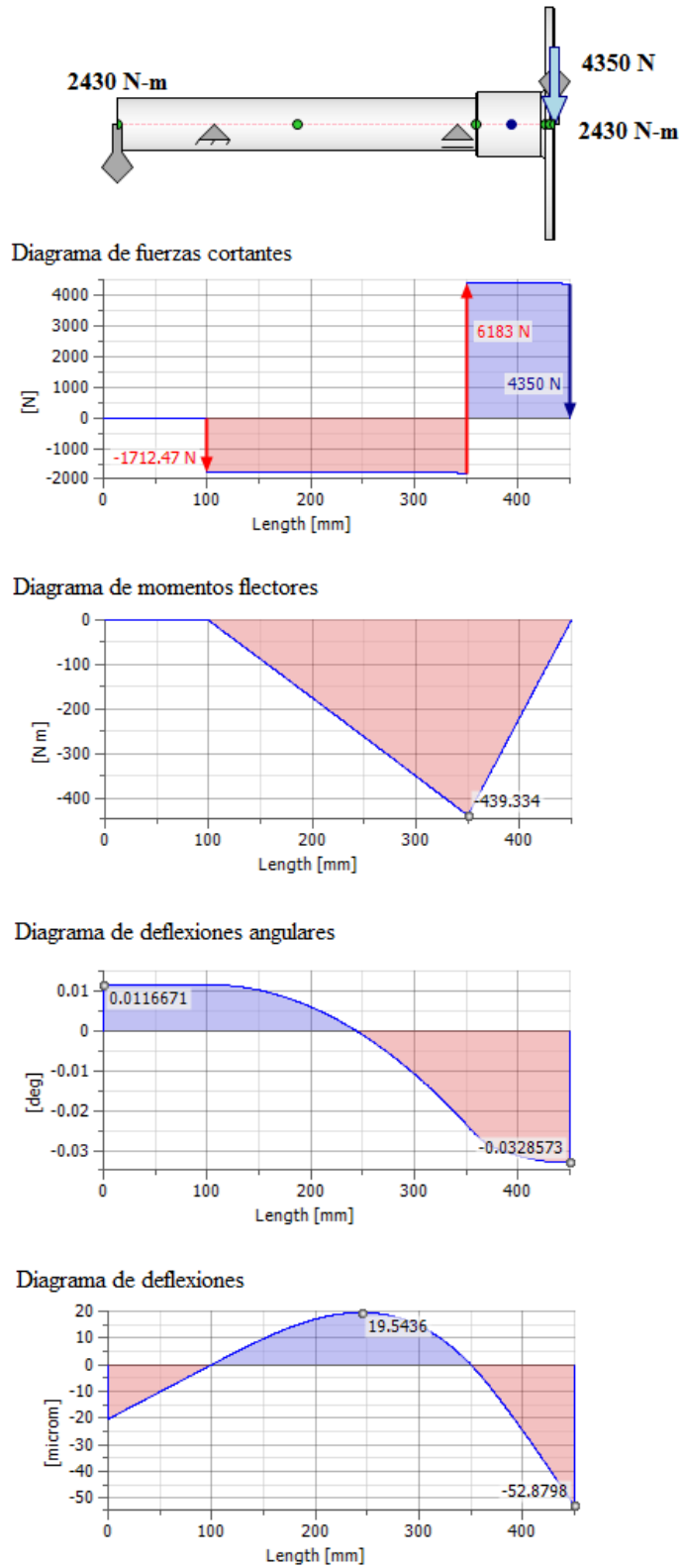


Figura 4.9. Diagrama de fuerzas internas y deflexiones del árbol de entrada

Los diagramas del árbol de entrada de la Figura 4.9, realizados con ayuda del software *Autodesk Inventor*, confirman el cálculo analítico. Se puede ver que la deflexión real en el punto de aplicación de la carga será de 52,9 micras, la cual es menor a las 60 micras calculadas anteriormente como valor admisible para este árbol, por lo tanto se concluye que el diseño del mismo es confiable.

