



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Dpto. de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

***Diseño Mecánico de un
Banco de Potencia para la
Prueba del Prototipo de la
Shell Eco-marathon***

D. LUIS PERCHÍN GARCÍA

OCTUBRE 2014

Tutores:

Dra. Dña. Beatriz López Boada

Dr. D. Daniel García-Pozuelo Ramos



A mis padres.

Índice General

	Página
1. Introducción.....	10
1.1 La competición Shell Eco-marathon.....	11
1.2 Estructura del proyecto.....	12
2. Objetivo del proyecto.....	14
3. Tipos de dinamómetros.....	15
3.1 Dinamómetros hidráulicos.....	18
3.2 Dinamómetros de discos hidráulicos.....	19
3.3 Dinamómetros de corriente continua.....	19
3.4 Dinamómetros de corriente alterna, asíncronos o de jaula de ardilla	19
3.5 Dinamómetros síncronos o de..... imanes permanentes	19
3.6 Dinamómetros de corrientes..... parásitas de Foucault	20
3.7 Dinamómetros de fricción.....	21
3.8 Dinamómetros de freno aerodinámico.....	21
3.9 Dinamómetros híbridos o de tipo tándem.....	21
3.10 Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de configuraciones.....	21
4. Parámetros que caracterizan al banco de potencia.....	23
4.1 Teoría de corrientes parásitas o de Foucault.....	23
4.2 Medición del par y potencia.....	28
4.3 Medición de la velocidad angular.....	30
4.4 Refrigeración.....	31
4.5 Análisis de esfuerzos y vibraciones.....	33
4.5.1 Análisis bajo cargas estáticas.....	33

4.5.2	Análisis bajo cargas dinámicas. Fatiga.....	34
4.5.3	Análisis vibratorio.....	36
5.	El test. Métodos de medición de potencia y par.....	38
5.1	Prueba inercial.....	39
5.2	Prueba a frenado constante (velocidad variable).....	40
5.3	Prueba a velocidad constante (frenado variable).....	40
6.	Diseño mecánico del dinamómetro.....	44
6.1	El chasis.....	44
6.2	Subchasis del banco.....	47
6.3	El rodillo de inercia.....	55
6.4	El árbol de transmisión del dinamómetro.....	60
6.4.1	Selección de propiedades y configuración geométrica de la pieza.....	63
6.4.2	Realización del diagrama de cuerpo libre simplificado.....	64
6.4.3	Análisis bajo cargas estáticas.....	72
6.4.4	Análisis bajo cargas dinámicas (Fatiga).....	75
6.4.5	Análisis modal de vibraciones.....	78
6.5	El freno del dinamómetro.....	81
6.5.1	El rotor del freno de corrientes de Foucault.....	84
6.5.2	El estator del freno de corrientes de Foucault.....	86
6.5.3	La carcasa del estator del freno.....	86
6.5.4	El brazo de par del freno.....	87
6.5.5	Refrigeración del freno.....	90
6.6	Otros componentes auxiliares.....	97
6.6.1	Las tapas del dinamómetro.....	97
6.6.2	Rampas.....	98
6.6.3	Eslingas, grilletes y calzos.....	99



6.6.4 Ruedas.....	100
7. Diseño CAD del dinamómetro.....	101
8. Equilibrado y calibración del dinamómetro.....	108
9. Conclusiones y desarrollos futuros.....	110
10. Presupuesto.....	113
11. Referencias.....	115
Anexo A. Planos constructivos.....	117

Índice de Figuras

	Página
Fig1. Categoría A.....	12
Fig2. Categoría B.....	12
Fig3. Esquema de acople directo al dinamómetro.....	16
Fig4. Motor acoplado directamente al dinamómetro.....	16
Fig5. Esquema dinamómetro de chasis.....	17
Fig6. Ejemplo de dinamómetro comercial para motocicletas de DTEC DIY DYNO.....	17
Fig7. Esquema de funcionamiento de dinamómetros hidráulicos.....	18
Fig8. Freno de corrientes parásitas o de Foucault.....	20
Fig9. Principio de corrientes parásitas o de Foucault.....	24
Fig10. Cilindro esquemático.....	25
Fig11. Sección del cilindro esquemático.....	27
Fig12. Esquema del montaje del brazo de palanca en el dinamómetro.....	29
Fig13. Estructura de una galga extensiométrica.....	30
Fig14. Encoder incremental.....	31
Fig15. Encoder absoluto.....	31
Fig16. Curva de fatiga típica de los aceros.....	32
Fig17. Montaje típico en un banco de potencia.....	38
Fig18. Curvas de par y potencia obtenidas en..... un dinamómetro tras varias repeticiones	42
Fig19. Curva teórica del motor Honda GX-25 del prototipo proporcionada por el fabricante	42
Fig20. Dinamómetro de chasis comercial para automóviles.....	44
Fig21. Dinamómetro de chasis portátil para motocicletas.....	45
Fig22. Soporte para rodamientos de tipo pie SAF de la marca SKF.....	49

Fig23. Captura del software SKF Bearing Calculator.....	53
Fig24. Relación entre diámetros $r/R = 0$	57
Fig25. Relación entre diámetros $r/R = 2$	57
Fig26. Rodillos dobles. Relación $r/R = 2$	57
Fig27. Relación entre diámetros $r/R = 1$	57
Fig28. Relación entre diámetros $r/R = \frac{1}{2}$	58
Fig29. Alzado del conjunto motriz del dinamómetro.....	64
Fig30. Diagrama de cuerpo libre del conjunto motriz del dinamómetro.....	65
Fig31. Método de compatibilidad de giros.....	67
Fig32. Movimientos en vigas de un solo tramo más comunes.....	68
Fig33. Vigas comunes y dimensiones utilizadas.....	69
Fig34. Diagrama de esfuerzos del conjunto motriz.....	71
Fig35. Diagrama Tensión-Deformación de una material dúctil.....	72
Fig36. Freno de corrientes de Foucault comercial.....	82
Fig37. Características de la célula de carga propuesta.....	88
Fig38. Tacómetro digital.....	89
Fig39. Ventilador axial.....	93
Fig40. Ventilador centrífugo.....	93
Fig41. Extracto del catálogo de fabricante de ventiladores axiales Mundofan.....	94
Fig42. Extracto del catálogo de fabricante de ventiladores centrífugos MZ.....	96
Fig43. Dibujo del bastidor del banco.....	97
Fig44. Chapa de acero estampada con relieve tipo lágrima.....	98
Fig45. Rampa plegable portátil comercial.....	99
Fig46. Eslinga para motos y tensor.....	99
Fig47. Calzos de goma para ruedas de motocicletas.....	100
Fig48. Rueda universal de acero inoxidable con freno.....	100
Fig49. Dibujo del banco completo desprovisto de las chapas exteriores.....	102

Fig50. Detalle del conjunto motriz del dinamómetro.....	102
Fig51. Dibujo del chasis del dinamómetro.....	103
Fig52. Dibujo del soporte para rodamientos de tipo pie SAF.....	103
Fig53. Dibujo del subchasis del banco.....	104
Fig54. Árbol principal de transmisión.....	104
Fig55. Árbol secundario de transmisión.....	105
Fig56. Rotor del freno de corrientes de Foucault.....	105
Fig57. Dibujo del estator del freno de corrientes parásitas.....	106
Fig58. Dibujo del conjunto rotor-estator.....	106
Fig59. Imagen del explosionado de la carcasa, sus tapas y el brazo de par.....	107
Fig60. Esquema de equilibrado del dinamómetro.....	108

Índice de tablas

	Página
Tabla 1. Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de dinamómetros.....22 disponibles.	22
Tabla 2. Propiedades del Chasis.....47	47
Tabla 3. Resultados del software SKF Bearing Calculator para el.....52 rodamiento 61814.	52
Tabla 4. Propiedades del Subchasis.....55	55
Tabla 5. Propiedades del rodillo de inercia.....60	60
Tabla 6. Propiedades de los semiárboles de transmisión.....62	62
Tabla 7. Datos del problema.....69	69
Tabla 8. Momentos de inercia de masas rotativas del banco.....80	80
Tabla 9. Propiedades del Rotor.....85	85
Tabla 10. Propiedades de la carcasa.....87	87
Tabla 11. Propiedades del brazo de par.....90	90
Tabla 12. Ejemplo de calibración del dinamómetro.....109	109
Tabla 13. Presupuesto detallado.....113	113

1. Introducción

Los desarrolladores y fabricantes de motores y vehículos a menudo necesitan realizar medidas del desempeño y de las mejoras en el rendimiento. En muchas ocasiones, estos cambios y mejoras son tan pequeños que se hace necesario el uso de instrumentación específica para apreciarlos.

Los instrumentos para llevar a cabo esta tarea se integran en una instalación conocida por el nombre de banco de potencia. Aunque quizás la manera más correcta de denominarlo es la de dinamómetro.

En la competición, las reglamentaciones de las competiciones automovilísticas intentan igualar las condiciones de los vehículos participantes en una misma categoría de la carrera. Por lo tanto, en la mayoría de los casos los cambios en el motor están tan controlados, que una pequeña mejora en sus parámetros es la que marca la diferencia con el resto de equipos de la prueba. Habitualmente estos cambios son imperceptibles incluso para el más experimentado de los pilotos de carreras y en cualquier caso, su opinión es subjetiva y no siempre se ajusta a la realidad. Es necesario por tanto el uso de un dinamómetro.

Además de que muchos de los test no pueden llevarse a cabo por un piloto de pruebas, también se presenta el tema de la seguridad. Efectivamente, un cambio en la construcción del sistema de admisión o escape podrían derivar en un terrible incendio. Una caja de cambios que no soporte el incremento del par de un motor modificado podría griparse y conducir al piloto hacia un accidente. Una prueba de vibraciones puede conllevar una rotura catastrófica y acabar con resultados fatales. Por estas y otras muchas razones, la utilización de un banco de pruebas es la única manera de reproducir las condiciones de marcha de un vehículo en condiciones de seguridad.

Por último aparece otro tema muy importante. Desde un punto de vista económico, no siempre es rentable desplazar el equipo al circuito para realizar test que se pueden reproducir fácilmente en la fábrica o el laboratorio. Tampoco resulta rentable realizar una prueba de consumos o emisiones en la carretera o el circuito. Entonces, el uso del dinamómetro también se impone muchas veces por razones económicas.

Todos estos argumentos anteriores sirven para justificar la realización de este proyecto. El diseño y construcción de un banco de pruebas es una herramienta muy valiosa con la que podrá contar la Escudería UC3M para desarrollar su prototipo para la Shell Eco-marathon. La utilización de un dinamómetro permitirá reproducir las condiciones de marcha del prototipo y medir consumos, potencia, par y otros muchos otros parámetros del propulsor para implementar mejoras en el rendimiento.

Un dinamómetro o banco de potencia es básicamente una instalación que se utiliza para medir el par y la velocidad de giro de un motor.

El producto de una instalación de estas características son los datos que proporciona el banco. Estos datos han de ser relevantes y veraces y cada componente del banco de potencia debe jugar su papel, dentro de una multitud de sistemas integrados y multidisciplinares, para asegurar que estos datos sean tan válidos e incorruptibles como sea posible.

El par producido por el motor es soportado y medido por el dinamómetro al cual está conectado. La precisión con la cual el dinamómetro mide el par y la velocidad del motor es fundamental a la hora de realizar otras medidas auxiliares en el banco, como por ejemplo, medidas de emisiones, consumos, etc.

1.1. La competición Shell Eco-marathon

El presente Proyecto de Fin de Carrera se ha realizado para responder a una necesidad de la Escudería UC3M, que se inscribirá en la competición Shell Eco-marathon de 2015. [20]

El reto que el Shell Eco-marathon ha propuesto durante los últimos 25 años es recorrer la mayor distancia posible con el menor consumo de combustible. Este es el gran desafío para cada equipo. Concebir y fabricar el vehículo que menos consuma y así batir el récord de menor consumo de combustible en la próxima prueba de la Shell Eco-marathon europea.

La concentración de todos estos vehículos futuristas y ecológicos constituye el punto culminante del proyecto, dando una idea aproximada de cómo los mejores jóvenes científicos y técnicos actuales podrían cambiar los transportes del día de mañana.

El récord actual de la Shell Eco-Marathon europea, para un vehículo con motor de combustión, está en poder del equipo del Instituto de La Joliverie desde 2004 (aún vigente), con una distancia teórica recorrida de 3.410 km con tan solo un litro de gasolina. Para los prototipos que funcionan con pilas de combustible, el récord es aún más impresionante. En 2005, un vehículo funcionando con hidrógeno y construido por el equipo suizo de la ETH de Zúrich logró recorrer la distancia teórica de 3836 km con un litro de combustible.

En la competición, los vehículos se pueden clasificar en dos categorías. La categoría tipo A, que engloba a los “prototipos” (**ver figura 1**) y la de tipo B, constituida por los “UrbanConcept Cars” (**ver figura 2**). Dentro de estos grupos existen distintas categorías dependiendo de su fuente de energía (gasolina, diesel, GPL, pila de Hidrógeno...).



Fig1. Categoría A



Fig2. Categoría B

El vehículo que pretende construir la escudería UC3M para su participación en la competición es un prototipo de la categoría A, impulsado por gasolina sin plomo de 95 octanos.

Los vehículos incluidos en esta categoría han de llevar como mínimo tres ruedas y como máximo cuatro. Con respecto a las dimensiones, la altura máxima ha de ser menor de 100 cm mientras que el ancho debe estar entre los valores mínimos y máximos de 50 cm y 130 cm respectivamente. La mayoría de los vehículos de esta categoría tienen forma de álabes para disminuir su resistencia aerodinámica y conseguir un consumo menor.

1.2. Estructura del proyecto

El presente proyecto se estructura en once capítulos principales que a su vez se dividen en varias secciones. A continuación, se realiza una breve presentación de los contenidos principales incluidos en cada capítulo para ofrecer al lector una visión global del proyecto:

- **Capítulo 2. Objetivo del proyecto.** En este capítulo se define el objetivo que persigue la realización del presente PFC.
- **Capítulo 3. Tipos de dinamómetros.** En este capítulo se realiza un repaso a las distintas tecnologías disponibles actualmente que permiten diseñar y construir diferentes tipos de dinamómetros y se hace una elección justificada de una de ellas para su posterior implementación en este proyecto.
- **Capítulo 4. Parámetros que caracterizan al banco de potencia.** En este capítulo se explican una serie de diferentes parámetros y magnitudes que caracterizan la medición y operación de esta instalación para su posterior empleo en el capítulo 6.

- **Capítulo 5. El test. Métodos de medición de potencia y par.** En este capítulo se ofrece una visión general de los tipos de mediciones y pruebas que pueden realizarse con el dinamómetro de este PFC.
- **Capítulo 6. Diseño mecánico del dinamómetro.** En este capítulo se realiza un diseño detallado de todos los componentes principales del banco.
- **Capítulo 7. Diseño CAD del dinamómetro.** En este capítulo se recopilan los dibujos de los componentes más importantes del banco realizados con el Software de CAD Solid Edge V19.
- **Capítulo 8. Equilibrado y calibración del dinamómetro.** En este capítulo se proporcionan métodos para equilibrar y calibrar el dinamómetro diseñado en el capítulo 6.
- **Capítulo 9. Conclusiones y trabajos futuros.** En este capítulo se proporcionan las conclusiones extraídas por el autor durante la realización del proyecto. Además se proponen una serie de trabajos futuros para complementar su trabajo y hacer realidad la construcción de una instalación plenamente operativa.
- **Capítulo 10. Presupuesto.** En este capítulo aparece un presupuesto detallado correspondiente a la fabricación del dinamómetro diseñado.
- **Capítulo 11. Referencias.** En este capítulo se proporcionan referencias a toda la bibliografía consultada para realizar el proyecto.
- **Anexo A. Planos acotados de los componentes del banco.** Los planos acotados de los componentes diseñados con el software de CAD Solid Edge V19 se sacan a este anexo para no interferir en la lectura del proyecto. Estos planos están realizados en formato DIN A3.

2. Objetivo del proyecto

El objetivo de este proyecto es el de diseñar un banco de potencia para caracterizar el motor del prototipo de la escudería UC3M que participará en la competición Shell Eco-marathon. El prototipo es un vehículo con un motor Honda de 4 tiempos y 25 cm³. Consta de 3 ruedas, con una única rueda motriz trasera.

La construcción de una instalación tan compleja y costosa para usarla en la caracterización de un único vehículo carece de sentido. Por lo tanto, el dinamómetro de este proyecto está pensado y dimensionado para la prueba de ciclomotores y motocicletas de hasta 125 cm³ y 15 kW de potencia.

Un dinamómetro es una instalación multidisciplinar que requiere la coordinación de un amplio rango de conocimientos ingenieriles. Consta de una estructura, un complejo mecanismo, instalaciones eléctricas, dispositivos electrónicos de control y adquisición de datos y otras instalaciones auxiliares como la refrigeración, la medida de gases de escape, presiones de combustión, etc.

El diseño completo de una instalación de estas características es una labor casi imposible para una sola persona y una sola especialidad de ingeniería. Por lo tanto, es preciso comprender este proyecto como un diseño inicial del banco, que estará enfocado en la parte mecánica del mismo. Sin embargo, se asentará una base vital y se proporcionarán importantes conocimientos e información para la realización de diseños y trabajos futuros en el banco, como por ejemplo, la electrónica y la adquisición de datos.

3. Tipos de dinamómetros

En este capítulo se realiza una distinción de los distintos tipos de dinamómetros que pueden encontrarse en la actualidad. Pueden realizarse diferentes clasificaciones atendiendo a diferentes características del dinamómetro [18].

Según su forma de entregar o absorber par y potencia, los dinamómetros pueden clasificarse en:

- **Dinamómetros activos o de impulsión.** Se utilizan cuando es necesario conocer la potencia y el par que debe entregar un motor para que una máquina pueda ejercer su función, como por ejemplo, en el caso una bomba de agua. En estas ocasiones se debe utilizar un dinamómetro que entregue potencia y par para realizar el ensayo.
- **Dinamómetros pasivos o de absorción.** Se utilizan para poder caracterizar y estudiar un motor previamente construido para cualquier propósito. Con este fin, es preciso disponer de un dinamómetro que absorba potencia. La inmensa mayoría de los dinamómetros se diseñan y construyen con esta intención, al igual que el diseño del banco del que se ocupa este PFC.
- **Dinamómetros universales.** Poseen capacidad de absorción e impulsión. Estos dinamómetros son generalmente más costosos y complejos que los dinamómetros de absorción.

Según el sistema utilizado para acoplar el motor o el vehículo completo al dinamómetro, puede realizarse la siguiente clasificación:

- **Dinamómetros de acople directo axial.** La manera más común de acoplar el dinamómetro a un motor es la de hacerlo directamente a éste de forma coaxial (**ver figuras 3 y 4**). Esta geometría es la más utilizada. Es económica, relativamente sencilla y permite caracterizar la inmensa mayoría de los motores. Está muy extendida también entre los desarrolladores y constructores de propulsores. Esto se debe al hecho de que, además realizar medidas de par y velocidad, permite realizar con mayor facilidad otro tipo de ensayos (Medidas de parámetros de la combustión, vibraciones, tribología, etc.). El dinamómetro posee un rotor que está acoplado directamente y de forma coaxial al eje del cigüeñal. La perfecta alineación de ejes es fundamental para evitar vibraciones no deseadas que puedan falsear los datos de la prueba. El estator actúa radialmente sobre la configuración anterior y es el elemento clave del dinamómetro. Se trata del dispositivo de absorción del par que entrega el motor a ensayar. Este dispositivo no es otra cosa que un tipo de freno.

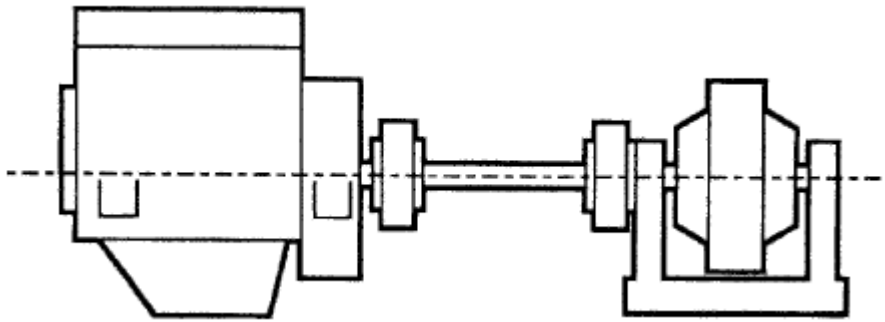


Fig3. Esquema de acople directo al dinamómetro

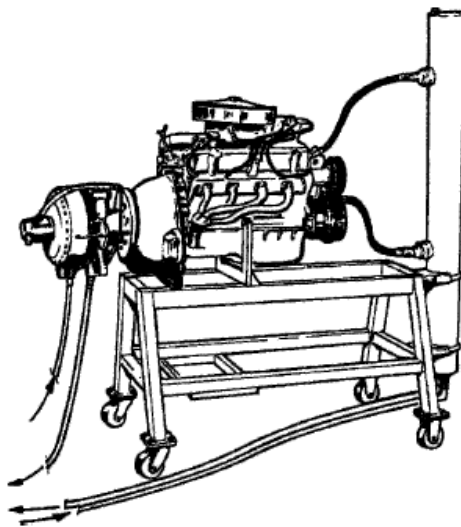


Fig4. Motor acoplado directamente al dinamómetro

- **Dinamómetros de chasis o de rodillos.** Se utilizan cuando se pretende conocer el comportamiento del motor en conjunto con su transmisión y el resto de sistemas del vehículo. Las ventajas para los diseñadores son obvias, ya que les permite estudiar y conocer el rendimiento y desempeño del vehículo entero y no sólo de su motor por separado. Además, les permite realizar una prueba del vehículo completo en condiciones estáticas, mientras que sus componentes están, en la mayoría de los aspectos, en movimiento. Con la ventaja desde el punto de vista de la seguridad que esto supone. Un dinamómetro de chasis consiste en una estructura encima de la cual se sube el vehículo completo. Esta estructura está provista de uno o más rodillos de un diámetro apropiado que son acelerados directamente por las ruedas del vehículo bajo ensayo. El vehículo permanece debidamente anclado al banco durante la prueba para poder realizarla en condiciones de seguridad. El resto del mecanismo es igual al de los dinamómetros

convencionales. Sin embargo, en este caso el freno del dinamómetro no se encuentra directamente acoplado al eje del cigüeñal de motor, sino de manera axial a uno de los rodillos del banco (ver figuras 5 y 6).

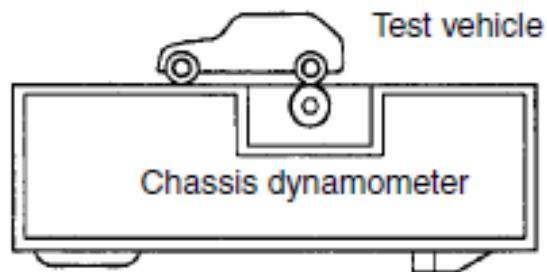


Fig5. Esquema dinamómetro de chasis



Fig6. Ejemplo de dinamómetro comercial para motocicletas de DTEC DIY DYNO

Aunque los dinamómetros de chasis, resultan más caros y complejos que los dinamómetros convencionales, si se tiene en cuenta el objetivo del presente PFC, resulta evidente la ventaja del diseño y construcción de un dinamómetro de estas características.

El componente más importante del dinamómetro es el dispositivo de absorción de par, comúnmente denominado freno, ya que es la pieza que permite realizar las medidas del par del motor o del vehículo. La elección adecuada de un determinado tipo de freno constituye uno de los mayores desafíos a la hora de afrontar el diseño de un dinamómetro.

Según el tipo de freno utilizado, es posible realizar una clasificación más exhaustiva de los diferentes tipos de dinamómetros que se utilizan en la actualidad. En las siguientes secciones, se enumeran las características, ventajas y desventajas (**ver tabla 1**) de cada tipo de freno. Por último, se hará una elección clave que determinará las características del tipo de dinamómetro que se va a diseñar en este PFC:

3.1. Dinamómetros hidráulicos

Todos los dinamómetros hidráulicos funcionan bajo un principio similar. En ellos, un eje porta un rotor cilíndrico que gira dentro de una carcasa estanca llena de agua. La carcasa o estator posee unos huecos toroidales donde se aoja el fluido hidráulico y gira el rotor. Cuando el rotor gira, se produce un intenso vórtice en los huecos de la carcasa debido a la fuerza centrífuga. Esta circulación del fluido hidráulico se opone al movimiento del rotor y por lo tanto, se produce una transferencia de par desde el rotor al estator (**ver figura 7**). Entonces, se produce una reacción en la carcasa, que permite medir el par desarrollado por el motor o el vehículo. El fluido en el centro de los vórtices es descargado a la atmósfera para prevenir daños en las partes móviles del freno, así como prevenir de la corrosión y la cavitación.

El par resistente de este freno puede regularse básicamente de dos formas. La primera consiste en utilizar unas compuertas entre el rotor y el estator que regulan la intensidad de los vórtices formados por la fuerza centrífuga. La segunda regula la cantidad de agua que entra en el freno mediante una válvula gobernada por el control del dinamómetro. La ventaja de este tipo de construcción respecto a la primera radica en que se puede regular mucho más rápidamente el par resistente del dinamómetro. **[18]**

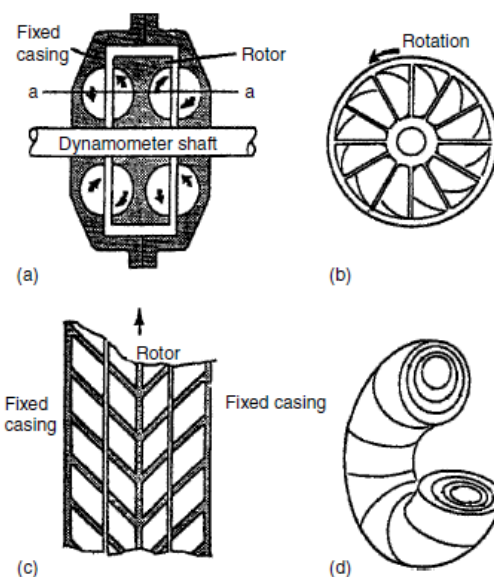


Fig7. Esquema de funcionamiento de dinamómetros hidráulicos

3.2. Dinamómetros de discos hidráulicos

Los dinamómetros de discos hidráulicos no están muy extendidos. consisten en uno o varios discos alojados entre las placas de un estator. Existe una pequeña holgura por la que circula el fluido hidráulico y la capacidad de absorción de potencia se produce por el cizallamiento que origina el agua al circular por dichas holguras. Tienen un pobre rendimiento a bajas velocidades y sólo se utilizan para algunas aplicaciones concretas, como por ejemplo el ensayo de turbinas de gas [18].

3.3. Dinamómetros de corriente continua

Los dinamómetros de corriente continua contienen un motor eléctrico CC que es capaz de absorber la potencia generada en el banco y devolverla a la red eléctrica. Son robustos, fiables y son capaces de actuar como dinamómetros activos. Como contrapartida, tienen una velocidad máxima limitada y una gran inercia que puede acarrear problemas de vibraciones torsionales. Como contienen un conmutador eléctrico, su mantenimiento generalmente resulta más caro que los de corriente alterna [18].

3.4. Dinamómetros de corriente alterna, asíncronos o de jaula de ardilla

Las características de los dinamómetros de corriente alterna son muy similares a los dinamómetros de corriente continua, pero presentan menos inercia a altas velocidades y su mantenimiento es más barato. En ocasiones pueden presentar fallos en los cojinetes y otras partes móviles debido a la alta diferencia de potencial producida entre el rotor y el estator [18].

3.5. Dinamómetros síncronos o de imanes permanentes

Los dinamómetros de imanes permanentes son los representantes de la última generación en el desarrollo de dinamómetros. Su funcionamiento es muy similar a los dinamómetros asíncronos, pero soportan los más duros requerimientos dinámicos debido a su baja inercia. Pueden acelerar hasta las 160000 rpm en menos de 1 ms. Esta rápida fluctuación permite utilizarlos como simuladores de motores por los fabricantes en sus líneas de producción [18].

3.6. Dinamómetros de corrientes parásitas de Foucault

Los dinamómetros de corrientes parásitas hacen uso de los principios de la inducción electromagnética para disipar el par de un motor o vehículo. Consisten en un rotor de alta permeabilidad magnética que rota con una fina holgura entre las dos placas del estator (ver figura 8). El estator posee un bobinado eléctrico de tal forma que cuando el rotor gira, se genera un campo magnético en dirección axial. Se producen entonces corrientes parásitas de Foucault que se oponen al movimiento y transforman la energía en calor en los bobinados del estator. Por este motivo, este tipo de freno necesita una refrigeración adecuada, ya sea por aire o por agua. La resistencia del dinamómetro se controla modificando la corriente eléctrica que alimenta las bobinas del estator. Los dinamómetros de corrientes de Foucault están muy extendidos y son simples y robustos. Son capaces de desarrollar una considerable resistencia a bajas velocidades, sin embargo, no son adecuados para utilizarlos como dinamómetros activos [18].



Fig8. Freno de corrientes parásitas o de Foucault

En el diseño del banco de potencia del que se ocupa este PFC se ha considerado el empleo de este tipo de dinamómetro. Las razones son su simplicidad y precisión a la hora de regular el par resistente y su bajo mantenimiento.

3.7. Dinamómetros de fricción

Los dinamómetros de fricción consisten esencialmente en un freno multidisco de fricción, normalmente refrigerado por agua. Son útiles en ensayos a baja velocidad pero no están muy extendidos debido a la dificultad de regulación del freno [18].

3.8. Dinamómetros de freno aerodinámico

Aunque obsoletos, los dinamómetros de freno aerodinámico aún se utilizan en algunas aplicaciones en las que no se requieren mucha precisión y el ruido no es un problema, como por ejemplo el ensayo de motores de helicópteros. Constan de un simple montaje en forma de ventilador con palas ajustables que permiten regular la fuerza resistente aerodinámica [18].

3.9. Dinamómetros híbridos o de tipo tándem

Para finalizar, se debe mencionar los montajes que combinan dos tipos de dinamómetros en línea por razones concretas y de ahorro de costes.

Generalmente se suele utilizar un dinamómetro de CC o CA, que proporciona potencia, combinado con otro de absorción, como por ejemplo un dinamómetro hidráulico. El gobierno de este dinamómetro es sin embargo mucho más complicado que en los dinamómetros convencionales [18].

3.10. Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de configuraciones

La **tabla 1**. Enumera las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de dinamómetros anteriormente descritos.

La configuración de este banco de potencia debe quedar perfectamente definida antes de comenzar el diseño mecánico del mismo. Este es un paso muy importante en la realización de cualquier proyecto de ingeniería. El banco de potencia que se diseñará en este PFC será, según su forma de entregar o absorber par y potencia, un dinamómetro **pasivo o de absorción**. Según el sistema utilizado para acoplar el motor o el vehículo completo al dinamómetro, un dinamómetro de **chasis**. Según el tipo de freno utilizado, un dinamómetro de **corrientes parásitas o de Foucault**.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de dinamómetros disponibles		
Tipos de dinamómetros	Ventajas	Desventajas
Hidráulicos de llenado constante	Muy baratos y robustos	Baja respuesta a los cambios del par motor. Control difícil de automatizar.
Hidráulicos de llenado variable	Capaces de dar respuesta a cambios pequeños y medianos del par motor. Robustos y tolerantes a sobrecargas. Capacidad de automatización.	Sistema de llenado externo requerido. Pueden sufrir daños por corrosión y cavitación.
Hidráulicos de discos	Adecuados para aplicaciones a altas velocidades	Pobre rendimiento a bajas velocidades
Corriente continua	Tecnología muy desarrollada. Capaces de actuar como dinamómetros activos.	Gran inercia. Necesitan mantenimiento adecuado y prevención contra incendios.
Corriente alterna	Menos inercia que los de CC. Capaces de actuar como dinamómetros activos.	Caros. Necesarios sistemas de protección contra daño eléctrico.
Imanes permanentes	Menor inercia que los de CC y CA. Pequeño tamaño. Capaces de actuar como dinamómetros activos.	Caros. Necesarios sistemas de protección contra daño eléctrico.
Corrientes parásitas o de Foucault	Muy baja inercia. Buena adaptación al control por ordenador. Mecánicamente simples.	Vulnerables al sobrecalentamiento. Necesitan un sistema de refrigeración adecuado.
Discos de fricción	Para aplicaciones especiales a baja velocidad y par motor elevado.	Rango de velocidades muy limitado.
Freno aerodinámico	Baratos. Muy simples y con bajo mantenimiento.	Ruidosos. Control muy limitado. Para aplicaciones muy especiales.
Híbridos o Tándem	Posibles ventajas económicas respecto al uso de dinamómetros convencionales en algunas aplicaciones.	Complejidad en la construcción y el control.

4. Parámetros que caracterizan al banco de potencia

En este capítulo se ofrece una introducción teórica de los principales parámetros que caracterizan el diseño y el funcionamiento de los distintos componentes del banco de potencia del que se ocupa este proyecto. Las siguientes secciones atienden al desarrollo teórico de los diferentes subsistemas que forman el dinamómetro.

4.1. Teoría de corrientes parásitas o de Foucault

El dinamómetro que aparece en este PFC funciona bajo un freno generado por corrientes parásitas o Eddy-Current. A continuación se expondrá la teoría necesaria que clarifique los principios físicos bajo los cuales funciona este dispositivo.

En el siglo XIX, el físico francés Leon Foucault descubrió el fenómeno de corrientes parásitas llamadas también corrientes de Eddy o de Foucault en honor al científico francés.

Foucault observó que cuando se atravesaba a un conductor por un campo magnético variable o viceversa, el movimiento relativo causaba una circulación de electrones, o corriente inducida dentro del conductor. Estas corrientes (parásitas) creaban electroimanes con campos magnéticos que se oponían al campo magnético aplicado. Atendiendo a la **ley de Lenz**, la cual expresa lo siguiente:

“El sentido de las corrientes o fuerza electromotriz (fem) inducida es tal que se opone siempre a la causa que la produce”.

Entonces, la polaridad de las tensiones inducidas en el conductor va a ser tal que van a tender a producir unas corrientes cuyo campo magnético va a oponerse a las variaciones del campo existente producido por la corriente original. En la **figura 9** aparece un esquema que ayuda a explicar este fenómeno.

Cuanto más fuerte sea el campo magnético aplicado, o mayor sea la conductividad del conductor, mayor será la velocidad relativa del movimiento y mayores serán las corrientes resultantes y sus campos opositores generados.

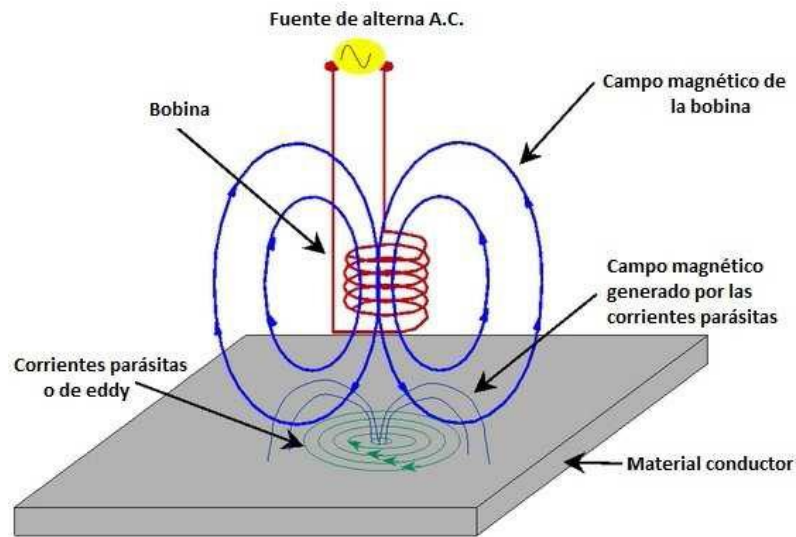


Fig9. Principio de corrientes parásitas o de Foucault

Cabe mencionar que las corrientes parásitas crean pérdidas de energía debido al **efecto Joule**. Concretamente, estas corrientes transforman energía útil como la cinética de los electrones que sufren choques con los átomos del material por el que circulan convirtiéndola en calor no deseado, siendo este un efecto de poca utilidad. Las ecuaciones del efecto Joule son las siguientes:

$$\left\{ \begin{array}{l} P = V \cdot I \\ E = P \cdot t \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} E = V \cdot I \cdot t \\ V = I \cdot R \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} E = I^2 \cdot R \cdot t \\ E = \frac{V^2}{R} \cdot t \end{array} \right\}$$

Donde:

- **P**, es la potencia calorífica disipada por el freno, expresada en vatios [**W**].
- **V**, es el voltaje al que está sometido, medida en voltios [**V**].
- **I**, es la corriente que lo atraviesa, expresada en amperios [**A**].
- **R**, es la resistencia eléctrica de las bobinas del freno, en ohmios [**Ω**].
- **t**, es el tiempo que dura el proceso, en segundos [**s**].
- **E**, es la energía calorífica desarrollada durante el proceso, medida en julios [**J**].

En cuanto al principio de operación del dinamómetro de corrientes parásitas, puede decirse que se basa en un freno de este tipo montado sobre rodamientos. Energizando un freno electromagnético, se desarrolla un par de frenado en el rotor y uno de reacción en el estator. El desarrollo del par de frenado en un dinamómetro de corrientes de Foucault toma lugar de la siguiente manera.

- Energizando las bobinas de campo se establece un campo magnético en el anillo inductor y en el rotor. El movimiento del rotor, por lo tanto, continuamente varía la densidad del flujo en el interior del diámetro (superficie) del anillo inductor.
- Entonces, la variación de la intensidad de flujo en el anillo inductor desarrolla corrientes de Foucault las cuales fluirán cerca de la superficie interna del anillo. Estas corrientes parásitas establecen un campo magnético el cual reaccionará con los campos en el rotor. La reacción entre los conjuntos de campos magnéticos causa una atracción en dirección tangencial entre el rotor y el estator. De este modo, se desarrolla un par de frenado el cual está en proporción a la fuerza de los campos reactivos de corrientes de Eddy desarrolladas en el rotor. La fuerza del campo magnético principal está eminentemente controlada por el ajuste de la corriente de excitación de la bobina de campo. Sin embargo, el par de frenado también es proporcional a la velocidad de giro del rotor.

A continuación se exponen las ecuaciones que rigen el comportamiento del freno de corrientes de Foucault. Se ha considerado simplificar el rotor del freno como si se tratara de un cilindro macizo de radio R con el fin de crear un modelo simplificado, ya que de otro modo el cálculo sería muy complicado. En esta deducción, se ha despreciado también el campo magnético creado por las propias corrientes de Foucault. Esta aproximación no es válida para materiales de resistividad nula (materiales superconductores). Con estas suposiciones, no se van a encontrar demasiadas diferencias en cuanto al freno real y van a permitir conocer aproximadamente las características eléctricas y térmicas del freno para su posterior diseño.

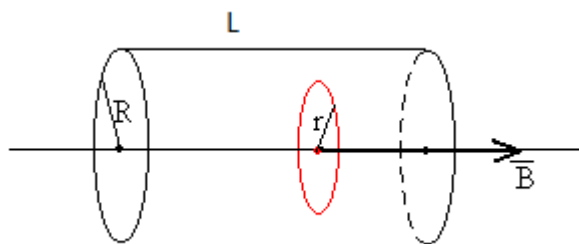


Fig10. Cilindro esquemático

Así pues, se considera el cilindro de la **figura 10** de material conductor de radio R [m] y longitud L [m], sometido a un campo magnético en dirección axial B_x [T] que varía con el tiempo t [s] según la ecuación:

$$B_x = B_0 \sin(\omega t)$$

Donde:

- \mathbf{B}_0 , es el campo magnético creado por los electroimanes del estator del freno, medido en Teslas [T].
- ω , es la velocidad de giro del conductor, expresado en [rad/s].

Por simetría, las corrientes inducidas tendrán la forma de circunferencias de radio r centradas en el eje. Como el campo \mathbf{B} y el vector de superficie \mathbf{S} [m^2] del cilindro son paralelos, el flujo magnético Φ [Wb] queda determinado de la siguiente forma:

$$\Phi = \vec{\mathbf{B}} \cdot \vec{\mathbf{S}} = B_x \pi r^2 = B_0 \pi r^2 \sin(\omega t)$$

Si se utiliza la ley de Faraday, que establece lo siguiente:

“El voltaje inducido en un circuito cerrado es directamente proporcional a la rapidez con que cambia en el tiempo el flujo magnético que atraviesa una superficie cualquiera con el circuito como borde”.

Entonces, puede determinarse la tensión inducida V [V] con la siguiente ecuación:

$$V = -\frac{d\Phi}{dt} = -\pi r^2 \cos(\omega t)$$

A su vez, se puede obtener la corriente de excitación de las bobinas I [A] mediante la ley de Ohm:

$$I = \frac{V}{R_e}$$

Donde:

- R_e , es la resistencia eléctrica de la capa cilíndrica de longitud L comprendida entre r y $r + dr$, expresada en [Ω]. *No confundir con el radio del cilindro R .*

Determinar R_e , puede resultar una tarea complicada. Por este motivo, se va a utilizar la resistividad eléctrica ρ [$\Omega \cdot \text{m}$], que es una constante que depende del material. De esta manera se puede escribir la R_e a partir de la longitud del conductor ($2\pi r$) y su sección transversal (Ldr) (Ver figura 11) según la siguiente ecuación:

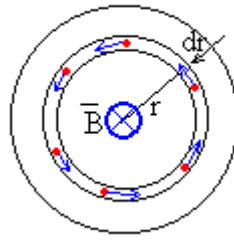


Fig11. Sección del cilindro esquemático

$$R_e = \rho \frac{2\pi r}{L dr}$$

Por tanto, la intensidad de corriente en forma diferencial es:

$$dI = -\frac{r B_0 \omega L}{2\rho} \cos(\omega t) dr$$

El valor negativo de la intensidad indica que se trata de un proceso de frenado y se está mandando energía de vuelta a la red eléctrica.