En el ANEXO L se encuentra la verificación de este diámetro por cálculos de resistencia y resonancia del eje. En cuanto a resistencia, en resumen, el factor de seguridad a la fatiga es 2,2 mientras que por fluencia es 2,4.

4.4.2. Soldadura de la brida solidaria al árbol de entrada

Se presenta la justificación de la soldadura de filete entre el árbol de entrada y su brida (Figura 4.10), ambos de material EN 1.4410 con 550 MPa de esfuerzo de fluencia. Los valores de las variables en el esquema son:

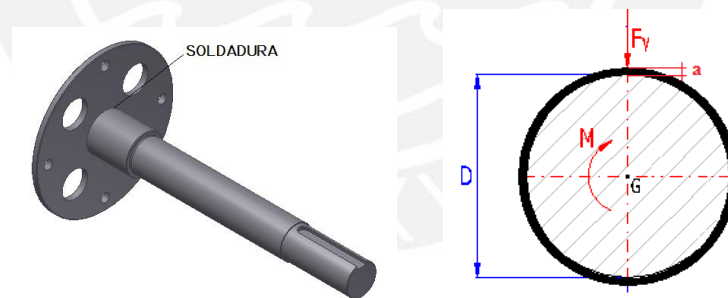


Figura 4.10. Soldadura del árbol de entrada y sus solicitaciones.

- Carga vertical: $F_y = 4350 \text{ N}$
- Torque : $M = 2430 \text{ N} - \text{m}$
- Diámetro de la soldadura : $D = 65 \text{ mm}$
- Garganta : $a = 3 \text{ mm}$

La dimensión de la soldadura expresada en planos señala 3 mm, es decir, $a = 3$ m. Calculando la inercia de la geometría del cordón:

$$I_o = \frac{\pi((D + 2a)^4 - D^4)}{32} = 742\,305 \text{ mm}^4$$

Con este valor los esfuerzos cortantes resultan:

Esfuerzo cortante por torsión:

$$t_{at} = \frac{M \frac{D}{2}}{I_o} = 106,4 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante puro:

$$t_{ac} = \frac{F_y}{A} = 6,8 \text{ MPa}$$

Esfuerzo máximo resultante:

$$t_a = t_{at} + t_{ac} = 113,2 \text{ MPa}$$

Entonces el factor de seguridad para el material seleccionado resulta de $FS = 4,86$, el cual es bastante aceptable.

4.4.3. Uniones atornilladas del acople

Existen dos grupos de pernos: los pernos que transmiten el torque entre el acople y la bocamasa del automóvil, y los pernos que transmiten el mismo torque pero entre una y otra brida del acople. Una brida es solidaria al árbol de entrada y la otra es una pieza independiente, como se vio en la Figura 4.7, que puede intercambiarse por otra según el modelo de automóvil a ensayar. La Figura 4.11 esquematiza una de las bridas del acople con sus 4 agujeros para pernos. Las variables presentadas en la figura se relacionan según las ecuaciones 4.7 y 4.8 (esta última es vectorial).

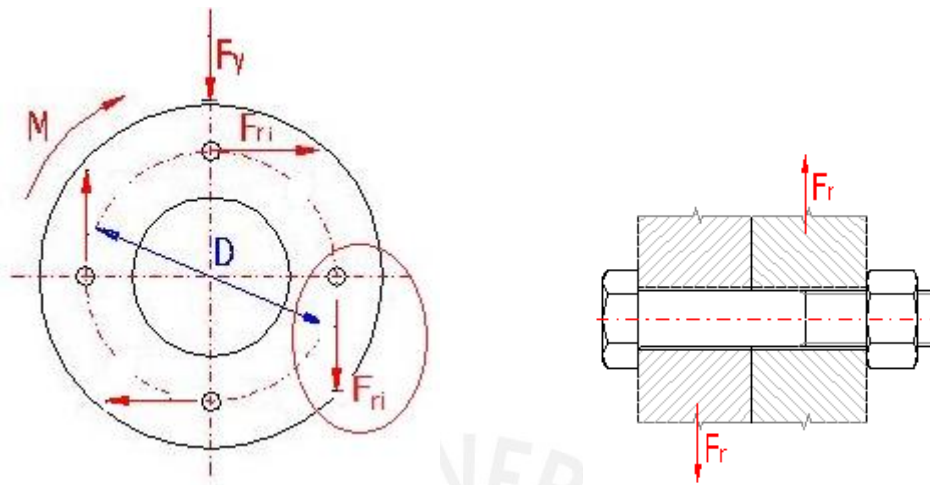


Figura 4.11. Izquierda: Esquema de fuerzas de los pernos en una brida sometida a torsión. Derecha: uno sola de las uniones atornilladas sometidas a carga externa cortante

$$F_{ri} = \frac{2M}{nD} \quad (4.7)$$

$$\vec{F}_r = \vec{F}_{ri} + \frac{\vec{F}_y}{4} \quad (4.8)$$

Donde F_{ri} es la fuerza transversal a cada tornillo [N] debida a la torsión, M es el momento torsor [N-m], D es el diámetro de posición de los agujeros [m] y n es el número de tornillos. Además, F_y es la carga vertical debida al peso del automóvil y F_r es la fuerza perpendicular total externa para cada tornillo, la cual varía de tornillo a tornillo.

En el caso de la unión brida intercambiable – bocamasa, los tornillos ya están definidos por el fabricante del automóvil y no necesitan diseñarse de nuevo. Se presentó el ejemplo del Toyota Corolla en el acápite 2.2.4, en él se dijo que los agujeros para los tornillos son 4 y de diámetro 18mm.

En el caso de la unión brida solidaria - brida intercambiable, se resuelve a continuación la fuerza de corte que soportará la unión atornillada más crítica, cuyo F_{ri} es paralelo a la fuerza vertical del peso F_y .

$$F_r = \frac{2M}{nD} + \frac{F_y}{4} = \frac{2(2430 \text{ N}\cdot\text{m})}{(4) * (0,2 \text{ m})} + \frac{4350 \text{ N}}{4} = 6075 \text{ N} + 1088 \text{ N}$$

$$F_r = 7163 \text{ N}$$

Es propicio mencionar que la fuerza de corte debe ser absorbida por la fricción entre las bridas, es decir, el perno debe trabajar a tracción pura y generar presión suficiente en las bridas para que la fricción entre ellas sea quien transmita realmente el torque.

Luego de iterar varias veces los cálculos de la unión atornillada según teoría de elementos de máquinas, los pernos seleccionados son M14 clase 12.9 según ISO (las ecuaciones involucradas y cálculos se pueden ver en el ANEXO M).

4.5. Acoples flexibles entre ejes

Los acoples sirven para conectar el eje del sensor al árbol de entrada de potencia y al árbol del freno como se aprecia en la Figura 4.12. Estos acoples se eligieron del tipo flexible porque actúan transmitiendo el torque pero no transmiten el momento flector. Este momento se evita pues perturbaría las mediciones de velocidad angular en el sensor por el cambio de dirección de su eje debido a dicho momento.



Figura 4.12. Izquierda: Acople de grilla. Derecha: Esquema de instalación de los acoples

Existen varias clases de acoplamientos flexibles; sin embargo, el acople de tipo grilla es recomendado para aplicaciones donde se presenta torque alto, vibraciones (que se pueden reducir con el acople hasta en un 30%), cargas de choque y posibilidad de desalineamiento (SKF, 2010).