La potencia eléctrica disipada **P [W]** (la mayoría en forma de calor) en forma diferencial es:

$$P = V dI = \frac{\pi r^3 B_0^2 \omega^2 L}{2\rho} \cos^2(\omega t) dr$$

Si se integran las ecuaciones de la intensidad y la potencia disipada entre 0 y R (radio del cilindro), estos valores resultan:

$$P = \frac{\pi R^4 L B_0^2 \omega^2}{8\rho} \cos^2(\omega t) \qquad I = -\frac{R^2 B_0 \omega L}{4\rho} \cos(\omega t)$$

El valor negativo de la intensidad indica que se trata de un proceso de frenado y se está mandando energía de vuelta a la red eléctrica.

Teniendo en cuenta que el valor medio durante un periodo de $\frac{2\pi}{\omega}$ de la función periódica del coseno y del coseno cuadrado es $\frac{\sqrt{2}}{2}$ y $\frac{1}{2}$ respectivamente, pueden simplificarse aún más las ecuaciones anteriores, resultando:

$$P = \frac{\pi R^4 L B_0^2 \omega^2}{16\rho}$$

$$I = -\frac{\sqrt{2} R^2 B_0 \omega L}{8\rho}$$

4.2. Medición del par y potencia

Uno de los datos más importantes que se van a extraer de este banco de potencia es la lectura del par en rueda del vehículo sometido a prueba. Con la obtención de la medida de este par y la velocidad angular de las ruedas del vehículo, va a poder determinarse la potencia en rueda que entrega el vehículo bajo test según la siguiente ecuación:

$$P = M \cdot \omega$$

Donde:

- **P**, es la potencia en rueda del vehículo, expresada en vatios [**W**].
- **M**, es la medida del par en rueda, expresada en newton-metro [**N.m**].
- **ω** , es la velocidad angular de las ruedas motrices del vehículo, medida en hertzios [**s⁻¹**].

Para la medición del par generado por el ensayo de algún motor, se conecta un brazo de palanca o de par en dirección radial a la carcasa del dinamómetro, es decir, al estator del freno de corrientes de Foucault. Según la 3ª ley de Newton, el par de frenado originado en el rotor del freno del dinamómetro, va a producir un momento de reacción en el estator, igual y de sentido contrario al del rotor. En el extremo del brazo de palanca, se va a montar una célula de carga unida a un soporte o directamente al chasis del banco. De esta forma, si el estator se encuentra montado sobre rodamientos de carga, su movimiento va a estar impedido únicamente por esta celda de carga, registrándose así una medida del par desarrollado en la prueba (**ver figura 12**).

Es importante que el brazo esté exactamente construido con el centro de carga ubicado en la línea central horizontal del eje del dinamómetro. El enlace de la celda de carga al dinamómetro está alineado con la posición neutral del brazo de par con la intención de generar mediciones de carga con mayor exactitud. Las funciones de la celda de carga a compresión o tensión pueden configurarse en sentido horario o antihorario según sea requerido. Puede instalarse un sistema de seguridad que proteja la celda de carga en forma de topes que limiten el movimiento del estator durante la prueba. La celda de carga puede ser calibrada colocando un peso conocido enganchado al final del brazo de calibración.

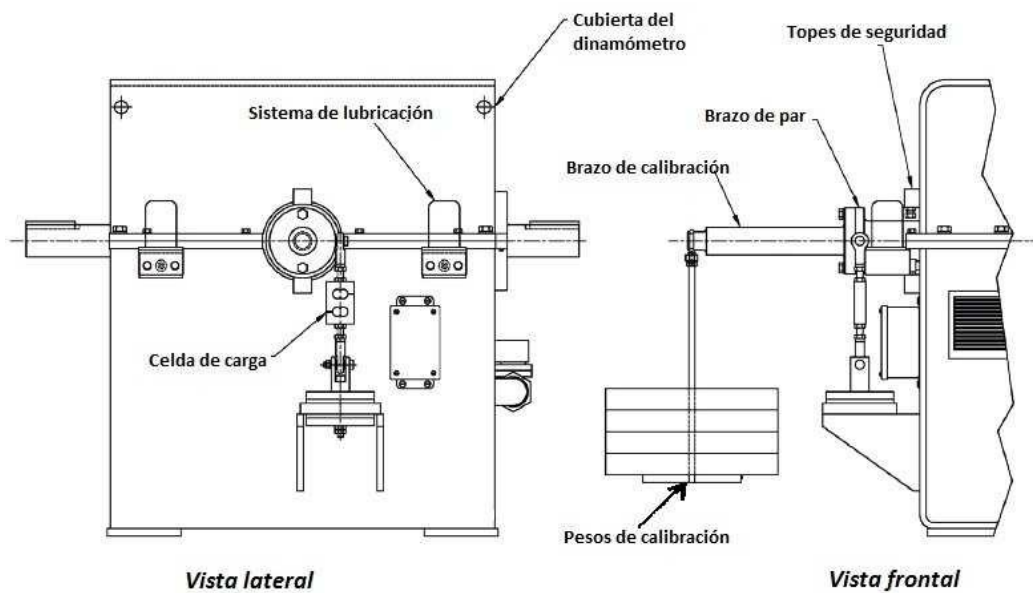


Fig12. Esquema del montaje del brazo de palanca en el dinamómetro

Una celda de carga es un transductor empleado para convertir una fuerza aplicada en una señal eléctrica equivalente. Una vez determinada la fuerza aplicada, es muy sencillo obtener el par o momento de esta fuerza aplicada, según la siguiente ecuación:

$$M = F \cdot l$$

Donde:

- **M**, es el par de frenado, expresado en [**N.m**].
- **F**, es la fuerza registrada en la celda de carga, obtenida en [**N**].
- **l**, es la longitud del brazo de par medido desde el centro del dinamómetro, expresado en [**m**].

Existen multitud de tipos diferentes de celdas de carga, pero la que se emplea con mayor frecuencia está basada en galgas extensiométricas.

Al aplicar una fuerza sobre un hilo conductor se presenta una variación en su resistencia eléctrica (elemento piezoresistivo). Una galga es precisamente un dispositivo piezoresistivo, es decir, la resistencia eléctrica de la galga cambiará de acuerdo a la deformación que provoque haberla sometido a un esfuerzo determinado. De manera general, está constituida por una base muy delgada de material aislante y flexible sobre la cual va adherido un hilo conductor muy fino con terminales adecuadas en sus extremos. Un esquema de funcionamiento de una típica galga extensiométrica se ofrece en la **figura 13**.

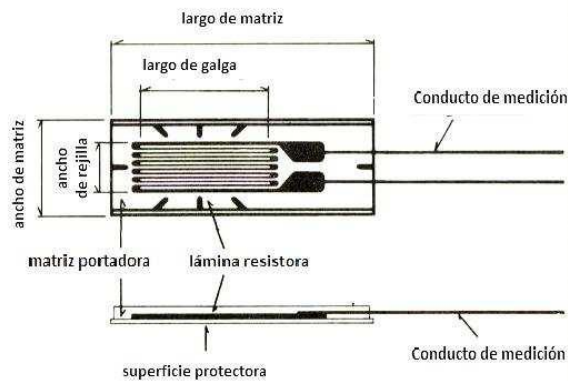


Fig13. Estructura de una galga extensiométrica

4.3. Medición de la velocidad angular

Para obtener una lectura fiable de la potencia absorbida del motor en la prueba, la medición de la velocidad de giro se vuelve tan importante como la de par. La velocidad de giro de las ruedas del vehículo puede obtenerse por muchos medios, aunque típicamente se suelen utilizar dos procedimientos.

El primero de ellos, es utilizar un engranaje y un sensor magnético basado en el efecto hall, que enuncia lo siguiente:

“Un conductor por el que circula una corriente, en presencia de un campo magnético perpendicular al movimiento de las cargas, aparece una separación de cargas que da lugar a un campo eléctrico en el interior del conductor, perpendicular al movimiento de las cargas y al campo magnético aplicado.”

El valor de este campo eléctrico va a depender de la velocidad de giro del eje del dinamómetro y se va a generar una salida digital o analógica con la medición de esta velocidad.

La segunda forma, mucho más actual y sencilla, es utilizar un sistema de encoder rotatorio electrónico. El encoder es un transductor rotativo que transforma un movimiento angular en una serie de pulsos digitales. Los encoder pueden clasificarse en dos tipos, los **absolutos** y los **incrementales**:

- El encoder incremental proporciona normalmente dos salidas de pulsos desfasadas entre sí 90° . Con la lectura de un solo canal se dispone de la información de la velocidad de rotación, mientras que con el segundo canal es posible determinar el sentido de rotación en base a la secuencia de datos que producen ambas señales. Existe la posibilidad de agregar un canal más que

proporcione la posición absoluta del cero en el eje sobre el cual gira el encoder (ver figura 14).

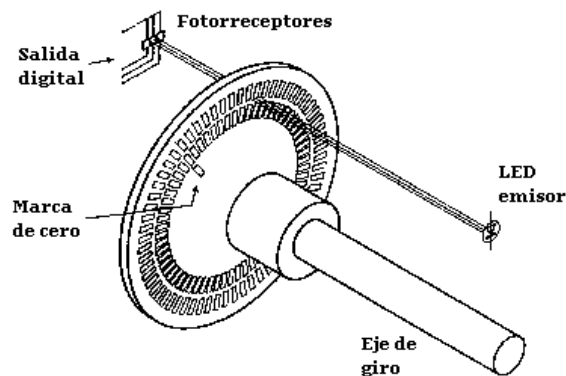


Fig14. Encoder incremental

- Por otro lado, en el encoder absoluto la posición queda determinada mediante la lectura del código de salida, el cual es único para cada una de las posiciones dentro de la vuelta. Por consiguiente, los encoder absolutos no pierden la posición real cuando se corta la alimentación hasta un nuevo encendido, la posición esta actualizada y disponible sin tener que efectuar, como en el caso de los encoder incrementales, la búsqueda del punto cero (ver figura 15).

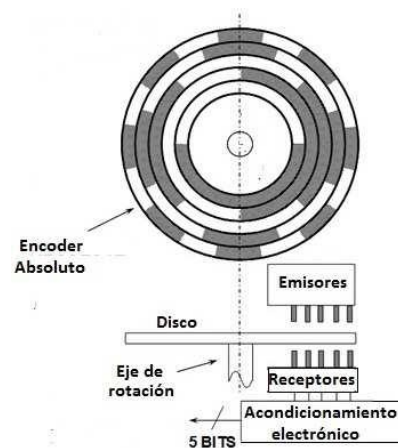


Fig15. Encoder absoluto

4.4. Refrigeración

Un banco de potencia es una instalación donde entran en juego cantidades comparativamente grandes de potencia. Esta potencia a menudo es transformada en calor en superficies tales como las paredes del bloque motor, el escape, el freno del

dinamómetro, etc. Es necesario pues, realizar un estudio termodinámico de la instalación y considerar el diseño de un sistema de refrigeración adecuado que disipe las rápidas variaciones en las cargas térmicas del banco durante el ensayo.

El principal inconveniente con la elección de un dinamómetro de corrientes de Foucault se encuentra en su vulnerabilidad al sobrecalentamiento. En este tipo de dinamómetro, la potencia disipada por el freno es convertida en calor por medio del efecto Joule debido a las corrientes parásitas desarrolladas durante el proceso de frenado. Este calor, se va a acumular casi en su totalidad en las superficies cercanas a las bobinas en el estator y en la superficie externa del rotor.

En el diseño y construcción de bancos de potencia, se recurre muy frecuentemente a sistemas de refrigeración por agua. Con este sistema, se hace circular el refrigerante por el interior del freno del dinamómetro, poniendo especial cuidado en sellar las bobinas y otras conexiones eléctricas. Más tarde, el agua es expulsada al exterior y enfriada en un intercambiador para volver otra vez a repetir el mismo ciclo de refrigeración.

Aunque el empleo del sistema anteriormente descrito resulta muy efectivo, va a ser necesario construir un complejo de tuberías, depósitos, bombas e intercambiadores; con la dificultad añadida y el sobreprecio que ello conlleva. Por esta razón, cuando es posible, es mucho más sencillo emplear un sistema de refrigeración por aire. Teniendo en cuenta las limitaciones en cuanto a potencia y cilindrada de los vehículos que se van a ensayar en el banco, va a ser viable la implementación de un sistema de ventilación forzada para refrigerar la instalación.

No obstante, el diseño y construcción de este sistema de refrigeración va a requerir un profundo análisis de las cargas térmicas y de los requerimientos de ventilación. La teoría necesaria para realizar esta labor se expone a continuación.

En primer lugar, se hace necesario obtener el gasto másico de aire necesario para refrigerar el freno de corrientes de Foucault. Este gasto másico se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T}$$

Donde:

- **\dot{m}** , es el gasto másico de aire de refrigeración, expresado en [Kg/s].
- **Q**, es la carga térmica disipada por la ventilación forzada, medida en [KW].
- **C_p** , es el calor específico a presión constante. Para el aire, en condiciones del laboratorio o taller (**25°C y 1 atm**) puede tomarse un valor de **1,012 [KJ/Kg K]**.

- ΔT , es la diferencia de temperaturas que experimenta el aire en el proceso de refrigeración, expresada en [K].

El flujo de aire necesario, se obtiene a partir del gasto másico por medio de la siguiente relación:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Donde:

- \dot{V} , es el flujo de aire de refrigeración, medido en [m^3/s].
- ρ , es la densidad del aire. Para el aire a 25°C y 1 atm puede utilizarse un valor de 1,185 [Kg/m^3].

4.5. Análisis de esfuerzos y vibraciones

Como en cualquier proceso de diseño mecánico, es preciso realizar un estudio de los esfuerzos a los que va a estar sometida a instalación. Para este análisis, únicamente se van a considerar las partes móviles del banco. El chasis del dinamómetro se encuentra sobredimensionado con el fin de albergar el vehículo y el resto de componentes del banco, así como para disminuir el impacto vibratorio en los datos de la prueba y aumentar la seguridad de la instalación. En efecto, una rotura catastrófica del chasis del banco puede convertirse en un accidente muy grave con riesgo para la integridad física de los operadores del mismo.

De este modo, los elementos móviles del banco (rodillo, ejes y acoplamientos) deben analizarse bajo **carga estática** (a torsión principalmente) y bajo **cargas dinámicas** (a fatiga esencialmente). También será necesario realizar un estudio de vibraciones simplificado que prevenga situaciones resonantes durante la prueba.

4.5.1. Análisis bajo cargas estáticas

El esfuerzo más importante al cual está sometido un eje que transmite un par de giro es el esfuerzo torsor. El esfuerzo torsor origina tensiones tangenciales o de cizalladura que han de compararse con el límite elástico o de fluencia a cortadura del material. La tensión tangencial debido al esfuerzo torsor adopta el siguiente valor si se trata de un árbol macizo:

$$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi D^3}$$

Si se trata de un eje tubular, entonces la expresión anterior queda sustituida por la siguiente:

$$\tau_{max} = \frac{16TD}{\pi(D^4 - d^4)}$$

Donde:

- τ_{max} , es la tensión tangencial de cizalladura originada por el esfuerzo torsor, medida en [**Pa**].
- **T**, es el esfuerzo torsor, medido en [**Nm**].
- **D**, es el diámetro total del eje, expresado en [**m**].
- **d**, es el diámetro interior del eje tubular, expresado en [**m**].

En cuanto al análisis estático cabe destacar un último esfuerzo al que va estar sometido el banco. Una porción del peso del vehículo, que descansa bajo su rueda trasera en el rodillo, puede representarse como una carga puntual en dirección perpendicular al eje de este. Esta carga origina un esfuerzo flector en el eje y, a su vez, este esfuerzo crea una tensión normal que ha de compararse con el límite elástico a tracción del material. La tensión normal debido a un esfuerzo flector simple se obtiene mediante la **fórmula de Navier**:

$$\sigma_{max} = \frac{MR}{I_x}$$

Donde:

- σ_{max} , es la tensión normal máxima producida por el momento flector, expresada en [**Pa**].
- **M**, es el momento flector originado por el peso del vehículo, medido en [**Nm**].
- **R**, es el radio del eje o del rodillo, expresado en [**m**].
- I_x , es el momento de inercia del eje en dirección a su eje de flexión, medido en [**m⁴**].

4.5.2. Análisis bajo cargas dinámicas. Fatiga

El fenómeno de fatiga se presenta ante elementos mecánicos sometidos a cargas variables en el tiempo. Estas cargas pueden variar en intensidad o dirección de aplicación, pero

tienen en común que su valor está muy por debajo de la resistencia del material y sin embargo van a producir una rotura repentina o catastrófica de la pieza sin deformación previa. Por este motivo, el fallo por fatiga resulta mucho más peligroso que el fallo por fluencia.

La fatiga se analiza con unas curvas experimentales que dependen de cada material. Se trata de gráficos de tensión-ciclos hasta rotura (**ver figura 16**).

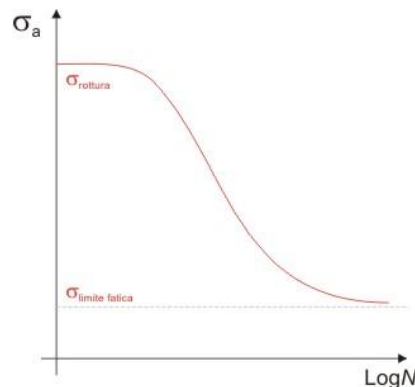


Fig16. Curva de fatiga típica de los aceros

Para un gran número de materiales, como por ejemplo el acero, estas curvas presentan una particularidad. Va a existir una duración por encima de la cual la pieza no va a romper (**vida infinita**). Otra característica, consecuencia de la anterior, es que existe un valor de tensión, por debajo del cual la duración de la pieza va a ser infinita. A este valor se le denomina **límite de fatiga** y depende principalmente del material, pero también de muchos otros factores, como por ejemplo, el tamaño de la pieza, los tratamientos térmicos y superficiales del material, la temperatura, la existencia de puntos de concentración de tensiones, etc.

Si no se dispone de las curvas de fatiga de un material determinado, pueden utilizarse métodos analíticos, de los cuales el más extendido es el **criterio de Goodman [9]**:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

Donde:

- **N**, es el número de ciclos hasta rotura.
- **S_f**, es la resistencia a fatiga del material, expresada en [MPa].
- **S_{ut}**, es la resistencia a rotura del material, formulada [MPa].
- **σ_a** y **σ_m**, son las tensiones alternantes y media a las cuales está sometida la pieza, medidas en [MPa].

4.5.3. Análisis vibratorio

El análisis de vibraciones es de gran importancia en el diseño de bancos de potencia. Además de acarrear problemas mecánicos, las vibraciones pueden falsear los datos del test. Por ello, además de asegurar la perfecta alineación del eje del rodillo y el freno del dinamómetro y cuidar que ninguna de las conexiones puedan verse afectadas por el movimiento oscilatorio, es imperativo realizar un estudio más o menos exhaustivo de vibraciones.

Ahora bien, un estudio vibratorio completo requiere un complejo desarrollo matemático con ecuaciones diferenciales y varios grados de libertad. Sin embargo, las limitaciones del dinamómetro en cuanto a potencia y cilindrada permiten simplificar enormemente este problema. En [1] se proponen los siguientes puntos para tratar claramente la teoría:

- Como norma general, ha de evitarse hacer funcionar al motor a velocidades de entre 0,8 y 1,2 la velocidad crítica de éste. La velocidad crítica de un equipo rotativo es aquella en la cual se genera una frecuencia que en su magnitud es igual a la frecuencia natural del equipo. En esta condición, se dice que el equipo entra en régimen destructivo o en resonancia. Esta situación resulta muy perjudicial y peligrosa, ya que con fuerzas aplicadas relativamente pequeñas, pueden alcanzarse amplitudes muy grandes. La velocidad crítica de un motor de cuatro tiempos puede aproximarse mediante la siguiente ecuación:

$$n_c = \frac{30}{2\pi} \sqrt{\frac{K(I_m + I_d)}{I_m I_d}}$$

Donde:

- n_c , es la velocidad crítica del motor, medida en [rpm].
 - K , es la rigidez elástica del rodillo y el eje del dinamómetro, medida en [N/m].
 - I_m , es el momento de inercia de giro del motor, expresado en [kg.m²].
 - I_d , es el momento de inercia de giro de los elementos móviles del dinamómetro, expresado en [kg.m²].
- Los problemas frecuentemente se acentúan cuando la inercia del dinamómetro excede por más del doble a la inercia del motor. Esta situación aparece cuando se somete a prueba a un motor mucho más pequeño que la máxima capacidad del dinamómetro.



- Por último, cabe decir que las aproximaciones anteriores no son adecuadas para motores de gran cilindrada, ya que pueden sobreestimar la velocidad crítica del motor.

5. El test. Métodos de medición de potencia y par

Este capítulo pretende dar a conocer al lector los tipos de pruebas que pueden realizarse con el banco de potencia de este proyecto, la forma de realizarlas correctamente y los datos que es posible extraer de cada una de ellas.

Cuando se pretende someter a prueba a un vehículo, lo primero que debe tenerse en cuenta es fijarlo correctamente al banco. Para ello, en primer lugar se debe colocar una rampa de acceso a la parte superior del dinamómetro. Una vez se accede a la parte superior, es necesario hacer coincidir la rueda motriz del vehículo con el punto de mayor cota del rodillo de inercia, el cual sobresaldrá a través de un agujero rectangular realizado en las chapas superiores del banco. Una vez conseguido esto, se frenan la rueda o ruedas delanteras del vehículo y se comienza su fijación a la instalación. Para realizar dicha fijación se recurre a cuatro eslingas convenientemente ancladas en unas argollas soldadas al banco. Hay que buscar un punto para atarlas al vehículo y una vez hecho esto, se tensan con fuerza las cuatro eslingas hasta conseguir que el vehículo quede en posición estática y que su rueda motriz coincida con el punto de mayor cota del rodillo de inercia. Como medida de seguridad adicional, deben colocarse los calzos en la rueda o ruedas delanteras del vehículo. La **figura 17** no se corresponde a la realidad de este banco de potencia, pero permite hacerse una idea de cómo se realiza este tipo de montaje.



Fig17. Montaje típico en un banco de potencia

Una vez fijado el vehículo, puede encenderse la máquina y la refrigeración y comenzar a realizar diferentes tipos de test al vehículo. La explicación detallada de cada tipo de test se ofrece en las siguientes secciones.

5.1. Prueba inercial

La prueba inercial suele utilizarse para obtener mediciones del máximo desempeño que puede alcanzar un motor dado, es decir, para **calcular la potencia y par máximos alcanzados por el vehículo**. Esta prueba es muy sencilla y rápida y puede realizarse incluso con bancos de potencia desprovistos de cualquier tipo de freno. Después de la fijación del vehículo al banco al banco convenientemente, el test transcurre de la forma siguiente:

- Primero, se Introduce una relación de cambio en el software de control del dinamómetro. En [13] se recomienda utilizar una relación lo más directa posible (1:1).
- Segundo, se arranca el vehículo y se deja permanecer al ralentí hasta que se el motor haya alcanzado la temperatura óptima de funcionamiento.
- A continuación, se acelera el vehículo a plena carga (acelerador “a tope”) hasta el corte de inyección. El software de control debe registrar el tiempo transcurrido durante dicho evento.
- Finalmente, el operario suelta el acelerador y acciona el embrague del vehículo hasta que el rodillo de inercia del dinamómetro se detenga totalmente. El software también debe registrar el tiempo transcurrido durante esta acción.

De esta forma, si se conoce la inercia de los componentes rotativos del dinamómetro (**ver Tabla 8**) y se dispone de medidores de la velocidad angular del rodillo (tacómetros), el software debe ser capaz de devolver la lectura de la potencia y par máximos en rueda aplicando las siguientes relaciones:

$$M_{max} = M_{aceleración} - M_{retención}$$

$$P_{max} = P_{aceleración} - P_{retención}$$

$$M = I_d \cdot \alpha = I_d \frac{\omega}{t}$$

$$P = M \cdot \omega$$

El par y potencia máxima en rueda se calcula restando el par de aceleración y el de retención, para eliminar las pérdidas mecánicas producidas por el dinamómetro. Los valores de la potencia nominal del motor del vehículo pueden calcularse si se conocen las pérdidas mecánicas totales de la cadena cinemática del vehículo y la velocidad de giro de su propulsor.

La prueba es de corta duración (no más de treinta segundos a plena carga dependiendo del motor del vehículo bajo ensayo). Por este motivo no resulta perjudicial para las mecánicas y se puede realizar sin refrigeración. Sin embargo, no permite ensayos a velocidades constantes.

El proceso tiene bastante dispersión y se recomienda realizar la prueba unas cinco veces y utilizar el valor de la media aritmética y la desviación típica de las mediciones extraídas.

5.2. Prueba a frenado constante (velocidad variable)

Este tipo de test es muy similar al inercial y se realiza de forma análoga a este. La única diferencia es que a las pérdidas mecánicas producidas ha de sumarse el par de frenado ejercido por el freno, el cual debe fijarse en el software de control antes de comenzar el ensayo.

Estas pruebas suelen utilizarse para controlar la velocidad de los elementos rotativos del dinamómetro, así como para alargar el tiempo de medición y poder obtener resultados más fiables durante la realización del experimento. Además, tiene la ventaja de poder elegir la carga de frenado previamente, dependiendo del motor del vehículo bajo ensayo.

En ocasiones, este experimento suele utilizarse también para simular otras pérdidas de potencia durante la conducción real del vehículo. Principalmente, para representar las pérdidas debidas a las condiciones atmosféricas del ambiente donde se va a rodar (seguramente diferente a las que posee el taller). También puede simularse en esta prueba el comportamiento del vehículo durante la subida de pendientes más o menos pronunciadas.

Si bien la prueba es muy sencilla de realizar, es difícil programar correctamente el freno de corrientes de Foucault. El par de frenado de dicho freno es proporcional a la corriente que circula por las bobinas del estator, pero también a la velocidad del rotor, y por tanto, del vehículo. Por esta razón, para mantener el par de frenado constante conforme se aumenta la velocidad del rodillo de inercia, es necesario que el software de control disminuya al mismo tiempo la corriente de excitación de las bobinas del estator.

Durante este tipo de ensayos es necesario conectar los ventiladores axiales que impulsan y extraen aire del interior del dinamómetro para refrigerar del freno de corrientes de Foucault correctamente. Así mismo, si bien la duración de la prueba no resulta excesiva, se recomienda conectar el ventilador centrífugo para refrigerar el motor del vehículo.

Aunque tiene menos dispersión que el método inercial, también se recomienda repetir la prueba varias veces.

5.3. Prueba a velocidad constante (frenado variable)

Esta prueba es la de mayor utilidad de entre todas las que se pueden realizar con un dinamómetro. Consiste en establecer varios puntos o revoluciones de medición y equilibrar el movimiento del vehículo con el freno de corrientes de Foucault para conocer

la potencia y el par motor entregados en ese punto de medición gracias a la actuación del brazo de par sobre la célula de carga del dinamómetro.

Después de realizar las fijaciones oportunas, el test transcurre de la manera siguiente:

- Primero, se fijan una serie de puntos de medición en el software de control, por ejemplo, uno cada 100 rpm hasta el corte y se conectan todos los elementos de refrigeración del banco.
- Después de que el motor del vehículo se encuentre a su temperatura óptima de funcionamiento, el operario acelera el vehículo, normalmente “a fondo” si se pretende obtener las curvas características de par motor y potencia del vehículo. Cuando se requiera también puede realizarse con diferentes posiciones del acelerador, como por ejemplo para realizar una prueba de consumos de combustible.
- A continuación, durante unos 10 segundos (estabilización de rotaciones), el freno del dinamómetro va frenando el rodillo del banco hasta mantener constantes las revoluciones seleccionadas para cada punto de medición. En ese momento el software registra la lectura de la célula de carga para calcular el par y la potencia entregada en dicho régimen de giro. En este momento, el vehículo ni acelera ni se detiene, es decir, permanece en estado estacionario hasta que se deje de acelerar o se salte a otro punto de medición.
- Por último, se repiten las lecturas varias veces para cada punto de medición, pues el proceso tiene bastante dispersión.

Este tipo de prueba es muy versátil y permite obtener mucha información del motor del vehículo. La más importante, es la posibilidad de caracterizar el motor completamente obteniendo sus curvas de par motor y potencia o curvas características (**ver figuras 18 y 19**). Siguiendo el proceso anteriormente descrito, el software de control debe ser capaz de representar dichas curvas en pantalla.

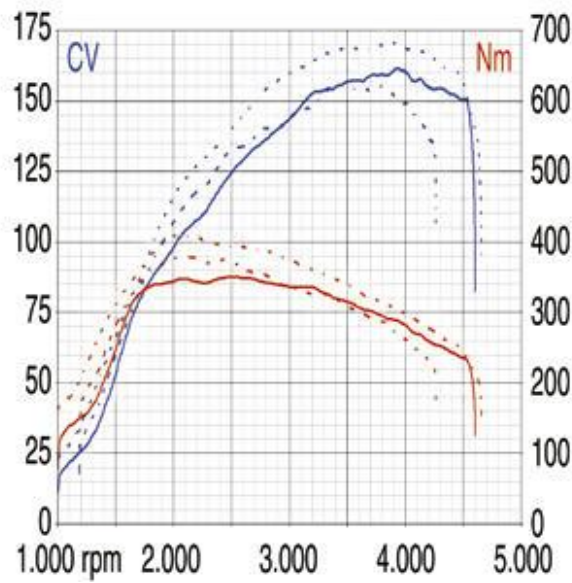


Fig18. Curvas de par y potencia obtenidas en un dinamómetro tras varias repeticiones

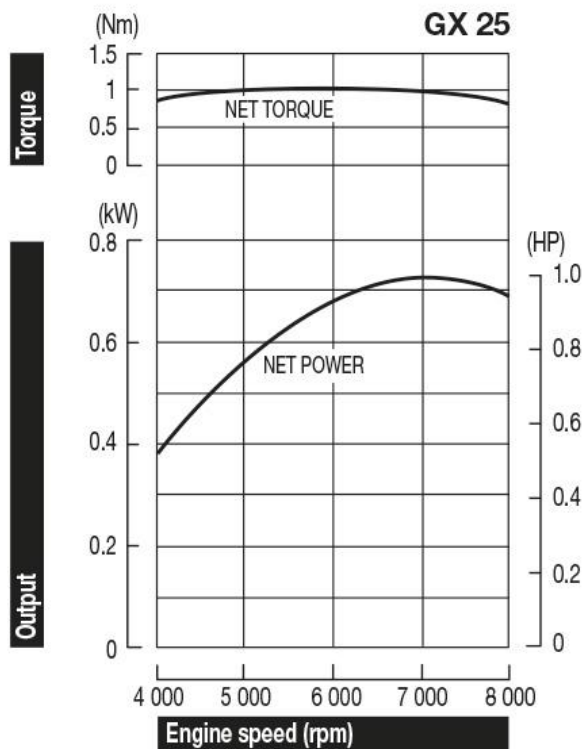


Fig19. Curva teórica del motor del motor Honda GX-25 del prototipo proporcionada por el fabricante

La posibilidad de estabilizar el motor del vehículo a un régimen de giro determinado en condiciones de seguridad durante el tiempo que se desee, es la principal ventaja de un banco de potencia o dinamómetro. Además de obtener las curvas de características, va a poder estudiarse el comportamiento del vehículo a un determinado régimen de giro, como por ejemplo, consumos; emisiones; mejoras en la alimentación, el encendido y otros componentes; ensayos forzosos de las piezas del motor e infinidad de parámetros más.

En cuanto al dinamómetro de este proyecto en particular, su freno de corrientes parásitas o de Foucault se presta con resultados excelentes a este tipo de prueba. Gracias a sus características, la potencia de frenado va a ser mayor cuanto mayor sea el régimen de giro del motor o del dinamómetro y por lo tanto van a poder mantenerse las condiciones estacionarias a alto régimen sin grandes y peligrosos consumos eléctricos.

La contrapartida de esta prueba se encuentra en las altas temperaturas alcanzadas durante el test completo (tanto en el dinamómetro como en el vehículo). Por ello, resulta imprescindible disponer de un sistema de refrigeración adecuado para tal fin. Adicionalmente, debe prestarse atención a la degradación del neumático de la rueda motriz que apoya en el rodillo de inercia. Por último, si la prueba no se realiza en un área perfectamente ventilada, es necesario utilizar un sistema de extracción de gases para prevenir intoxicaciones peligrosas con los gases de escape del vehículo.

6. Diseño mecánico del dinamómetro

El diseño mecánico del proyecto se incluye en este capítulo. En las próximas secciones, el lector va a poder encontrar una descripción detallada de cada elemento que compone el dinamómetro, características de los materiales utilizados, así como una muestra de los cálculos utilizados donde se haya estimado necesario para el diseño del banco. Los dibujos realizados con el software de CAD Solid Edge se encuentran en el **capítulo 7**.

6.1. El Chasis

El chasis o bastidor de cualquier máquina consiste en una estructura que sostiene y aporta rigidez y forma a dicha máquina durante su construcción y uso.

Desde el punto de vista del banco de potencia, se trata de un componente fundamental, pues a él se fijan la mayoría de los sistemas y subsistemas del banco. Además alberga al vehículo durante la realización del test.

Normalmente la construcción de un dinamómetro de chasis representa una inversión considerable y no siempre resulta sencilla su instalación en un taller convencional. Cuando se van a someter a prueba automóviles, en la mayoría de los casos es necesario soterrar la estructura en el suelo del taller de forma que la misma absorba las vibraciones correctamente y permita realizar el test en condiciones de seguridad al nivel del suelo del edificio (**ver figura 20**).



Fig20. Dinamómetro de chasis comercial para automóviles

No obstante, cuando se prueban motocicletas o pequeños vehículos de cuatro ruedas, como por ejemplo, quads, karts o el propio prototipo de la Eco-Shell, la tarea va a ser mucho más sencilla. En estos casos se suele recurrir a la construcción de una estructura o

chasis que soporte los sistemas del dinamómetro y que permita subir al vehículo encima de ella para realizar la prueba (**ver figura 21**). Este montaje permite ahorrar costes de construcción e instalación y además aporta otra ventaja fundamental, pues posibilita convertir esta costosa máquina en un objeto portátil y utilizarla allí donde se requiera su uso (un taller, una fábrica, un circuito, etc.).

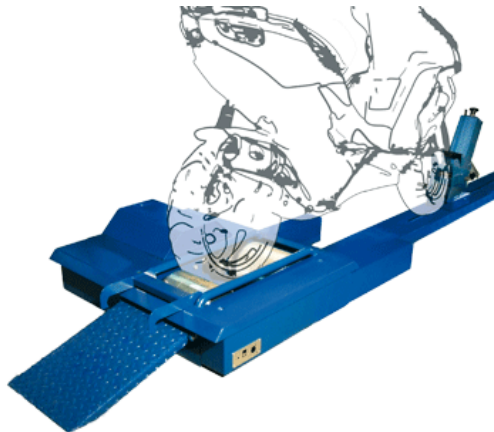


Fig21. Dinamómetro de chasis portátil para motocicletas

Así pues, el chasis del banco de este PFC va a permitir una cierta movilidad. Aunque el peso va a ser considerable, no va a tratarse de una instalación fija sino portátil, con las consecuentes ventajas que ello supone.

En cuanto al diseño del chasis del banco de potencia, se ha apostado por un sobredimensionamiento de éste, haciendo claramente innecesario el análisis estructural del mismo.

Las razones del sobredimensionamiento no obedecen a un capricho del autor de este proyecto, ni a una simplificación del diseño del dinamómetro, sino a una serie de razones que se exponen a continuación:

- En primer lugar, se apostó por la necesidad de subir al banco la totalidad del vehículo sometido a prueba y no solo sus ruedas motrices. La razón de esta apuesta fue la posibilidad de convertir el banco en una instalación de tipo modular que permitiera añadir otros tipos de sistemas para realizar pruebas adicionales a las que se proponen en este proyecto sin modificar la estructura principal del dinamómetro. (**ver 8. Conclusiones y trabajos futuros**). Adicionalmente, en [2] se recomienda este tipo de montaje, pues arroja resultados más fiables en el test al encontrarse el vehículo en una posición casi horizontal.
- En segundo lugar, este sobredimensionamiento es fundamental en un dinamómetro portátil (no así en una instalación fija dotada de un foso de

hormigón), pues no resulta tarea fácil absorber las vibraciones producidas durante la prueba sin montar componentes amortiguadores y otros elementos. Si se pretende construir un banco que arroje resultados fiables en los test, va a ser crítica la ausencia de vibraciones significativas durante las pruebas.

- Por último, se presenta el tema de la seguridad. Una rotura catastrófica del chasis del banco durante la prueba puede convertirse en un accidente muy grave con consecuencias fatales para los operadores del mismo. En [3] se recomienda encarecidamente el sobredimensionamiento de los elementos estructurales de los dinamómetros, pues no son pocos los casos de accidentes graves con este tipo de máquinas.

En resumen, se ha considerado suficiente dimensionar el chasis del dinamómetro teniendo en cuenta las cotas de los vehículos para los que está destinado. De entre todas las dimensiones de los vehículos a los que está destinado este dinamómetro (motocicletas de 125 cm³ y el prototipo de la Shell Eco-marathon), va a ser necesario considerar tan solo dos cotas. Estas son la distancia entre ejes o batalla y el ancho de vía, o distancia máxima entre ruedas de un mismo eje.

El reglamento de la Shell Eco-Marathon en la categoría de prototipos impone las siguientes dimensiones [17]:

- 500 mm de ancho de vía mínimo. No hay ancho de vía máximo, pero sí una restricción de la anchura total del vehículo de 1300 mm.
- Una batalla mínima de 1000 mm. No hay restricción en cuanto a la batalla máxima, pero sí una en cuanto a la longitud total del vehículo 3500 mm.

En cuanto a motocicletas de 125 cm³, de entre las disponibles actualmente en el mercado, la de mayores dimensiones no va a sobrepasar en ningún caso los 2000 mm de distancia entre ejes.

Así pues, resulta evidente que los parámetros de diseño para el chasis del banco van a ser los del prototipo de la Shell Eco-marathon.

El chasis propuesto ha sido diseñado completamente con el software de CAD Solid Edge V19 y está dimensionado teniendo en cuenta las premisas anteriores. Tiene una longitud total de 3300 mm y una anchura de 1100 mm, más que suficientes para cubrir las dimensiones del prototipo que pretende construir la escudería de la universidad.

Está diseñado íntegramente con tubo de acero cuadrado de sección hueca de 30x30 mm, con un espesor de 2 mm. Consta de tres largueros y cuatro travesaños. En la parte posterior del mismo desaparece el larguero central y se ensancha apreciablemente para poder albergar el rodillo y la maquinaria del dinamómetro. Tiene una altura total de 625 mm, suficiente para alojar todos los componentes del banco y no demasiada para evitar

molestias durante la realización de las pruebas y para evitar problemas de seguridad. Por último, presenta cuatro arriostramientos en los laterales del bastidor para rigidizar la estructura. Todas las uniones son soldadas mediante soldadura al arco eléctrico.

Las propiedades del acero del bastidor se recogen en la **tabla 2**.

Tabla 2. Propiedades del Chasis	
<i>Construcción</i>	Tubo de acero cuadrado de sección hueca de 30x30 mm y 2 mm de espesor.
<i>Material</i>	Acero estructural no aleado, conformado en frío y de grano fino.
<i>Densidad lineal</i>	1,68 kg/m
<i>Área de la sección transversal</i>	2,14 cm ²
<i>Peso aproximado</i>	74 kg
<i>Límite elástico</i>	265 N/mm ²
<i>Tensión de rotura</i>	410 N/mm ²
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0,3
<i>Coefficiente de dilatación térmica</i>	0,000012 (°C) ⁻¹
<i>Momento de inercia a flexión</i>	2,72 cm ⁴
<i>Acabado superficial</i>	Galvanizado en caliente o granallado y prepintado.
<i>Uniones</i>	Soldadas al arco eléctrico con electrodo revestido.
<i>Otras propiedades</i>	Excelente comportamiento a torsión, flexión y pandeo. Fácil de soldar. Sin ángulos vivos ni rebabas. Protección anticorrosión.

6.2. Subchasis del banco

Un subchasis es un elemento estructural que complementa al chasis principal de una máquina. Normalmente es utilizado para soportar piezas en movimiento de la misma, como la suspensión o el motor o, en el caso que concierne a este proyecto en particular, el rodillo de inercia, el eje y el freno. Los subchasis aportan rigidez al conjunto y habitualmente dan más libertad al diseñador a la hora de colocar puntos de sujeción de estos elementos en movimiento.

El subchasis va a ser anclado al chasis principal del banco en la parte posterior de éste donde se produce un ensanchamiento que permite albergar todos los elementos en movimiento de la instalación.