Los datos de entrada necesarios para la selección de los acoples flexibles de grilla son:

- Cantidad: 4 (dos por cada unidad de absorción de potencia)
- Torque máximo: 2430 N-m
- Velocidad máxima: 2331 rpm

Según la hoja de especificación técnica de los acoples SKF del ANEXO N se multiplica el torque máximo calculado por un factor de servicio según el tipo de aplicación. En este caso, interceptando la información para *Dynamometer* con la de *Reciprocating engine with 4/5 cylinders*. El valor de factor de servicio a usar es 2. Luego el fabricante señala el siguiente cálculo:

$$\text{Coupling rating} = \text{system torque} \times \text{service factor}$$

$$\text{Coupling rating} = 2430 \text{ N} - \text{m} \times 2 = 4860 \text{ N} - \text{m}$$

Entonces ingresando a la tabla de selección que se muestra en la segunda hoja del ANEXO N, se selecciona el acople que tenga una capacidad igual o mayor a la calculada, con lo que se obtiene:

- ✓ Acople ‘SKF Grid’ del tipo ‘horizontal split cover’ (cubierta horizontal sin espaciador)
- ✓ Tamaño : 1100 TGH
- ✓ Capacidad : 6280 N-m (> 4860 N-m...ok!)
- ✓ Revolución máxima : 2440 rpm (> 2331 rpm...ok!)
- ✓ Inercia de masa : 0,179 kg/m² (tabla 6 de la hoja de especificación técnica)

Las especificaciones técnicas de los acoples flexibles de grilla de SKF también proporcionan las recomendaciones para los ajustes que deben lograrse entre los ejes y

sus correspondientes alojamientos (Tabla 4.7). Aplicando estas recomendaciones para los acoplamientos seleccionados se obtuvo:

- En el acople entre el árbol del freno y el sensor de torque el diámetro es 50 mm, por lo tanto le corresponde el ajuste H7/k6 entre el eje y el agujero del acople.
- En el acople entre el árbol de entrada y el sensor de torque el diámetro es 55 mm, por lo tanto le corresponde el ajuste H7/m6, el cual es un ajuste fino indeterminado con tendencia al apriete.

Tabla 4.7. Ajustes recomendados para acoples de acero SKF.

Table 3

Recommended bore tolerances for SKF steel coupling hubs				
Shaft diameters		Bore diameter tolerances		
Nominal	Tolerance	Clearance	Standard	Interference
mm	-	-	-	-
6 - 30	k6	F7	H7	M6
31 - 50	k6	F7	H7	K6
51 - 80	m6	F7	H7	K7
81 - 100	m6	F7	H7	M7
101 - 200	m6	F7	H7	P7
201 - 355	m6	F7	H7	R7
356 - 500	m6	F7	H7	R8

Los ajustes estándar se escogieron debido a que las piezas pueden montarse y desmontarse con martillo y sin deterioro. Esto debido a que las piezas trabajan inmóviles entre sí y se desmontan con frecuencia pero no deben tener juego.

Finalizando con la selección de componentes, la selección de la parte electrónica, díganse sensores y accesorios se detalla en el ANEXO O y ANEXO P.

CAPÍTULO 5

PLANOS Y COSTOS

El dinamómetro puede observarse en los dos planos de ensamble, el plano de posiciones y los nueve planos de despiece del empastado adjunto. Los planos de despiece son piezas que tienen que fabricarse a través de diferentes procesos de manufactura como son la soldadura, torneado, fresado y fundición. Los costos de las horas máquina de estos procesos, los costos de materiales (materia prima) y componentes seleccionados de proveedores, las horas hombre del diseñador, entre otros conceptos de costos también se presentan en este capítulo.

5.1. Planos

La nomenclatura de los mismos consiste en:

Número de plano – tamaño de hoja – ensamble (E) o despiece (D)

Para explicar mejor la nomenclatura elegida que aparece en los planos se da el siguiente ejemplo: 01-A3-E, donde:

01	Número de plano
A3	Tamaño de hoja A3
E	Ensamble
D	Despiece

Planos de Ensamble

01-A3-E: Plano de Disposición General

En este plano se muestra una proyección isométrica del dinamómetro instalado en un automóvil de ejemplo.

02-A1-E: Plano de Ensamble de una Unidad de Absorción

Este es el plano de ensamble de una de las dos unidades de absorción del dinamómetro. Una aclaración importante es que ambas unidades son simétricas pero no exactamente iguales, pues cada una tiene una orientación diferente. Una va a la izquierda del automóvil y la otra a la derecha. Este hecho hace que las estructuras metálicas tengan algunos elementos soldados en una posición izquierda o derecha dependiendo a cuál unidad pertenecen. Sin embargo, los demás componentes del dinamómetro sí son idénticos.

Planos de Despiece

Los planos de despiece se listan con su respectivo código en la Tabla 5.1. Estos planos obedecen a piezas que han tenido que diseñarse para su respectiva fabricación. Las demás piezas se han seleccionado de proveedores en Lima para su respectiva compra (ver siguiente acápite de costos).

Plano de Posiciones

12-A3-E es el plano que muestra dos de las cinco posiciones posibles del único soporte de la estructura que es móvil.

Tabla 5.1. Codificación de los planos de despiece de la tesis

Plano	Número
Brida intercambiable	03-A3-D
Árbol de entrada	04-A3-D
Árbol del freno	05-A3-D
Tambor de freno	06-A3-D
Zapata superior	07-A2-D
Zapata inferior	08-A2-D
Adaptador aislador - garrucha	09-A3-D
Estructura metálica	10-A1-D
Estructura móvil	11-A3-D

5.2. Costos

Los costos del proyecto de tesis (Tabla 5.2) tienen conceptos como los honorarios del diseñador, el monto total de las compras de materiales y componentes, los costos de fabricación de algunas piezas y los honorarios de los responsables de supervisar las compras y la fabricación del proyecto. Además se ha considerado un costo por eventos imprevistos. El costo total se ha estimado asumiendo una producción conservadora de sólo 10 dinamómetros.

Tabla 5.2. Costos totales del proyecto dinamómetro³⁰.

CONCEPTO	Costo horario (S./hora)	Tiempo total (horas)	Costo (S./)
Costo unitario de diseño	50	500	2500
Compras de elementos estándar			78206
Compras en acero (planchas, perfiles, ejes, tubos, etc.)			10500
Supervisor de Compras	50	50	2500
Fabricación			9390
Supervisor de Fabricación	50	150	7500
Imprevistos			3000
		TOTAL (S./)	113,596
		TOTAL (US\$)	40,745

³⁰ Tipo de cambio S/. 2,797 por dólar. Valor al 02 de agosto de 2014.

5.1.1. Costos de diseño

Los costos de diseño se presentan en la Tabla 5.3 y se estimaron de acuerdo a los honorarios que percibiría el diseñador mecánico. El costo unitario por cada dinamómetro asume que se fabricarán 10 unidades.

Tabla 5.3. Costos de diseño del proyecto.

	Costo horario (S/. /hora)	Tiempo Etapa de Diseño (horas)	Honorarios (S/.)	Costo unitario (S/.)
Diseñador	50	500	25,000	2,500

5.1.2. Costos de compras

Es lo referente a los costos de los materiales y componentes. Las diferentes cotizaciones obtenidas se adjuntan en el ANEXO Q. El precio de los rodamientos y sus chumaceras se extrajo de la lista de precios de SKF (SKF, Price list €, 2012).

Tabla 5.4. Costos de los materiales y componentes

Componente	Marca	Modelo	Precio Unitario (US\$)	Cantidad	Precio Final (US\$)	Precio Final (S/.)
Sensor de torque rotacional	Honeywell	1606-30K	8,831	2	17,662	49,471
Sensor de velocidad angular magnético	Honeywell	064-LW24368-2	345	2	690	1,933
Cable del sensor de velocidad de 15 pies de largo	Honeywell	7204-00-15	330	2	660	1,849
Display para torque y velocidad angular	Honeywell	7541-115	3,840	1	3,840	10,756
Software utilitario	Honeywell	AA-183	220	1	220	616
KIT DE ACOPLER DE GRILLA	SKF	PHE-1100H	824	4	3,295	9,229
CHUMACERAS CON RODAMIENTOS Y	SKF	SY 55 TF	223.14	4	893	2,500
PERNOS HEXAGONALES	Ajuste Perfecto				390	1,093
ESPÁRRAGO INOX 304 M24 x 1m	Ajuste Perfecto		8	10	79	221
TUERCAS HEXAGONALES	Ajuste Perfecto				144	402
ARANDELAS DE PRESIÓN	Ajuste Perfecto				49	136
TOTAL					27,921	78,206