En este proyecto, el diseño y la construcción de un subchasis separado de la estructura principal, ofrece algunas ventajas que se enumeran a continuación:

- Dado que esta subestructura va a unirse al chasis mediante uniones rígidas soldadas, va a transmitir los esfuerzos principales durante la utilización del dinamómetro al bastidor. Por esta razón, no va a ser necesario que posea tanta resistencia estructural como el armazón principal, con el consecuente ahorro económico que ello supone.
- El montaje de este elemento en la instalación va a ofrecer la posibilidad de incluir ciertas modificaciones en el banco sin alterar el chasis principal de la instalación. Además en caso de deterioro, va a resultar más fácil sustituir el elemento dañado que reparar el bastidor completo del dinamómetro.

Es importante destacar la función esencial que realiza el subchasis a la hora de asegurar la perfecta alineación del eje del dinamómetro. Al mismo tiempo, este elemento impone que durante la realización del test, el vehículo se encuentre en las mayores condiciones de horizontalidad posible.

En el diseño de este dinamómetro, el subchasis cumple la función principal de soporte del eje del banco, el cual se apoya en éste mediante tres **bloques de rodamientos de tipo pie SAF** comerciales del fabricante sueco **SKF [17]**.

Los cojinetes de rodadura o rodamientos son piezas sobre las que se soporta y gira el eje de transmisión de movimiento giratorio de una máquina. El asegurar la perfecta alineación de las piezas en movimiento del dinamómetro va a resultar crítico a la hora de reproducir resultados fiables durante la realización de los test. La elección de cojinetes de fricción en lugar de rodamientos convencionales está justificada debido al excelente comportamiento contra la desalineación que ofrece este tipo de componentes. Además su mantenimiento es mucho más sencillo, puesto que en la mayoría de sus aplicaciones no requieren lubricación.

No obstante, si se realizan los cálculos pertinentes, se observa que, si bien la carga radial es perfectamente soportable por éstos, no ocurre lo mismo con las altas velocidades a las que va a girar el árbol de transmisión de la máquina. Los cojinetes de fricción no están pensados para soportar velocidades superiores a 550 rpm con un eje de 70 mm debido a que están fabricados con materiales antifricción y no poseen lubricación. 550 rpm en un eje de 70 mm equivalen a una velocidad lineal máxima soportable de 7,2 km/h, claramente insuficiente para cualquier tipo de vehículo sometido a prueba. Esto incurriría en un calentamiento excesivo y en un desgaste prematuro de su banda antifricción.

Así pues, dadas las especificaciones del banco de potencia de este proyecto, se han elegido **rodamientos rígidos de bolas de una hilera** convencionales y comerciales del fabricante sueco **SKF** para asegurar la calidad del montaje. En lugar de diseñar y fabricar soportes para estos cojinetes, se han recurrido a soportes comerciales de tipo pie SAF, también de este mismo fabricante **[17]**. Estos soportes están fabricados en fundición y van partidos horizontalmente con orificios en su base para los tornillos de fijación a la máquina (**ver figura 22**).

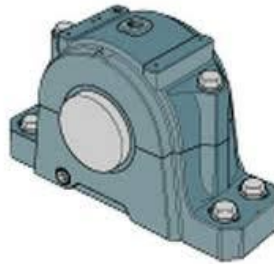


Fig22. Soporte para rodamientos de tipo pie SAF de la marca SKF

La elección de estos soportes comerciales obedece a una serie de ventajas que se enumeran a continuación:

- El asiento mecanizado de este soporte ofrece un ajuste excelente junto con el rodamiento SKF apropiado.
- Su pie cuadrado plano ayuda a alinear el soporte con precisión.
- Están diseñados para trabajos pesados y altas velocidades de rotación.

Estos soportes suelen suministrarse como conjuntos con su cojinete y su junta de fijación apropiada, aunque también se encuentran por separado.

La elección del tamaño del rodamiento obedece lógicamente a las dimensiones del eje de transmisión utilizado, al igual que el soporte de pie SAF.

Las dimensiones y características del rodamiento elegido pueden encontrarse en [17] y son:

- **Diámetro interior o diámetro del eje:** 70 mm.
- **Diámetro exterior:** 90 mm.
- **Longitud axial:** 10 mm.
- **Capacidad de carga estática (C_0):** 13,2 KN.
- **Capacidad de carga dinámica (C):** 12,4 KN.
- **Velocidad de referencia:** 15000 rpm.

- **Límite de velocidad:** 9000 rpm.
- **Masa:** 0,3 kg.
- **Designación comercial:** 61814.

El fabricante SKF proporciona en [17] fórmulas para calcular la vida nominal y para efectuar un análisis bajo carga estática y dinámica del rodamiento. Estos cálculos tienen en cuenta factores tan importantes, como por ejemplo, la temperatura, el lubricante elegido y las condiciones de carga a los cuales va a estar sometido el rodamiento. En la web se proporciona también una guía y ejemplos para seguir una serie de pasos recomendados para efectuar dichos cálculos. Los cálculos son muy sencillos, pero la cantidad de variables a utilizar obligan a utilizar multitud de tablas y gráficas que retrasarían el análisis varias páginas.

Sin embargo, en [17] también existe un enlace para utilizar una aplicación muy potente que devuelve todos estos valores. La aplicación se llama **SKF Bearing Calculator** e introduciendo una serie de condiciones iniciales, el software devuelve una gran cantidad de parámetros para caracterizar el rodamiento. Las condiciones introducidas inicialmente en el software son aquellas más desfavorables de entre los tres rodamientos utilizados, es decir, las del rodamiento central del banco y son las siguientes (ver captura del programa en la **figura 23**):

- **Selección del rodamiento utilizado.** Se ha elegido utilizar un rodamiento convencional de bolas de una hilera con la denominación comercial **61814**. La razón en la elección de este rodamiento tiene que ver principalmente con las dimensiones del eje de transmisión que soporta y con su velocidad de giro máxima permitida. Dicha denominación es la que ha de introducirse en las condiciones iniciales solicitadas por el software.
- **Selección de la tolerancia radial interior del rodamiento.** El software da a elegir entre tres niveles de tolerancias radiales para el montaje del rodamiento. Se ha introducido un valor estándar conocido como **tolerancia interna radial normal**.
- **Selección de las condiciones de carga del rodamiento.** El software insta a introducir valores de la carga radial (F_r) y axial (F_a) que va a soportar la pieza en [KN]. En el dinamómetro de este PFC, la carga axial soportada va a resultar prácticamente nula, $F_a = 0 \text{ KN}$. La carga radial soportada tiene que ver con los pesos de todos los componentes rotacionales del dinamómetro, así como el peso del vehículo sometido al test. El cálculo detallado de este valor se proporciona en el diseño estructural del árbol de transmisión del dinamómetro y es $F_r = 1,3952 \text{ KN}$. (Ver reacción del apoyo B (R_B) en la sección **6.4 El árbol de transmisión del dinamómetro**.)

- **Determinación de la velocidad de rotación del rodamiento.** El software diferencia entre la velocidad de giro del anillo interior (n_i) y la del anillo exterior del rodamiento (n_e), medidas en rpm. La velocidad del anillo exterior es necesaria si se pretenden calcular frecuencias de oscilación de la pieza. Esta velocidad es nula, pues el rodamiento está asegurado en un soporte de tipo pie SAF que impide su movimiento. Luego:

$$n_e = 0 \text{ rpm.}$$

La velocidad del anillo interior es la misma que la del árbol de transmisión del equipo. Atendiendo al caso más desfavorable, ninguna motocicleta de 125 cm³ limitada a 20 CV o 15 kW que vaya a ser sometida a prueba debería sobrepasar los 120 km/h (33,3 m/s). La velocidad lineal, puede transformarse en velocidad angular si se conoce el radio del árbol de transmisión de la siguiente forma:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{33,3 \text{ m/s}}{0,035 \text{ m}} = 951,43 \text{ rad/s}$$

Donde:

- ω , es la velocidad angular de rotación del árbol del dinamómetro, expresada en [rad/s].
- v , es la velocidad lineal máxima del vehículo bajo prueba, medida en [m/s].
- R , es el radio del árbol de transmisión del dinamómetro, medido en [m].

La conversión de rad/s a rpm se realiza de la siguiente manera:

$$n_i = 951,43 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \simeq 9000 \text{ rpm}$$

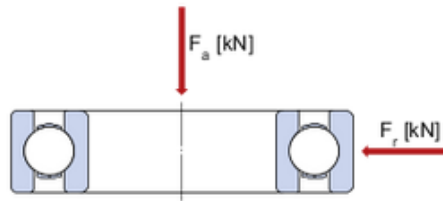
- **Introducción de la temperatura de trabajo del rodamiento.** El programa también demanda una estimación de la temperatura exterior a la cual va a estar sometido el rodamiento. Puesto que el freno de corrientes de Foucault va a producir calor durante el proceso de frenado, las temperaturas alcanzadas en el interior del banco de potencia van a ser considerablemente altas y se hará necesaria la refrigeración de la máquina. Se ha estimado un valor muy desfavorable de $T_{\text{ext}} = 60$ °C. Aunque con la instalación de un sistema de refrigeración no va a alcanzarse nunca tal valor, se estima un caso muy desfavorable en el cual el sistema de refrigeración se encuentre averiado.

- Selección del lubricante utilizado en el rodamiento.** SKF recomienda utilizar como lubricante **grasa MT33** y va a seguirse dicha recomendación. Al introducir dicho tipo de lubricante, el software automáticamente rellena valores de viscosidad a diferentes temperaturas para poder realizar los cálculos pertinentes. Si se hubiera introducido otro tipo de lubricante, habría que haber introducido dichos valores “a mano”. Las viscosidades proporcionadas por el software son $\nu_{40}^0 = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ y $\nu_{100}^0 = 10 \text{ mm}^2/\text{s}$. En cuanto al estado de limpieza del lubricante, se ha introducido un **nivel ligero de contaminación de la grasa**, propio de rodamientos convencionales sin proteger.

Al introducir los valores iniciales indicados en las viñetas anteriores (**ver figura 23**), la aplicación no devuelve ninguna alerta para el rodamiento 61814. Esto quiere decir que el rodamiento está aceptado y que cumple con los estrictos criterios de operación y seguridad que impone el fabricante. El programa devuelve multitud de valores interesantes para la caracterización del rodamiento utilizado. Algunos de los más importantes están resumidos en la **tabla 3**.

Tabla 3. Resultados del software SKF Bearing Calculator para el rodamiento 61814	
Vida nominal SKF. (Vida útil real con una fiabilidad del 90%)	64300 horas
Carga mínima del rodamiento. (Necesaria para evitar vibraciones y desgaste prematuro de las bolas del rodamiento)	0,28 kN
Par de fricción total del rodamiento.	0,098 N.m
Pérdidas de potencia. (Relacionado con el valor anterior)	92 W
Intervalos recomendados de engrase.	4 g de grasa cada 180 horas de operación.
Coefficiente de seguridad	8,9

Enter input parameters



Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

Select bearing internal radial clearance Select from list

F_r kN
Radial load

F_a kN
Axial load

n_i r/min
Rotational speed of the inner ring

n_e r/min
Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies)

Rotating ring Select from list

Shaft orientation Select from list

Operating temperature °C
Bearing outer ring

η_c specification method Select from list

Lubricant type and cleanliness Select from list

Viscosity calculation input type Select from list

Viscosity at 40 °C mm²/s

Viscosity at 100 °C mm²/s

Lubrication Select from list

W_s W/°C
Cooling factor

Unit system

Select unit system

SI Imperial

Selected calculations

Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

Bearing data

Designation 61814

d 70 mm

D 90 mm

B 10 mm

C 12.4 kN

C₀ 13.2 kN

Type Deep groove ball bearing

[View bearing details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Fig23. Captura del software SKF Bearing Calculator

Para los soportes de pie SAF [17] no existe una tabla de características, pues dependen de las condiciones de funcionamiento y del cojinete utilizado. Los soportes SAF han sido diseñados para soportar cargas verticales a través de la base, por lo que sus características están limitadas solamente por los límites de carga de los cojinetes. Planos y dimensiones de los soportes y manguitos de fijación pueden encontrarse en [17]. No obstante, se ha efectuado un diseño simplificado (no real) del conjunto con el software de CAD Solid Edge para poder realizar el montaje completo del dinamómetro en este programa (**ver capítulo 7**).

Los soportes de rodamientos de los extremos se encuentran obturados para prevenir pequeños desplazamientos axiales en el árbol de transmisión. El soporte central lógicamente es convencional y no dispone de obturadores.

El subchasis de este PFC cumple el propósito principal de servir de base para soportar el eje principal del dinamómetro. Respecto al diseño del subchasis del banco, se encuentra sobredimensionado y no se ha considerado realizar un análisis estructural exhaustivo. La justificación de este sobredimensionamiento puede encontrarse en las mismas razones por las cuales es imperativo sobredimensionar el bastidor principal del banco (**ver sección 6.1**).

El subchasis está diseñado íntegramente con tubo de acero cuadrado estructural de sección hueca de 20x20 mm y espesor 2 mm. Este subchasis está formado a su vez por tres subestructuras. Cada subestructura tiene en su parte superior un alojamiento para atornillar el soporte de rodamientos de pie SAF. Las tres subestructuras se encuentran unidas por su base formando el subchasis completo, que a su vez va a ser anclado al bastidor principal mediante uniones rígidas soldadas.

En cuanto a sus dimensiones, es preciso decir que las tres subestructuras del subchasis se encuentran dispuestas de forma no simétrica, obedeciendo a criterios de espacio de los componentes rotativos del dinamómetro. Este criterio ha sido el parámetro de diseño principal de esta estructura. También se ha prestado especial cuidado a la altura total del subchasis, pues se trata de un parámetro crítico a la hora de asegurar que la prueba se realice en las mayores condiciones de horizontalidad posible. Todas las uniones son soldadas mediante soldadura al arco eléctrico.

En la **tabla 4** Se proporcionan las propiedades del acero de esta pieza.

Tabla 4. Propiedades del Subchasis	
<i>Construcción</i>	Tubo de acero cuadrado de sección hueca de 20x20 mm y 2 mm de espesor.
<i>Material</i>	Acero estructural no aleado, conformado en frío y de grano fino.
<i>Densidad lineal</i>	1,05 kg/m
<i>Área de la sección transversal</i>	1,34 cm ²
<i>Peso aproximado</i>	20 kg aprox.
<i>Límite elástico</i>	265 N/mm ²
<i>Tensión de rotura</i>	410 N/mm ²
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0,3
<i>Coefficiente de dilatación térmica</i>	0,000012 (°C) ⁻¹
<i>Momento de inercia a flexión</i>	0,692 cm ⁴
<i>Acabado superficial</i>	Galvanizado en caliente o granallado y prepintado.
<i>Normativa</i>	UNE-EN 10219-2:2007
<i>Uniones</i>	Soldadas al arco eléctrico con electrodo revestido.
<i>Otras propiedades</i>	Excelente comportamiento a torsión, flexión y pandeo. Fácil de soldar. Sin ángulos vivos ni rebabas. Protección anticorrosión.

6.3. El rodillo de inercia

El correcto diseño del rodillo en un dinamómetro de chasis es fundamental, pues sobre él se apoyan y traccionan las ruedas motrices del vehículo sometido a la prueba.

El rodillo de inercia es simplemente un cilindro de diámetro y longitud suficientes, el cual se encuentra atravesado en dirección axial por el eje del dinamómetro. Resulta fundamental atender al efecto que ejerce el diámetro del rodillo sobre las condiciones de rodadura de los neumáticos del vehículo.

La resistencia a la rodadura es una fuerza que aparece cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos. Al igual que la fuerza de rozamiento, esta

fuerza se opone al movimiento del vehículo. Esto se debe a que la rueda, al rotar, sufre repetidos ciclos de deformación y recuperación. Estos ciclos propician la disipación de energía por calor. Además, esta deformación provoca que la rueda no apoye sobre un punto en el suelo, sino sobre una superficie.

Se encuentra disponible una vasta información sobre la resistencia a la rodadura en cualquier libro de física, sin embargo esta teoría escapa del alcance de este PFC. Por lo tanto, es suficiente apuntar que esta resistencia se minimiza para condiciones de rodadura sobre pavimento liso e indeformable, pero se acrecienta apreciablemente sobre otras superficies. El efecto de la rodadura de un neumático (sólido deformable) sobre un rodillo de inercia (indeformable) puede modelizarse con la siguiente ecuación:

$$F_{rod\ cil} = F_{rod\ plano} \left(1 + \frac{r}{R}\right)^{1/2}$$

Donde:

- $F_{rod\ cil}$, es la fuerza de resistencia a la rodadura de un neumático sobre una superficie cilíndrica.
- $F_{rod\ plano}$, es la fuerza de resistencia a la rodadura de un neumático sobre una superficie plana.
- r , es el radio del neumático.
- R , es el radio del rodillo de inercia.

El aumento de la resistencia a la rodadura es consecuencia de las pérdidas por histéresis del material en el neumático que trae como resultado el calentamiento del neumático. Esta ecuación representa que el aumento de la resistencia a la rodadura aumenta con el ratio entre diámetros de la rueda del vehículo y el rodillo de inercia.

Sin entrar en complicados cálculos de rodadura que escapan al alcance de este PFC y para poner en perspectiva con datos la importancia de esta condición, se propone como ejemplo una rueda de un automóvil convencional que soporta 300 kg. Si el vehículo en cuestión viaja a una velocidad de 65 km/h, va a producirse una potencia calorífica de unos 500 W sobre una carretera plana. Esta potencia calorífica se incrementará a un valor de 1000 W si el vehículo acelera un rodillo de un banco de potencia de un tercio de su diámetro a esa misma velocidad.

Este ejemplo pone de manifiesto la importancia de este problema. En efecto, las ruedas utilizadas incluso durante cortos periodos de tiempo para acelerar el rodillo de un dinamómetro pueden resultar dañadas por la sobretemperatura y la deformación. Esto se agrava por el hecho de que el rodillo también aumentará su temperatura durante la prueba. Tanto es así, que algunos bancos de ensayos modernos poseen incluso sistemas de refrigeración para los neumáticos de los vehículos ensayados. Por último, además del

peligro de reventón, la deformación del neumático puede falsear los datos obtenidos durante el test.

Para minimizar estos efectos, en [4] se recomienda diseñar un rodillo de inercia con un diámetro similar o superior a la rueda del vehículo que se pretende ensayar.

En muchas ocasiones también se recurre al montaje de rodillos de inercia dobles. Sin embargo esta disposición presenta algunos inconvenientes ya que, puesto que el par en rueda del vehículo va a repartirse entre los dos rodillos, se hace necesario utilizar algún sistema de transmisión entre éstos y el freno del dinamómetro, de manera que se asegure que todo el par entregado por el vehículo sea absorbido por el freno. Además de las limitaciones de espacio, esta construcción genera mayores pérdidas mecánicas que el montaje de un rodillo simple, haciendo más difícil el gobierno del dinamómetro y su calibración para obtener resultados fiables en los test. En las **figuras 24, 25, 26, 27 y 28** se muestra el efecto de la rodadura sobre rodillos de diferentes diámetros.



Fig24. Relación entre diámetros $r/R = 0$



Fig25. Relación entre diámetros $r/R = 2$

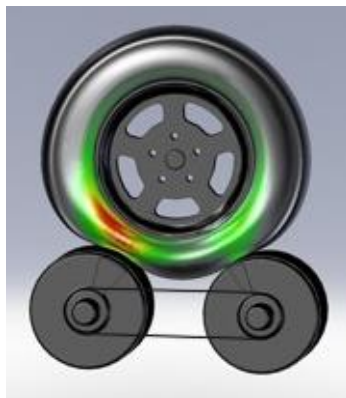


Fig26. Rodillos dobles. Relación $r/R = 2$



Fig27. Relación entre diámetros $r/R = 1$



Fig28. Relación entre diámetros $r/R = \frac{1}{2}$

La superficie de los rodillos de inercia debe estar diseñada para prevenir el deslizamiento de la rueda. El deslizamiento es un enemigo potencial a la hora de obtener resultados fiables durante la realización de las pruebas. Por ello, si bien tradicionalmente se recurría a algún tipo de superficies mecanizadas, éstas elevaban la probabilidad de daño severo en el neumático si la instalación no se usaba correctamente. En la actualidad se suelen utilizar recubrimientos más modernos, como por ejemplo, el carburo de tungsteno de grano fino u otras más convencionales como el polvo de vidrio o el esmeril en papel de lija.

A la hora de diseñar el rodillo de este PFC se han tenido en cuenta las consideraciones anteriores. Así pues, el diámetro de este rodillo ha de ser similar o mayor a las ruedas de los vehículos que van a ensayarse para prevenir sobrecalentamientos y deformaciones debidos a la resistencia a la rodadura.