Es preciso acotar que los precios se obtuvieron de cotizaciones para los materiales y están valorizados para entrega en Lima. En la Tabla 5.4 se puede apreciar el listado de precios de los materiales y componentes del dinamómetro.

5.1.3. Costos de fabricación

Se establecen de acuerdo al proceso de manufactura requerido en la fabricación los componentes diseñados. Los mismos son los que se detallan en los planos de despiece de la tesis. Los costos por cada proceso de fabricación se pueden apreciar en la Tabla 5.5. El costo horario por cada proceso se tomó con referencia a los costos del taller mecánico de la sección de ingeniería mecánica de la PUCP e incluye la hora hombre y la hora máquina.

Tabla 5.5. Costos de fabricación del proyecto.

PROCESOS DE MANUFACT.	Costo horario (S./hora)	Tiempo total (horas)	Honorarios (S./.)
Torneado CNC	105	24	2,520
Fresado	60	16	960
Fundición	100	20	2,000
Soldadura	50	15	750
Maestranza	30	100	3,000
Montaje	20	8	160
		TOTAL	9,390

La calidad en el torneado de los ejes deberá ser buena para evitar desbalance y sobrecarga por imperfecciones pues la precisión en la medida del torque y rpm es prioridad. Por ello el tornero tendrá que ser calificado o en todo caso, los ejes deberían fabricarse en un torno CNC. En la tabla también se menciona el concepto de ‘Maestranza’. Ella abarca los procesos de corte, taladrado, pintura, etc.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

De llegar a fabricarse este dinamómetro portátil tendría ventaja competitiva al menos en el precio pues los costos de fabricación, de ingenieros y de mano de obra calificada en general son menores aquí que en Suecia, EEUU, Australia o Nueva Zelanda, lugares donde se encontró fabricantes de estos equipos portátiles.

Este diseño de dinamómetro puede volverse más pequeño si se cambia el sensor de torque rotacional por una celda de carga colocada a una distancia del freno de modo que esa distancia actúe como brazo de palanca. Con este cambio ya no se necesitarían los acoples que conecta el sensor rotacional con el árbol de entrada y con el árbol del freno. Sin embargo, se introduciría una incertidumbre más en las mediciones a parte de las que ya presenta una celda de carga u otro sensor. En este caso sería la medida de la longitud del brazo de palanca.

Se recomienda que el sistema de refrigeración consista en dos ventiladores axiales grandes, pues son más prácticos, ya que ocupan menos espacio y se pueden colocar fácilmente en dirección hacia cada freno del dinamómetro. Estos ventiladores serían externos y alimentados por energía eléctrica al igual que los sensores y el *display*. Sin embargo, sería interesante que fueran internos y sean montados en el mismo árbol de entrada, de modo que funcionen impulsados por el mismo automóvil. No obstante, con esto la computadora debería restar la potencia consumida por los ventiladores a los resultados obtenidos en cada ensayo.

El diseño del freno con dos zapatas es tal que la fuerza vertical aplicada por cada una de ellas se anula con la otra. Esto significa una carga menos para el eje y para la estructura de cada unidad de absorción de potencia del dinamómetro. No obstante, las cargas en el plano horizontal no desaparecen.

Analizando el cálculo del tornillo de ajuste del freno se concluye que para lograr una carga residual alta en las zapatas (1,44 ton) no es necesario un torque de montaje tan alto (65,8 N-m).