La solución más sencilla es la de maximizar el diámetro del rodillo de inercia todo lo posible dentro del espacio disponible. Sin embargo aparece el problema de la inercia. Efectivamente, un rodillo de gran diámetro va a tener también una mayor masa y por lo tanto, una mayor resistencia al giro (momento de inercia). Lo que se pretende es maximizar el diámetro del rodillo pero al mismo tiempo minimizar la inercia de este para que el vehículo a ensayar pueda acelerarlo con soltura. Por este motivo, en [5] se recomienda huir de rodillos macizos de acero y utilizar materiales más ligeros como la fundición de aluminio o incluso la fibra de vidrio.

Este dinamómetro está pensado para ensayar motocicletas de 125 cm³ y el prototipo de la Shell Eco-marathon. Las ruedas de las motocicletas de 125 cm³ son de los más diversos tamaños, pero no suelen superar los 450 mm de diámetro. El prototipo de la Shell-Eco utiliza ruedas de bicicleta BMX convencionales, cuyo diámetro es de 20 pulgadas o 508 mm.

Si bien sería recomendable diseñar un rodillo con un diámetro similar al de estas ruedas, el espacio disponible, el ahorro de costes y la búsqueda de la disminución de la masa

(disminución de la inercia y de los requerimientos de resistencia estructural del equipo) han impuesto una solución de compromiso.

Por ello, se ha diseñado un rodillo macizo de 240 mm de diámetro y de 350 mm de longitud, suficiente para permitir distintos tipos de anchos de rueda y prevenir accidentes debido a los pequeños desplazamientos laterales durante la prueba. Este rodillo posee un taladro pasante en dirección axial de 70 mm de diámetro, necesario para obturar el eje del dinamómetro que lo atraviesa.

Se ha desestimado realizar cualquier tipo de análisis estructural en esta pieza debido al suficiente grosor de ésta. Además, los esfuerzos van a ser soportador por el eje del dinamómetro principalmente y no por este componente. Tampoco se ha estimado realizar un análisis térmico de la misma, pues las temperaturas alcanzadas nunca van a ser suficientes para provocar daños en el rodillo.

En cuanto a los materiales utilizados y siempre buscando obtener un bajo peso para disminuir también la inercia de los elementos rotativos del dinamómetro, se ha decidido utilizar fibra de vidrio en matriz de resina epoxi para aplicaciones estructurales (clase S-2), más conocido simplemente como fibra de vidrio. El material es muy ligero, resistente y fácil de moldear. Sus propiedades mecánicas son excelentes, aunque dependen de la cantidad y disposición de las fibras de vidrio y su resistencia térmica depende de la matriz utilizada. La resina epoxi es capaz de soportar temperaturas muy elevadas, más que suficientes para soportar las temperaturas de trabajo de la pieza.

Otro material propuesto en [6] es la utilización de la fundición de aluminio la cual, si bien posee características mecánicas superiores a la fibra de vidrio, tiene una densidad algo superior ($\sim 2700 \text{ kg/m}^3$ las aleaciones de Al frente a $\sim 2480 \text{ kg/m}^3$ de la fibra de vidrio S-2) y por lo tanto mayor masa. Pero sin duda el principal criterio en la elección de la fibra de vidrio es el precio, inferior al del Aluminio.

Para prevenir el deslizamiento de la rueda con el rodillo se ha optado por la solución más convencional y económica, pero perfectamente válida. Así, la superficie del rodillo ira forrada con papel de lija de polvo de esmeril de grano fino.

Las propiedades de los materiales utilizados se recogen en la **tabla 5**.

Tabla 5. Propiedades del rodillo de inercia*	
Composición	Fibra de vidrio de aluminosilicato magnésico de 0,125 mm de espesor en matriz de resina epoxi. Clase S-2 (65% SiO ₂).
Densidad	2480 kg/m ³
Peso	36 kg aproximadamente
Temperatura de deformación	766 °C
Temperatura de reblandecimiento	1056 °C
Coefficiente de dilatación térmica	0,0000016 (°C) ⁻¹
Resistencia a la tracción	570 MPa aprox.
Resistencia a la compresión	450 MPa aprox.
Recubrimiento superficial	Papel de lija de esmeril de grano fino tipo J-73.
Otras propiedades	Excelente comportamiento bajo condiciones extremas de temperatura y atmósferas corrosivas.

* Los valores recogidos en la tabla 5 son aproximados porque las propiedades son muy sensibles a las condiciones de temperatura y humedad del ambiente, así como la disposición y composición de las fibras y la dirección de los esfuerzos.

6.4. El árbol de transmisión del dinamómetro

Los árboles son elementos de transmisión de movimiento giratorio. En alguna ocasión en este proyecto se ha nombrado al mismo con el término genérico de eje de transmisión, pero no es del todo correcto. La diferencia entre los ejes y los árboles es que los primeros son elementos de sustentación de los órganos giratorios de una máquina, no transmiten potencia y por lo tanto no presentan esfuerzos de torsión. Como elemento transmisor de par del dinamómetro, de ahora en adelante se expresará este componente con su nombre correcto, es decir, el de árbol de transmisión.

La función principal del árbol de transmisión en un dinamómetro de chasis es la de transferir el movimiento giratorio del rodillo de inercia hasta el componente que actúa como freno del banco, en este caso, el freno de corrientes de Foucault.

Desde un punto de vista descriptivo, el árbol de transmisión no plantea demasiados problemas. Suele tratarse de un eje cilíndrico de acero de sección constante, montado sobre rodamientos, el cual porta el resto de los componentes rotativos del dinamómetro. El árbol de transmisión se une al freno de dinamómetro mediante algún tipo de acoplamiento, ya sea rígido o flexible. En [7] se recomienda, siempre que sea posible,

teniendo en cuenta los esfuerzos a los que va a estar sometido este árbol de transmisión, utilizar un árbol hueco para disminuir la inercia de este componente y así permitir que el vehículo acelere la máquina con soltura.

Desde un punto de vista analítico, el diseño de árboles de transmisión se torna más complicado debido a los múltiples esfuerzos a los que están sometidos este tipo de componentes.

Fundamentalmente, un árbol de transmisión soporta cargas perpendiculares a su eje de simetría axial. Estas cargas originan esfuerzos de flexión y cortadura (menos importantes si se comparan con la flexión) en dicho árbol. Así mismo, los pares de frenada producidos van a provocar torsión en el árbol. Todos estos esfuerzos han de analizarse desde un punto de vista estático.

Las aceleraciones y frenadas sucesivas van a producir también cargas y momentos de magnitud variable en el tiempo (cargas dinámicas). Al mismo tiempo, al tratarse de una pieza sometida a flexión rotatoria, estas cargas van a variar su dirección en el tiempo. Las condiciones de funcionamiento bajo cargas dinámicas provocan fatiga en los materiales. La aparición del fenómeno de fatiga es muy peligroso, ya que está caracterizado por roturas repentinas sin deformación con cargas muy por debajo de la resistencia estática del material. Por lo tanto, ha de verificarse la resistencia a la fatiga de la pieza correctamente.

Por último, es importante realizar un análisis modal de vibraciones para determinar las frecuencias naturales de la pieza y así evitar que el motor gire a regímenes que produzcan resonancia en la instalación.

El árbol de transmisión de este dinamómetro consta en realidad de dos semiárboles acoplados a cada lado del rotor del freno de corrientes de Foucault. El rotor del freno posee en cada una de sus caras planas un cubo que permite la unión de ambos semiejes mediante acoplamiento rígido atornillado de tipo cubo-árbol.

Habitualmente el rotor de un freno de un banco de potencia se acopla al extremo del árbol de transmisión y el estator se asegura directamente al chasis del banco sin necesidad de utilizar dos semiárboles independientes. Sin embargo en el caso de este PFC el montaje no se va a realizar de este modo. La razón de separar el árbol de transmisión en dos semiárboles responde a la necesidad de montar el estator del freno de corrientes de Foucault en una carcasa apoyada sobre rodamientos en estos dos semiárboles. De este modo, va a permitirse el giro del estator para así poder determinar el par motor desarrollado por el vehículo mediante el método del brazo de par (**ver sección 4.2**).

Ambos semiárboles poseen el mismo diámetro y espesor, así como el mismo disco para asegurar el acoplamiento cubo-eje. No obstante, su longitud y su función van a ser muy diferentes:

- Existe un semiárbol de mayor longitud sobre el cual se monta el rodillo de inercia y uno de los extremos de la carcasa del freno del dinamómetro. Un extremo de este árbol se acopla al cubo del rotor, mientras que el otro se encuentra obturado en un

soporte para rodamientos. Entre ambos extremos se ha situado otro punto de apoyo adicional mediante rodamientos para controlar la flecha producida por el rodillo de inercia y el vehículo bajo prueba. De ahora en adelante este semiárbol se conocerá con el nombre de **árbol principal de transmisión**, puesto que es aquel que soporta los mayores esfuerzos y solicitaciones.

- Hay otro semiárbol de menor longitud que el árbol principal, cuya única función es la de soportar el otro extremo de la carcasa del dinamómetro. Este semiárbol se obtura en uno de sus extremos mediante un soporte para rodamientos. El otro extremo se acopla directamente al cubo izquierdo del rotor del freno sin necesidad de apoyos intermedios. A este semiárbol se le nombrará de ahora en adelante como **árbol secundario de transmisión**.

Los dos semiárboles están contruidos en tubo de acero de 70 mm de diámetro y 3 mm de espesor. La longitud total del árbol principal es de 865 mm, mientras que la del secundario es de tan solo 205 mm.

Las propiedades de sus materiales se recogen en la **tabla 6**.

Tabla 6. Propiedades de los semiárboles de transmisión	
<i>Construcción</i>	Tubo de acero circular de sección hueca de 70 mm ϕ y 3 mm de espesor.
<i>Material</i>	Acero estructural no aleado, conformado en frío y de grano fino.
<i>Densidad lineal</i>	5,41 kg/m
<i>Área de la sección transversal</i>	6,31 cm ²
<i>Peso aproximado</i>	4,7 kg (principal) 1,1 kg (secundario)
<i>Límite elástico</i>	265 N/mm ²
<i>Tensión de rotura</i>	410 N/mm ²
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0,3
<i>Coefficiente de dilatación térmica</i>	0,000012 (°C) ⁻¹
<i>Momento de inercia a torsión</i>	92,2 cm ⁴
<i>Momento de inercia a flexión</i>	46,1 cm ⁴
<i>Acabado superficial</i>	Galvanizado en caliente o granallado y prepintado.
<i>Normativa</i>	UNE-EN 10219-2:2007
<i>Otras propiedades</i>	Excelente comportamiento a torsión, flexión y pandeo. Fácil de soldar. Sin ángulos vivos ni rebabas. Protección anticorrosión.

El diseño mecánico de árboles de transmisión comprende las siguientes etapas, las cuales dan origen a las siguientes secciones de este capítulo principal:

- **Selección de propiedades de los materiales y configuración geométrica de la pieza.** Necesarios para llevar a cabo los puntos posteriores.
- **Realización del diagrama de cuerpo libre simplificado.** Fundamental para conocer la magnitud y los puntos de aplicación de fuerzas y momentos que van a ponerse en juego en la pieza.
- **Análisis bajo cargas estáticas.** Verificación de la resistencia a flexión y torsión principalmente.
- **Análisis bajo cargas dinámicas.** Verificación de la resistencia a fatiga.
- **Análisis modal de vibraciones.** Determinación de la velocidad crítica del motor del vehículo sometido a prueba.

6.4.1. Selección de propiedades de los materiales y configuración geométrica de la pieza

Las propiedades de los materiales necesarias y algunas más figuran en la **Tabla 6**.

Para determinar la configuración geométrica de las piezas y las sollicitaciones a las cuales van a estar sometidas va a aprovecharse el trabajo realizado en cuanto al diseño CAD de todo el conjunto motriz del banco.

En la **figura 29** se proporciona un alzado de todo el conjunto motriz del dinamómetro. Aunque la acotación de las dimensiones necesarias para realizar este análisis va a trasladarse al diagrama de cuerpo libre, en él se pueden apreciar los diferentes componentes del dinamómetro.

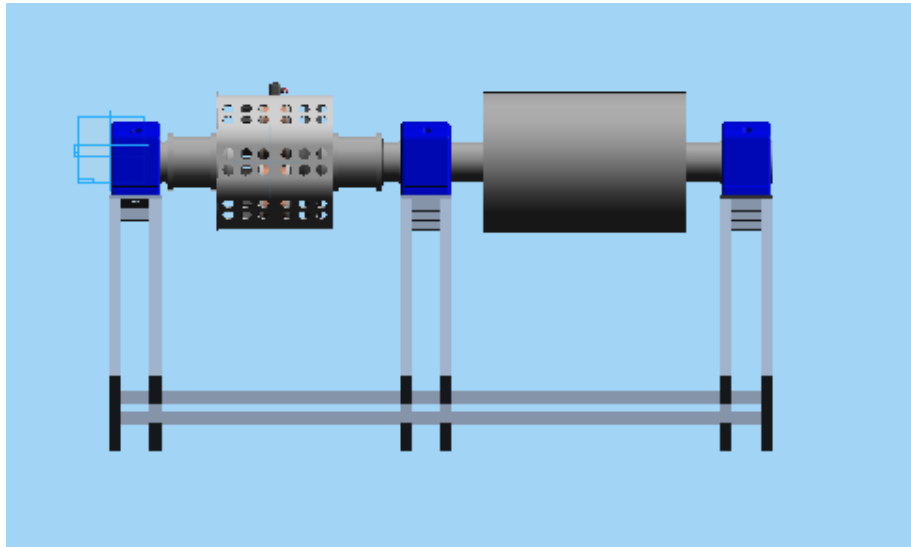


Fig29. Alzado del conjunto motriz del dinamómetro

6.4.2. Realización del diagrama de cuerpo libre simplificado

Ayudándose de la **figura 29**, puede empezar a trasladarse información al diagrama de cuerpo libre de todo el conjunto motriz del dinamómetro (**Ver figura 30**).

En la **figura 29** puede intuirse como ambos semiárboles se acoplan al rotor del freno de corrientes de Foucault, aunque no puede apreciarse claramente porque la carcasa perforada del estator oculta dicho acoplamiento. Dado que los dos semiárboles son concéntricos y del mismo diámetro, va a simularse toda la planta motriz del banco como una única viga apoyada en 3 apoyos simples (**A, B y C**) que simulan los rodamientos utilizados, incluido el rotor del freno de corrientes de Foucault. El acoplamiento cubo-árbol del rotor se justificará en la **sección 6.5**.

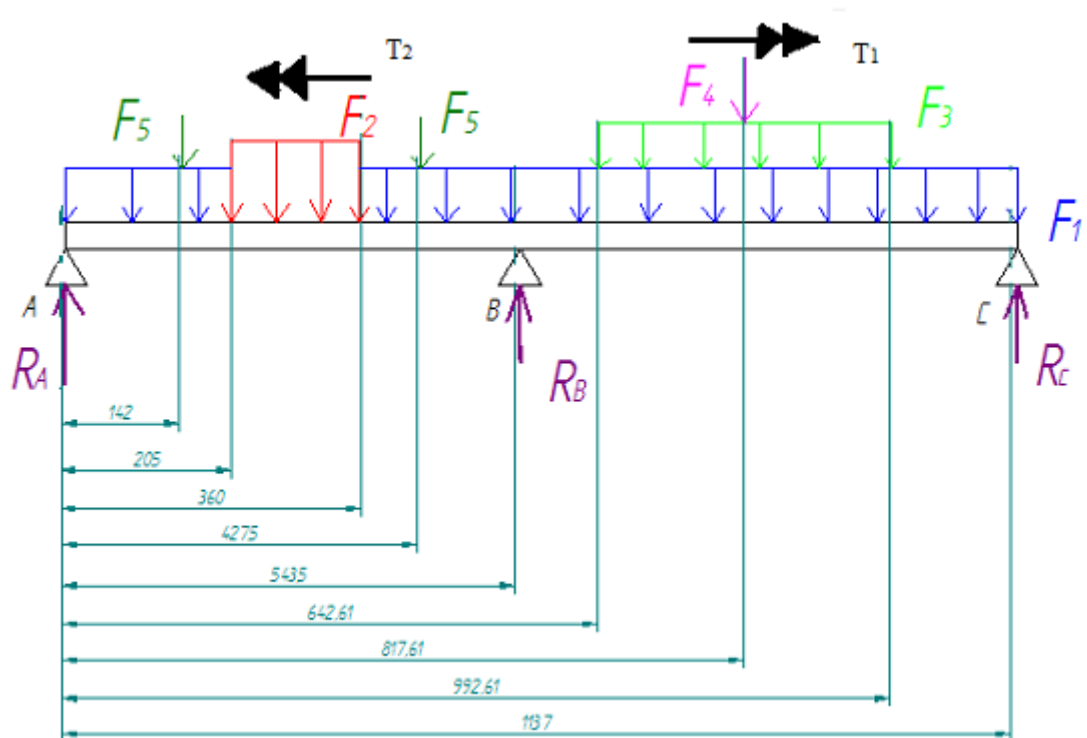


Fig30. Diagrama de cuerpo libre del conjunto motriz del dinamómetro

A continuación, se ofrece una descripción de todas las sollicitaciones que se ponen en juego en este análisis (ver figura 30):

- F_1 , es la carga distribuida debido al peso propio de los árboles de transmisión. Tiene un valor de 5,41 kg/m ó **53 N/m**.
- F_2 , es la carga distribuida debido al propio peso del rotor del freno de corrientes de Foucault. Alcanza un valor de 66,35 kg/m ó **651 N/m**.
- F_3 , es la carga distribuida originada por el peso propio del rodillo de inercia. Vale 102,86 Kg/m ó **1009 N/m**.
- F_4 , es una carga puntual que considera el peso que descansa sobre la rueda trasera del vehículo sometido a prueba. Atendiendo al caso más desfavorable, el vehículo más pesado que podría ensayarse probablemente sería una motocicleta Honda Shadow 125, cuya masa total alcanza los 146 kg. Como en la mayoría de las ocasiones va a ser necesario que una persona opere el vehículo hay que añadir la masa de un adulto (unos 100 kg si consideramos un caso desfavorable). Teniendo en cuenta que el reparto de pesos de una moto es de aproximadamente un 50% en cada rueda, va a tomarse un valor para esta sollicitación de 125 kg ó **1226 N**.

- F_s , es una carga puntual originada por el peso del estator y su carcasa. Como esta pieza es simétrica y descansa sobre dos puntos de apoyo, habrá que dividir por la mitad dicho valor de peso. El estator y la carcasa alcanzan una masa aproximada de 17 kg. Por lo tanto dicha carga vale 8,5 kg o **83,5 N**.
- T_1 , es el momento torsor debido a la aceleración del rodillo por parte del vehículo sometido a prueba. Ningún vehículo que se pruebe en este banco debería sobrepasar los 20 CV (**14720 W**) ni superar los 120 km/h (**33,33 m/s**). Teniendo en cuenta que ese supuesto vehículo acelera una rodillo de 120 mm de radio:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{33,33 \text{ m/s}}{0,120 \text{ m}} = 277,75 \text{ rad/s}$$

Luego:

$$T_1 = \frac{P_{max}}{\omega} = \frac{14720 \text{ W}}{277,75 \text{ rad/s}} = 53 \text{ N.m}$$

- T_2 , es el par de frenada ejercido por el freno de corrientes de Foucault. Como aproximación del caso más desfavorable, puede tomarse el valor del torsor máximo desarrollado por el vehículo en el rodillo, es decir **53 N.m**.

Para finalizar el diagrama de cuerpo libre del conjunto motriz del dinamómetro va a ser necesario conocer las reacciones en los apoyos A, B y C. Estas reacciones son fundamentales a la hora de realizar los posteriores diagramas de esfuerzos necesarios para analizar la resistencia de la pieza, así como para calcular la carga radial de los rodamientos a utilizar. Para ello, se empieza obteniendo el grado de hiperestatismo (GH) del sistema:

$$GH = n^{\circ} \text{ incógnitas} - n^{\circ} \text{ ecuaciones}$$

El número de incógnitas es tres. (R_A , R_B y R_C). Las ecuaciones a utilizar son las ecuaciones de la estática de Newton, es decir:

$$\sum F = 0; \sum M = 0.$$

Como en este problema solo intervienen fuerzas verticales, únicamente van a poder utilizarse dos ecuaciones útiles y por lo tanto el problema es hiperestático (**GH=1**).

Cuando un problema es hiperestático, no puede resolverse únicamente utilizando las ecuaciones de la estática y han de utilizarse otros métodos alternativos. Existen varios de ellos, pero en el caso de vigas apoyadas quizás el más sencillo sea el **método de la compatibilidad de giros** [8].

Este método se basa en una propiedad de las estructuras reticuladas que dice lo siguiente:

“Tras deformarse, el ángulo que formaban dos barras inicialmente permanece constante, esto es, el giro de las dos secciones que une un nudo rígido es igual en módulo y sentido.”