Se recomienda operar el equipo a velocidades angulares $\omega < 0,5\omega_0 = 788 \text{ rpm}$ en el caso de ensayos estacionarios. En cuanto a ensayos de aceleración se puede ir por todo el rango de velocidad para todos los cambios de la caja de velocidad del auto, no obstante la recomendación es que se acelere y se pase rápidamente por la frecuencia de resonancia. Ambos ensayos se pueden realizar únicamente con carga constante con este dinamómetro.

Otros ensayos más sofisticados como los ensayos de aceleración constante, carga variable y ensayos con simulación de condiciones de carretera, como el arrastre del viento, necesitan control automático, tecnología que no incluye este diseño.

El dinamómetro puede mejorar su diseño si se coloca el freno cerca al acoplamiento con la bocanasa. La razón es que el torque actuaría en las inmediaciones de dicho acople y deformaría menos a la estructura. No obstante ahora el sensor de torque rotacional no entraría y tendría que cambiar por una celda de carga ubicada a una distancia del eje (brazo de palanca).

Los *display* se podrán conectar a una computadora para descargar los datos de los ensayos y producir gráficos de torque vs rpm o de potencia vs rpm.

En caso de requerir un dinamómetro para un automóvil 4x4, se podría unir cuatro unidades de absorción, cada una con sus sensores, *display* y cables, exportando los datos a la PC con el software utilitario de *Honeywell* ya instalado.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se ha diseñado un dinamómetro portátil de conexión directa al eje de las ruedas para automóviles de tracción simple con potencias hasta del nivel de competencias rally (250 hp fue el máximo considerado). Este equipo permitirá evaluar el desempeño de potencia en las ruedas de cualquier automóvil con el objetivo de desarrollar una mejora (*tuning*). Además será una herramienta de apoyo para el mantenimiento de rutina y la homologación de categoría rally para cualquier automóvil que requiera certificarse.

El dinamómetro está diseñado para evaluar la potencia en las ruedas simulando las condiciones de desempeño del automóvil cuando se encuentra en marcha a velocidad constante (ensayo estacionario) y cuando acelera bajo una carga constante (ensayo de aceleración) como la subida de una pendiente. Sin embargo, no puede simular la resistencia del viento la cual es una carga variable que aumenta con el cuadrado de la velocidad.

El equipo posibilitará evaluar el máximo rendimiento en potencia del automóvil para cualquier carga resistente constante que se quiera simular. Esto a través de un ensayo de aceleración a carga constante pisando el pedal acelerador a fondo, ensayo denominado de mariposa totalmente abierta.

El dinamómetro está diseñado para que un operario pueda regular la carga de torque que se le imprimirá al eje de tracción del automóvil, antes de realizar un ensayo en estado estacionario o de aceleración con carga constante. Mientras se realiza cualquiera de los ensayos, el operario tiene la posibilidad de monitorear el torque o la velocidad angular del eje a través del *display* que se ha establecido para cada uno de los dos palieres del eje de tracción.

El equipo está diseñado para instalarse en automóviles de rally; sin embargo, también podrá usarse para automóviles de calle (turismos) puesto que su potencia es menor y no

hay incompatibilidad para la instalación. En este tema la brida de acople depende de cada modelo al igual que para los automóviles de rally. Asimismo, el equipo también podrá utilizarse con camionetas siempre y cuando cada rueda de tracción no supere los 2430 N-m que es el torque de diseño del dispositivo.

El equipo presenta una reducción de la amplitud de vibraciones, si fuera el caso, a partir de 2228 rpm, lo que permite realizar ensayos estacionarios a altas velocidades con total seguridad.

En el análisis vibratorio se descubrió los valores de desbalance máximo o admisible que puede tener un automóvil para poder ser ensayado con este dispositivo. El automóvil a ensayar no debe tener un $\Delta m \cdot e$ (producto del desbalance de masa por la excentricidad de la misma) que sobrepase de 1,5 kg-mm para el nivel de severidad de vibraciones “bueno” o de 2,5 kg-mm para un nivel “satisfactorio” según ISO 2372.