En la práctica, para utilizar el método se separa la viga por sus apoyos en vigas isostáticas conocidas y se coloca un momento hiperestático a cada lado del corte. Dicho momento será la incógnita del problema y se resolverá imponiendo que el giro a ambos lados del corte es igual en módulo y sentido (**Ver figura 31**). El torsor no se indica porque no influye a la hora de resolver el hiperestatismo.

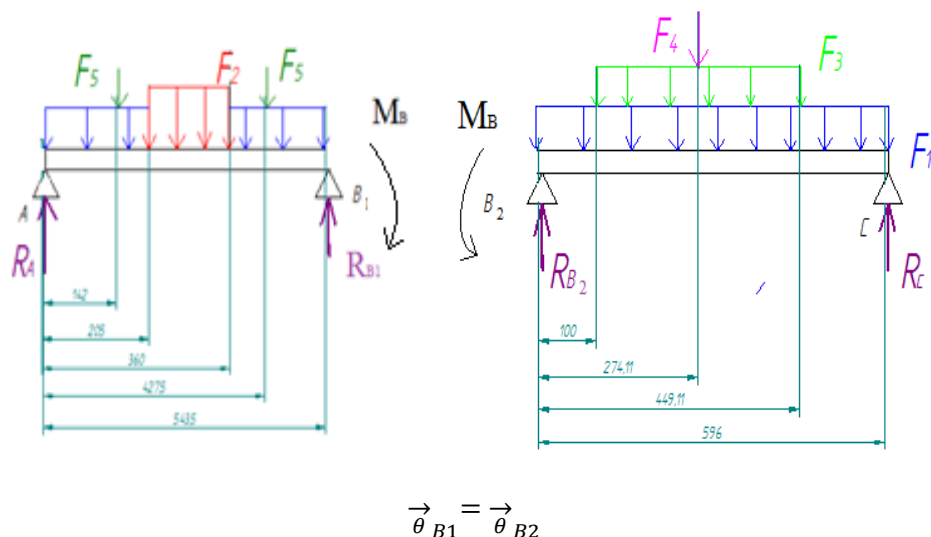


Fig31. Método de compatibilidad de giros

Si se vuelve a descomponer cada tramo de la **figura 31** en vigas más simples sobre las cuales actúa una única carga, puede obtenerse fácilmente el giro en los apoyos B_1 y B_2 ayudándose de las vigas más comunes ya resueltas en [8]. Sin embargo hay que poner especial cuidado al utilizar el criterio de signos. La **figura 32** recoge los movimientos de vigas de un solo tramo más comunes.

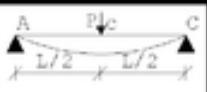

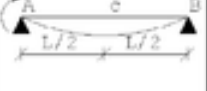
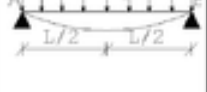
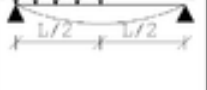

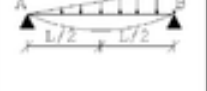

<i>Vigas biapoyadas</i>			
Θ_A		Θ_B	δ_C
$\Theta_A = \frac{Pl^2}{16EI}$		$\Theta_B = \frac{Pl^2}{16EI}$	$\delta_C^c = \frac{Pl^3}{48EI}$
$\Theta_A = \frac{Pab}{6EIL} * (L+b)$		$\Theta_B = \frac{Pab}{6EIL} * (L+a)$	
$\Theta_A = \frac{ML}{3EI}$		$\Theta_B = \frac{ML}{6EI}$	$\delta_C^c = \frac{ML^2}{16EI}$
$\Theta_A = \frac{qL^3}{24EI}$		$\Theta_B = \frac{qL^3}{24EI}$	$\delta_C^c = \frac{5qL^4}{384EI}$
$\Theta_A = \frac{9qL^3}{384EI}$		$\Theta_B = \frac{9qL^3}{384EI}$	$\delta_C^c = \frac{5qL^4}{768EI}$
$\Theta_A = \frac{a^2 q}{24EI} (2L - a)^2$		$\Theta_B = \frac{(a^2 q)}{24EI} (2L^2 - a^2)$	
$\Theta_A = \frac{7qL^3}{360EI}$		$\Theta_B = \frac{8qL^3}{360EI}$	
$\Theta_A = \frac{5qL^3}{192EI}$		$\Theta_B = \frac{5qL^3}{192EI}$	$\delta_C^c = \frac{qL^4}{120EI}$

Fig32. Movimientos en vigas de un solo tramo más comunes

Así pues, el giro en B_1 y B_2 va a calcularse por superposición de estructuras simples (ver figura 33).

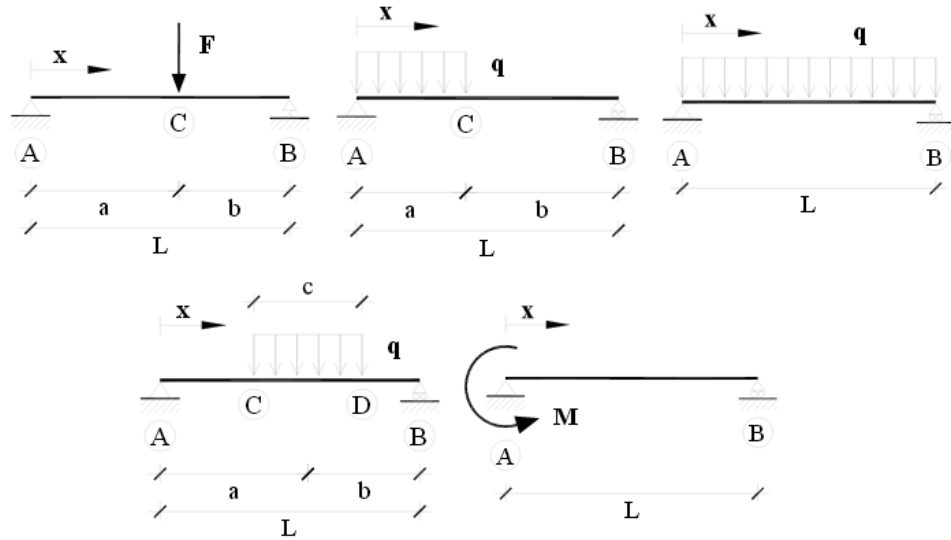


Fig33. Vigas comunes y dimensiones utilizadas

Todo el desglose del cálculo aparece de forma parametrizada a continuación:

$$\vec{\theta}_{B1} = \vec{\theta}_{B2}$$

$$\begin{aligned} &-\frac{F_5 ab}{6EI} (L + a) - \frac{F_5 a'b'}{6EI} (L + a') - \frac{F_1 a''^2}{12EI} \left(1 - \frac{a''^2}{2L^2}\right) L - \frac{F_1 a'''^2}{12EI} \left(1 - \frac{a'''^2}{2L^2}\right) L - \\ &\frac{F_2 a^{iv} b^{iv} c}{6EI} \left(L + a^{iv} - \frac{c^2}{4b^{iv}}\right) + \frac{2M_B L}{3EI} = \frac{F_1 L'^3}{24EI} + \frac{F_3 a^v b^v c'}{6EIL'} \left(b^v + L' - \frac{c'^2}{4a^v}\right) + \\ &\frac{F_4 a^v b^v}{6EIL'} (L' + b^v) - \frac{2M_B L'}{3EI} \end{aligned}$$

Ahora ha de despejarse M_B , que es la incógnita del problema:

$$\begin{aligned} M_B = \frac{1}{2(L+L')} &\left[\frac{F_5 ab(L+a)}{L} + \frac{F_5 a'b'(L+a')}{L} + \frac{F_1 a''^2 L}{2} \left(1 - \frac{a''^2}{2L^2}\right) + \frac{F_1 a'''^2 L}{2} \left(1 - \frac{a'''^2}{2L^2}\right) + \right. \\ &F_2 a^{iv} b^{iv} c L + a^{iv} - c^2 4 b^{iv} + F_1 L'^3 4 + F_3 a^v b^v c' L' L' + b^v - c'^2 4 a^v + F_4 a^v b^v L' L' \\ &\left. + b^v \right] \end{aligned}$$

La **tabla 7** proporciona datos para poder calcular los valores que conciernen a este problema en concreto.

Tabla 7. Datos del problema						
a= 0,142 m	a'= 0,4275 m	a''= 0,205 m	a'''= 0,360 m	a ^{iv} = 0,3165 m	a ^v = 0,2741 m	c= 0,155 m
b= 0,4015 m	b'= 0'116 m	b''= 0,3385	b'''= 0,1835 m	b ^{iv} = 0,2275 m	b ^v = 0,3219 m	c'= 0,350 m
F ₁ = 53 N/m	F ₂ = 651 N/m	F ₃ = 1009 N/m	F ₄ = 1226 N	F ₅ = 83,5 N	L= 0,5435 m	L'= 0,594 m

Luego:

$$M_B = 104,76 \text{ N.m}$$

Una vez determinado el valor del momento hiperestático, el problema está resuelto y solo resta obtener las reacciones en los apoyos y el diagrama de flectores y cortantes para conocer la sección crítica de la pieza. Las reacciones en los apoyos se obtienen también por superposición de las estructuras simples utilizadas en la **figura 33**:

$$R_A = \frac{F_5 b}{L} + \frac{F_5 b'}{L} + \frac{F_1 a''}{L} \left(b'' + \frac{a''}{2} \right) + \frac{F_1 a'''}{L} \left(b''' + \frac{a'''}{2} \right) + \frac{F_2 b^{iv} c}{L} - \frac{M_B}{L}$$

$$R_B = \frac{F_5 a}{L} + \frac{F_5 a'}{L} + \frac{F_1 a''^2}{2L} + \frac{F_1 a'''^2}{2L} + \frac{F_2 a^{iv} c}{L} + \frac{M_B}{L} + \frac{F_1 L'}{2} + \frac{F_3 b^v c'}{L'} + \frac{F_4 b^v}{L'} + \frac{M_B}{L'}$$

$$R_C = \frac{F_1 L'}{2} + \frac{F_3 a^v c'}{L'} + \frac{F_4 a^v}{L'} - \frac{M_B}{L'}$$

Si se sustituyen por los datos recogidos en la tabla 7, las reacciones de los apoyos A, B y C resultan:

$$R_A = -49,5 \text{ N} \quad R_B = 1395,2 \text{ N} \quad R_C = 568,1 \text{ N}$$

Al calcular las reacciones en los apoyos se observa que el rodamiento B (apoyo central) es el más cargado, tal y como cabía esperar. Se va a utilizar la reacción en B como carga radial más desfavorable a la hora de dimensionar los rodamientos que se utilizarán en el banco (**ver sección 6.2**).

Para finalizar, los diagramas de esfuerzos cortantes, flectores y torsores se muestran en la **figura 34** para así conocer la sección crítica del árbol de transmisión, ya que será ahí donde se realicen los diferentes análisis de resistencia de materiales propuestos.

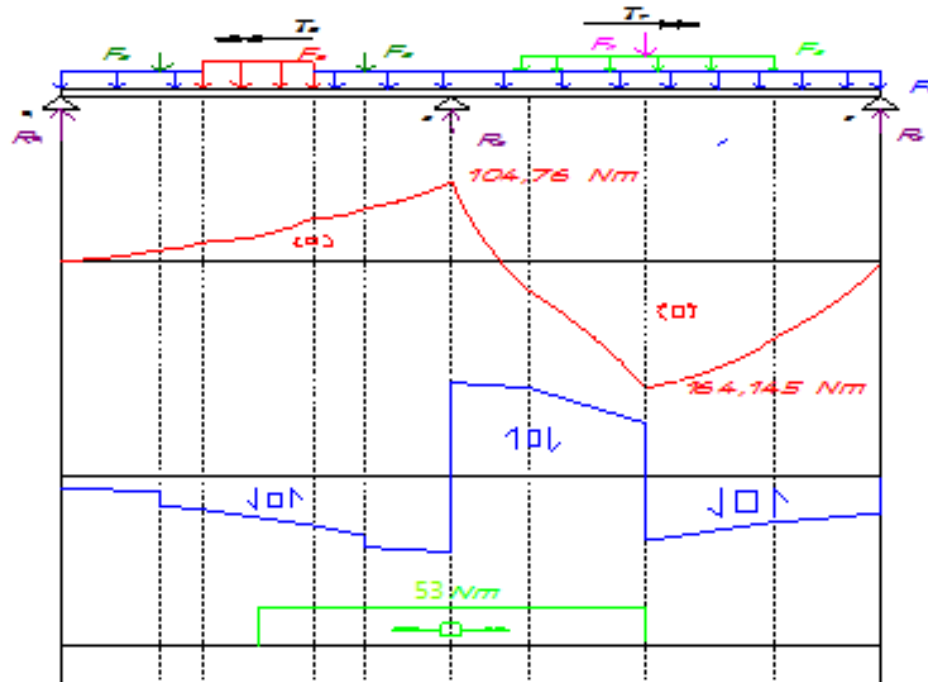


Fig34. Diagrama de esfuerzos del conjunto motriz

Tal y como cabía esperar, la sección que soporta mayor esfuerzo flector coincide con el punto de apoyo del vehículo sometido a prueba, el cual se encuentra aproximadamente en la mitad de la longitud de rodillo de inercia. Como se ha considerado todo el árbol de transmisión como una viga de sección constante, este punto va a coincidir con la sección crítica de la pieza, es decir, aquella más susceptible al fallo y por lo tanto el punto donde va a ser necesario realizar el análisis bajo cargas estáticas y dinámicas (ver figura 34). En dicha sección el momento flector alcanza el siguiente valor máximo:

$$M_{f \max} = 164,145 \text{ N.m}$$

En el diagrama de esfuerzos cortantes puede observarse como la mayor discontinuidad se presenta en el apoyo B (ver figura 34). No obstante, dado que el esfuerzo flector y el cortante se encuentran estrechamente relacionados, los efectos del cortante suelen despreciarse frente a los del flector en resistencia de materiales. Por lo tanto, no se considerará a la hora de elegir la sección crítica de la pieza. Sin embargo, al coincidir este esfuerzo de corte máximo con la reacción del apoyo (rodamiento) central, se utilizará a la hora de dimensionar los cojinetes utilizados en el dinamómetro. El cortante máximo tiene un valor de:

$$Q_{\max} = R_2 = 1396,2 \text{ N}$$

Por último, aparece un esfuerzo torsor debido a las constantes operaciones de aceleración y frenado en el dinamómetro. El esfuerzo torsor toma un valor constante entre los puntos

de aceleración y frenada del banco y como coincide con la sección crítica de la pieza, se considerará en ésta a la hora de efectuar el análisis bajo cargas estáticas y dinámicas. Se ha estimado un valor máximo para el momento torsor de:

$$T_{\max} = 53 \text{ N.m}$$

6.4.3. Análisis bajo cargas estáticas

A la hora de realizar el análisis bajo cargas estáticas, va a comprobarse la resistencia de un material tras someterse a un sistema de cargas externo cuyo módulo, dirección, sentido y punto de aplicación no varía con el tiempo. Cuando se quiere implementar dicho análisis, lo primero que hay que hacer es diferenciar entre el tipo de material sometido al estudio. Existen diferentes teorías a aplicar dependiendo si un material es dúctil o frágil.

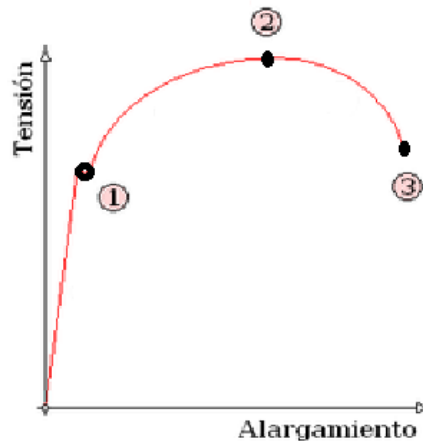


Fig35. Diagrama Tensión-Deformación de una material dúctil

Un material dúctil es aquel que presenta una zona de deformación plástica o permanente. El criterio de trabajo suele ser el **límite de fluencia o límite elástico (punto 1 en figura 35)** debido a que las deformaciones de carácter permanente hacen que el material pierdan las propiedades para los cuales fue diseñado y por lo tanto no son deseables. Una característica de los materiales dúctiles es que su **resistencia a la rotura (punto 3 en figura 35)** es similar a la **resistencia a tracción (punto 2 en figura 35)** y compresión.

Un material frágil es aquel que apenas presenta zona de deformación plástica, por lo que el límite elástico o de fluencia prácticamente se iguala a la resistencia a rotura del material. Normalmente el criterio de trabajo es la resistencia última o de rotura del material. En los materiales frágiles la resistencia a compresión suele ser mucho mayor que la resistencia a tracción y la resistencia a cortadura prácticamente se iguala con la de tracción.

Puesto que el acero es un material dúctil, han de utilizarse las teorías o criterios de plastificación destinados a tal efecto. Existen varios de ellos, entre los cuales destacan la **Teoría del Esfuerzo Normal Máximo**, la Teoría del esfuerzo cortante máximo (**Criterio de Tresca**) y la Teoría de la Energía de Distorsión (**Criterio de Von-Misses**).

A pesar de todo, estas teorías comparan las resistencias del material vistas en la **figura 35** con las tensiones a las cuales está sometida la pieza. De esta forma, antes de entrar en materia, han de calcularse las tensiones debidas a los esfuerzos que soporta el árbol de transmisión del dinamómetro:

- **Tensiones debidas al esfuerzo flector.** El momento flector origina tensiones normales (σ) en el eje de simetría axial de la pieza. La tensión normal en un problema de flexión pura puede determinarse con la ecuación de Navier:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}R}{I_x}$$

Donde:

- M_{max} , es el momento flector máximo de la sección crítica de la pieza. Vale **164,145 Nm (ver figura 34)**.
- R , es el radio de árbol de transmisión y tiene un valor de **0,035 m**.
- I_x , es el momento de inercia en dirección axial del árbol de transmisión. Este valor lo proporciona el software Solid Edge automáticamente y vale **4,61. 10⁻⁷ m⁴**.

Luego:

$$\sigma_{max} = \frac{164,145 \text{ Nm } 0,035 \text{ m}}{4,61 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4} = \mathbf{12,462 \text{ MPa}}$$

- **Tensiones debidas al momento torsor.** El momento torsor produce tensiones tangenciales (τ) en el plano perpendicular al eje de simetría axial de la pieza. La tensión tangencial en un árbol hueco de espesor delgado ($e < \frac{R}{10}$) se simplifica con la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{M_{Tmax}}{2\pi R^2 e}$$

Donde:

- M_{Tmax} es el momento torsor máximo en la sección crítica de la pieza y vale **53Nm** (ver figura 34)
- e , es el espesor del árbol de transmisión y tiene un valor de **0,003 m**.

Luego:

$$\tau_{max} = \frac{53 Nm}{2\pi(0,035 m)^2 0,003 m} = \mathbf{2,295 MPa}$$

Una vez que se han obtenido las tensiones a las que va a estar sometido el material, se procede a aplicar alguno de los criterios de plastificación mencionados anteriormente. Dentro de los criterios mencionados, la **teoría de Von-Misses** es la más restrictiva y por tanto aquella que va a utilizarse en este caso.

La teoría de la energía de distorsión o de Von-Misses nace de la observación de materiales dúctiles sometidos a esfuerzos hidrostáticos. Estos materiales presentaban resistencias de fluencia superiores a las obtenidas mediante el ensayo de tracción simple e indica que el fallo aparece cuando la energía de distorsión de una pieza se iguala con la energía de distorsión de dicho ensayo. Aunque la definición pueda parecer bastante complicada, la teoría puede resumirse en una sencilla ecuación. El fallo de la pieza se producirá cuando se cumpla la siguiente condición:

$$S_y \leq \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2}$$

Donde:

- S_y , es la resistencia a fluencia o límite elástico del material, y alcanza un valor de **265 MPa** (ver tabla 6).

Luego:

$$\sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} = \sqrt{(12,462 MPa)^2 + 3(2,295 MPa)^2} = \mathbf{13,081 MPa} < S_y$$

Por lo tanto, puede asegurarse la resistencia del árbol de transmisión del dinamómetro bajo cargas estáticas con un coeficiente de seguridad (n):

$$n = \frac{S_y}{13,081 MPa} = \mathbf{20,26}$$

6.4.4. Análisis bajo cargas dinámicas (Fatiga)

Para realizar el análisis bajo cargas dinámicas del árbol de transmisión del dinamómetro no se dispone de curvas de fatiga del material, por lo que va a utilizarse un criterio analítico denominado **Criterio de Goodman [9]**:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

Donde:

- **N**, es el número de ciclos hasta rotura.
- **S_f**, es la resistencia a fatiga del material, expresada en [**MPa**].
- **S_{ut}**, es la resistencia a rotura del material, formulada [**MPa**].
- **σ_a** y **σ_m**, son las tensiones alternantes y media a las cuales está sometida la pieza, medidas en [**MPa**].