El costo estimado del equipo es de USD 41,000 aproximadamente, muy similar a lo proyectado inicialmente. Si comparamos el dinamómetro diseñado con sus pares extranjeros, tiene un menor precio pero también menores prestaciones. Por ejemplo, *Rototest* en Suecia y *Dynapack* en Nueva Zelanda tienen modelos que pueden regular el torque por control computarizado. Estos equipos tienen un costo que sobrepasa los US\$ 60,000 dólares, como se comentó en el acápite 2.1.10.

BIBLIOGRAFÍA

- Balachandran, B. (2006). Sección 2.3.2. Resortes Lineales. En *Vibraciones* (págs. 26-37). Cengage Learning Editores.
- Bautista, E. (1995). *Vibraciones en Máquinas*. Universidad Politécnica de Madrid.
- Beeby, S. (2004). Chapter 7. Force and Torque Sensors. En *MEMS MECHANICAL SENSORS* (págs. 153-167). Artech House.
- Bringas, J. E. (2004). *Handbook of Comparative World Steel Standards*. USA: ASTM International.
- Cruz, L. S. (2000). Instrumentation of the dynamometer of the emission control laboratory at the engineering school of the National Autonomous University of Mexico. México: Universidad Nacional Autónoma de México.
- FEPAD. (2010). Anexo B4 - Categorías. *Reglamento Nacional del Deporte Automotor*. Lima, Perú: Federación Peruana de Automovilismo Deportivo.
- FIA. (11 de 11 de 2010). CDI - Anexo J. *Código Deportivo Internacional*. Francia: FIA Sports / Departamento Técnico.
- FIA. (22 de 11 de 2010). Datos Técnicos de Automóviles para Homologación en Grupo N. Francia.
- FIA. (21 de Julio de 2011). Lista de Vehículos Homologados por País y Fabricante. Francia.
- Gere, J. (2009). Sección 9.4 Deflexiones por integración de las ecuaciones de la fuerza cortante y de la carga. En *Mecánica de Materiales* (pág. 701). Cengage Learning Editores.
- LogicBus. (2009). *Sensores de Torque*. Recuperado el 17 de Mayo de 2011, de Productos: www.logicbus.com.mx/torque_sensor.php
- Mestres, F. L. (2009). *Vehículos*. Barcelona: ETSEIB.
- Peters, L. (3 de Marzo de 2008). *Dynamometer History*. Recuperado el 27 de Abril de 2011, de <http://ezinearticles.com/?Dynamometer-History---A-Timeline-of-Innovation&id=1022510>
- Rostkowski, J. (2001). *Patente n° US 6,257,054 B1*. EEUU.
- Rototest. (Setiembre de 2011). *School of Performance*. Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de Rototest Research Institute: www.rri.se/index.php?DN=38

- Seat. (15 de Abril de 2011). *Catálogos del Seat León*. Recuperado el 16 de Octubre de 2011, de www.seat.es/content/es/brand/es/models/leon/catalogue.html
- Shigley, J. E. (2011). Cap.16 Clutches, brakes, couplings and flywheels. En *Shigley's Mechanical Engineering Design* (págs. 840-844). Mc-Graw Hill.
- Sirohi, R. (1991). Chapter 4. Measurement of Force and Torque. En *MECHANICAL MEASUREMENTS* (págs. 59-74). New Age International.
- SKF. (2010). *SKF Couplings*. Alemania: SKF Group 2010.
- SKF. (Abril de 2012). Price list €. SKF Group 2012.
- Thomson, W. T. (1983). Aislamiento Vibratorio. En *Teoría de Vibraciones - Aplicaciones* (págs. 64-68). Editorial Dossat. España.
- Williamson, J. (s.f.). *Dynamometer Info*. Recuperado el 26 de abril de 2011, de www.dynamometer-info.co.uk
- Yinding, L., & Wenhua, H. (2011). Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. *Emulation and Experimental Study of Drum Dynamometer for simulating the Vehicle's Road Breaking*.