Este criterio compara las cargas dinámicas a las que está sometida la pieza (tensión alternante y media) con la resistencia a la rotura y a la fatiga del material para obtener el número de ciclos a los cuales se producirá el fallo catastrófico de la pieza. Algunos materiales como el acero poseen un valor de resistencia por debajo del cual la duración de la pieza bajo cargas dinámicas es infinita. Este valor se denomina **límite de fatiga (Se)**.

Teniendo en cuenta siempre la operación segura del dinamómetro, en este PFC se busca una duración infinita de la pieza. Por este motivo, el análisis va a centrarse en obtener el coeficiente de seguridad bajo estas premisas para verificar si la duración del árbol de transmisión del banco es infinita. Cuando se pretende realizar dicha labor, el criterio de Goodman puede ser modificado de la forma siguiente **[7]**:

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

Donde:

- **n**, es el coeficiente de seguridad y es un valor adimensional.
- **S_e**, es límite de fatiga corregido, expresado en [**MPa**].
- **S_{ut}**, es la resistencia a rotura del material, formulada [**MPa**].
- **σ_a** y **σ_m**, son las tensiones alternantes y media a las cuales está sometida la pieza, medidas en [**MPa**].

Va a comenzarse el análisis obteniendo el **límite de fatiga corregido** de la pieza. Sin embargo para empezar, ha de hallarse el **límite de fatiga sin corregir (Se')** de la pieza. Para aceros colados (no trabajados) con una resistencia a la rotura inferior a 600 MPa, el límite de fatiga puede obtenerse con la siguiente estimación:

$$S'_e = 0,45 S_{ut} = 0,45 \cdot 410 \text{ MPa} = \mathbf{184,5 \text{ MPa}}$$

Ahora bien, el límite de fatiga depende de múltiples factores relacionados con las condiciones de operación de la pieza, como por ejemplo, el acabado superficial, el tamaño de la pieza, la existencia de puntos de concentración de tensiones, corrosión, temperatura, anisotropía, etc. Para tener en cuenta estos factores, se utiliza el límite de fatiga corregido (S_e), el cual se obtiene multiplicando el límite de fatiga sin corregir por una serie de factores modificativos del límite de fatiga que disminuyen su valor. Estos factores se denominan **Coefficientes de Marin** y la ecuación que los relaciona es la **Ecuación de Marin** [7]:

$$S_e = S'_e \prod_{i=a}^f k_i$$

A continuación van a calcularse los diferentes coeficientes Marin que influyen en el problema del cual se ocupa este proyecto:

- **Factor de acabado superficial k_a .** Cuanto peor es el acabado superficial de un componente, menos es su límite de fatiga. Esta reducción va a ser mayor cuanto mayor sea la resistencia última del material:

$$k_a = a S_{ut}^b = 4,51 \cdot 410^{-0,265} = 0,916$$

Donde:

- a y b dependen del tipo de acabado superficial de la pieza y se obtienen de tablas que aparecen en [9]. Para acero conformado en frío alcanzan los valores arriba expuestos.

- **Factor de tamaño k_b .** Cuanto mayor es el diámetro de un eje o árbol, menor es su límite de fatiga. Para componentes sometidos a flexión y torsión y diámetros comprendidos entre 52 y 250 mm:

$$k_b = 1,189 \cdot D^{-0,997} = 1,189 \cdot 70^{-0,997} = 0,787$$

- **Factor de confiabilidad k_c .** Procede de un estudio estadístico. La reducción en el límite de fatiga será menor cuanto menor sea la probabilidad de fallo que se quiera obtener. Para un intervalo de confianza de 0,99 (99%) dicho factor vale:

$$k_c = 0,814$$

- **Factor de temperatura k_d .** La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales. Para representar este efecto y bajo condiciones de temperatura menores de 450 °C:

$$k_d = 1$$

- **Factor de concentración de tensiones k_e .** No existen puntos de concentración de tensiones en la sección crítica de la pieza.
- **Factor de efectos diversos k_f .** Tiene en cuenta eventos como la corrosión, recubrimientos, aprietes, anisotropía, etc. Tampoco va a considerarse este factor en el estudio.

Una vez obtenidos todos los coeficientes de Marin, se obtiene el límite de fatiga corregido:

$$S_e = S'_e \cdot k_a k_b k_c k_d = 184,5 \text{ MPa} (0,916 \cdot 0,787 \cdot 0,814 \cdot 1) = \mathbf{108,266 \text{ MPa}}$$

Para terminar, antes de aplicar el criterio de Goodman, ha de calcularse la tensión alternante y media. Las cargas variables en el tiempo se descomponen en estos dos tipos de tensiones diferentes que sirven para representar su efecto en la fatiga del material y se obtienen con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{12,462 \text{ MPa} - (-12,462 \text{ MPa})}{2} = \mathbf{12,462 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{12,462 \text{ MPa} + (-12,462 \text{ MPa})}{2} = \mathbf{0 \text{ MPa}}$$

Sin embargo, estas fórmulas solo tienen en cuenta las tensiones normales. Para tener en cuenta el efecto de las tensiones tangenciales, se utiliza la tensión alternante y media equivalente. Según la teoría de Von-Mises [7] estos valores son:

$$\sigma_{a\ eq} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau^2} = 13,081\ MPa$$

$$\sigma_{m\ eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau^2} = 3,975\ MPa$$

Por último, se concluye el análisis calculando el coeficiente de seguridad, despejando “n” en el criterio de Goodman modificado para vida infinita:

$$n = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{13,081\ MPa}{108,266\ MPa} + \frac{3,975\ MPa}{410\ MPa}\right)} = 7,66$$

En resumen, puede asegurarse una vida infinita a fatiga del árbol de transmisión del dinamómetro con una confiabilidad del 99% y un coeficiente de seguridad suficientemente alto de 7,66.

6.4.5. Análisis modal de vibraciones

Para finalizar el capítulo, es necesario realizar un análisis modal de vibraciones que asegure la fiabilidad de los datos y que prevenga de situaciones resonantes que puedan acarrear roturas mecánicas.

Sin embargo, un estudio vibratorio completo requiere un complejo desarrollo matemático con ecuaciones diferenciales y varios grados de libertad. No obstante, las limitaciones del dinamómetro en cuanto a potencia y cilindrada permiten simplificar este problema.

Los problemas de fiabilidad en los datos obtenidos durante la realización del test frecuentemente se acentúan cuando la inercia del dinamómetro excede por más del doble a la inercia del motor y de la cadena cinemática del vehículo. Esta situación aparece cuando se somete a prueba a un motor mucho más pequeño que la máxima capacidad del dinamómetro [1].

Además, en [1] se propone como norma general, evitar hacer funcionar al motor a velocidades de entre 0,8 y 1,2 la velocidad crítica de éste. La velocidad crítica de un equipo rotativo es aquella en la cual se genera una frecuencia que en su magnitud es igual a la frecuencia natural del equipo. En esta condición, se dice que el equipo entra en régimen destructivo o en resonancia. Esta situación resulta muy perjudicial y peligrosa, ya que con fuerzas aplicadas relativamente pequeñas, pueden alcanzarse amplitudes muy grandes. La velocidad crítica de un motor de 4 tiempos puede aproximarse mediante la siguiente ecuación [1]:

$$n_c = \frac{30}{2\pi} \sqrt{\frac{K(I_m + I_d)}{I_m I_d}}$$

Donde:

- n_c , es la velocidad crítica del motor, medida en [**rpm**].
- K , es la rigidez elástica de los componentes rotativos del dinamómetro, medida en [**N/m**].
- I_m , es el momento de inercia de giro de los elementos móviles del vehículo, expresado en [**kg.m²**].
- I_d , es el momento de inercia de giro de los elementos móviles del dinamómetro, expresado en [**kg.m²**].

Así pues, va a ser necesario calcular el momento de inercia del conjunto motriz del banco y del motor y transmisión del vehículo. Lo primero resulta relativamente fácil, pues se dispone de geometrías y de masas de todos los componentes. Sin embargo, calcular la inercia de giro del motor y de su cadena cinemática va a ser mucho más complicado y será necesaria realizar alguna estimación, pues no se dispone de información al respecto.

Dado que todos los componentes del conjunto motriz del **dinamómetro** se encuentran montados coaxialmente, el momento de inercia total será directamente la suma de los momentos de inercia de cada pieza (respecto a su eje de simetría axial) sin recurrir al teorema de Steiner:

$$I_d = I_{rodillo} + I_{árbol\ ppal} + I_{árbol\ sec} + I_{rotor} + I_{estator\ y\ carcasa}$$

Dichos momentos de inercia pueden obtenerse mediante sencillas fórmulas, pero aprovechando el trabajo realizado con el software de CAD Solid Edge, va a utilizarse el programa para obtener estos valores. No se deben confundir estos momentos de inercia con los utilizados en los análisis anteriores. Los momentos de inercia anteriores son aquellos que produce un área que rota con respecto al eje de simetría axial. Estos momentos de inercia (a veces conocidos simplemente como inercia) son aquellos que produce una masa que rota con respecto a su eje de simetría axial y por ello tienen unidades diferentes (kg.m^2 y no m^4). La inercia de los rodamientos va a despreciarse por resultar insignificante con respecto al resto de los componentes. En la **tabla 8** se recogen los momentos de inercia de todos los componentes diseñados en este proyecto.

Tabla 8. Momentos de inercia de masas rotativas del banco				
Rotor	Estator y carcasa	Rodillo	Árbol ppal.	Árbol sec.
0,0557 kg.m ²	0,1186 kg.m ²	0,2806 kg.m ²	0,0051 kg.m ²	0,0014 kg.m ²

Luego:

$$I_d = (0,0557 + 0,1186 + 0,2806 + 0,0051 + 0,0014) \text{ kg.m}^2 = \mathbf{0,4614 \text{ kg.m}^2}$$

Estimar la inercia de los componentes rotacionales de un **vehículo** resulta una tarea complicada, pues los fabricantes rara vez proporcionan tales datos. La estimación habría de realizarse en tal caso sumando las inercias de los diferentes componentes rotacionales de un vehículo, esto es, pistones, bielas, manivelas, cigüeñal, volante motor, árboles de transmisión, llantas, neumáticos, discos o tambores de freno e incluso las tuercas de seguridad de las ruedas y no siempre es posible conocer datos de dimensiones y masas de estos elementos.

Puesto que la prueba del prototipo de la Shell-Eco es el objetivo principal de este banco de potencia, van a utilizarse las características de éste como criterio en el análisis. Efectivamente, el problema vibratorio se acentúa cuanto mayor sea la diferencia de inercias entre el vehículo y el dinamómetro. Los vehículos más potentes y pesados, en este caso las motocicletas de 125 cm³, no van a adolecer tantos inconvenientes.

En [15], se han encontrado datos fiables de momentos de inercia de masas de otros vehículos similares de la carrera:

- La inercia del motor Honda GX-25 es conocida y vale **0,09 kg.m²**.
- La inercia de una rueda de bicicleta BMX también es proporcionada y vale **0,05026 kg.m²**.

Resta estimar la inercia de la transmisión del prototipo, incluidas la caja de cambios, volante de inercia, acoplamiento, etc. Suponiendo una relación de transmisión final de 10:1. En [10] se recomienda estimar dicha inercia con una fórmula experimental:

$$I_{transmisión} = 0,0025 \cdot \left(\frac{10}{1}\right)^2 = \mathbf{0,25 \text{ kg.m}^2}$$

Por tanto, la inercia de los componentes rotacionales del prototipo puede suponerse como una suma de estos tres valores, es decir:

$$I_m = (0,09 + 0,05026 + 0,25) \text{ kg.m}^2 = \mathbf{0,39026 \text{ kg.m}^2}$$

Si bien se trata de una estimación, puede extraerse como conclusión que el momento de inercia de masas de los componentes rotativos del dinamómetro no excede por más del doble de los del vehículo. De esta forma, **no van a encontrarse grandes problemas en cuanto a la fiabilidad de los datos debido a las vibraciones durante el test.**

Por último, va a procederse a continuación a calcular la velocidad crítica del motor. Falta únicamente conocer la rigidez elástica rotacional (**K**) de la cadena cinemática del dinamómetro. El conjunto está fabricado eminentemente en acero, para el cual su modulo de elasticidad a torsión es **G = 80 GPa**. Entonces, para un árbol hueco sometido a torsión, su rigidez elástica rotacional es:

$$K = \frac{G(D^4 - d^4)}{32L} = \frac{80 \cdot 10^9 \text{ Pa} (0,070^4 - 0,064^4)m^4}{32 \cdot 1,137 \text{ m}} = 15903,22 \text{ Nm/rad}$$

Luego:

$$n_c = \frac{30}{2\pi} \sqrt{\frac{15903,22 \cdot (0,39026 + 0,4614)}{0,39026 \cdot 0,4714}} = 1295,5 \text{ rpm}$$

En conclusión, para evitar problemas de resonancia, ha de evitarse abusar del uso del dinamómetro en modo estacionario para unas revoluciones del motor del prototipo comprendidas entre:

$$1000 \text{ rpm} \simeq 0,8n_c < \text{regimen de giro peligroso} < 1,2n_c \simeq 1500 \text{ rpm}$$

El régimen de giro peligroso puede disminuirse instalando dispositivos amortiguadores en los acoplamientos del árbol de transmisión, pero escapa al alcance de este PFC.

6.5. El freno del dinamómetro

El freno de un dinamómetro es el componente que permite contrarrestar el movimiento del vehículo para así poder extraer lecturas de potencia y par y por lo tanto caracterizar el motor de dicho vehículo.

Sin embargo es muy importante decir que este PFC se centra en el diseño mecánico preliminar del banco y la caracterización y descripción de dicho freno corren a cargo de otro proyecto, el cual será realizado por otro miembro integrante de la Escudería UC3M.

Tal es así, que este capítulo se escribe con el ánimo de ofrecer una visión general del freno del banco y dar unas pautas constructivas para facilitar trabajos posteriores en el dinamómetro.



Fig36. Freno de corrientes de Foucault comercial

El freno de este dinamómetro es un freno de Foucault (**ver figura 35**). Este freno se basa en el principio de corrientes parásitas y su principio de funcionamiento está extensamente explicado en la **sección 4.1**. A modo de resumen, este freno consta de dos partes bien diferenciadas: el rotor y el estator. Ambas piezas se encuentran montadas coaxialmente, pero se permite el giro relativo entre ambas.

El rotor está construido de material conductor (típicamente acero) y se encuentra acoplado directamente al árbol de transmisión del dinamómetro.

El estator consta de un anillo inductor que cuando se energiza, establece un campo magnético en el estator y en el rotor. Como el movimiento del rotor varía continuamente la densidad de flujo magnético en el estator, se crean en esta pieza unas corrientes con forma de torbellino, denominadas parásitas o de Foucault, que reaccionan con los campos magnéticos del rotor oponiéndose al movimiento de este y efectuándose el proceso de frenado. El par de frenado es proporcional al campo magnético desarrollado por el anillo inductor y por lo tanto se controla con la excitación de éste, es decir, con la intensidad de corriente con la que se alimentan las bobinas del estator. Si se mantiene constante la corriente que alimenta las bobinas inductoras del estator, la fuerza de frenado también será mayor cuanto mayor sea la velocidad de giro del rotor, es decir, el par de frenado también es proporcional a la velocidad de giro del rotor.

Este proceso de frenado se efectúa sin contacto directo entre las partes descritas por lo que no hay desgaste de ningún componente, como sí ocurre en los frenos de fricción. Sin embargo, como en todo proceso de frenado, la energía se transforma en calor no deseado que ha de ser disipado utilizando un sistema de refrigeración adecuado, ya sea por aire o por agua.

La medición del par desarrollado por el vehículo, que es lo que realmente interesa de este proceso de frenado, puede realizarse de múltiples formas, pero quizás la más sencilla y efectiva sea utilizar el método del brazo de par. Este método consiste en utilizar un estator

con una carcasa externa, que se apoya sobre rodamientos en el árbol de transmisión del dinamómetro, en lugar de un estator fijo. De esta forma, va a permitirse el giro relativo entre el rotor y el estator, por lo que el frenado del rotor (y por tanto del vehículo) va a ocasionar una reacción igual y de sentido contrario en el estator y en definitiva un movimiento en sentido contrario de esta pieza. Si se coloca convenientemente un brazo de palanca en dirección radial del estator, alineado con la línea horizontal que pasa por su centro y se limita su movimiento mediante una célula de carga conectada al brazo de palanca, va a poderse fácilmente determinar el par desarrollado por el vehículo según la siguiente ecuación:

$$M = F \cdot l$$

Donde:

- **M**, es el par de frenado, expresado en [**N.m**].
- **F**, es la fuerza registrada en la celda de carga, obtenida en [**N**].
- **l**, es la longitud del brazo de par medido desde el centro del dinamómetro, expresado en [**m**].

Con la ayuda de un encoder que mida velocidades angulares, puede obtenerse la potencia al freno desarrollada por el vehículo sometido a prueba con la siguiente ecuación:

$$P = M \cdot \omega$$

Donde:

- **P**, es la potencia del vehículo, expresada en vatios [**W**].
- **M**, es la medida del par de frenado ejercido por el freno de corrientes de Foucault [**N.m**].
- **ω** , es la velocidad angular de las ruedas motrices del vehículo, medida en hertzios [**s⁻¹**].

Este tipo de freno posee hoy día numerosas aplicaciones, sobre todo como equipo auxiliar de frenado (retardador) para vehículos pesados, como por ejemplo camiones o material móvil ferroviario. Al ser un componente de alta aplicación práctica, existen en el mercado multitud de modelos comerciales y diseños distintos indicados para diferentes gamas de potencia, refrigerados por aire o por agua. También se hallan algunos con reducidas dimensiones pensados para su aplicación en este tipo de equipos de medición. Algunos de ellos incluso se encuentran dimensionados para probar vehículos de hasta 20 kW de potencia, por lo que su elección a la hora de construir el dinamómetro es obvia. Para su adquisición, puede contactarse con cualquier compañía especializada en la fabricación de bancos de potencia. En este proyecto se ha diseñado un freno genérico con el software de

CAD Solid Edge para este rango de potencias. El equipo completo se divide en tres partes diferentes que van a pasar a ser descritas en las siguientes secciones.

6.5.1. El rotor del freno de corrientes de Foucault

El rotor del freno es una pieza sólida de acero con dos caras entre las cuales se alojará posteriormente el estator. Ambas superficies se encuentran convenientemente aleteadas en su cara externa para poder disipar el calor más fácilmente mediante ventilación forzada. En estas dos superficies también se encuentran dos cubos iguales para poder realizar el acoplamiento con los dos semiárboles de transmisión. El acoplamiento es rígido atornillado de tipo cubo-eje. La pieza posee una acanaladura radial en su centro para asegurar la holgura con el estator y prevenir su contacto.

A continuación va a analizarse el acoplamiento para asegurar su integridad durante la operación del dinamómetro. Al tratarse de un acoplamiento rígido atornillado sometido a torsión principalmente, van a calcularse la resistencia a cortadura de los tornillos de dicho acoplamiento. En primer lugar se obtiene el esfuerzo cortante al cual está sometido cada tornillo con la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{tornillo}} = \frac{F_{\text{acoplamiento}}}{8 \text{ tornillos}} = \frac{T_{\text{max}}/d}{8} = \frac{53 \text{ Nm}}{0,0425\text{m} \cdot 8} = 155,88 \text{ N}$$

Donde:

- **d**, es la distancia desde el centro del cubo al centro del tornillo, expresada en **[m]**.

Este esfuerzo cortante ha de compararse con la resistencia del tornillo a cortadura, que se obtiene con la siguiente ecuación:

$$R_{\text{corte}} = \frac{0,5 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

- **f_{ub}**, es la resistencia última del acero del tornillo. Para tornillos convencionales de clase 5.6 vale **500 MPa**.
- **A_s**, es el área media de la sección transversal del tornillo. Puede tomarse $A_s = 0,78D_{\text{tornillo}}$. Para tornillos M10 es **7,8 mm²**.
- **γ_{M2}**, es el coeficiente de seguridad relacionado con la resistencia última del material. Puede tomarse un valor de **1,25**.

Luego:

$$R_{corte} = \frac{0,5 \cdot 500 \text{ MPa} \cdot 7,8 \text{ mm}^2}{1,25} = 1560 \text{ N} \gg Q_{tornillo}$$

Por lo tanto queda garantizada la integridad del acoplamiento durante la operación del equipo.

Las propiedades del rotor del freno se recogen en la **tabla 9**.

Tabla 9. Propiedades del Rotor	
<i>Material</i>	Acero dulce SAE 1020 de bajo contenido en carbono (0,2% C)
<i>Proceso de Fabricación</i>	Mecanizado
<i>Densidad</i>	7872 kg/m ³
<i>Peso aproximado</i>	10,3 kg aprox.
<i>Límite elástico</i>	205 MPa
<i>Tensión de rotura</i>	380 MPa
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0,29
<i>Dureza</i>	111 HB
<i>Conductividad térmica</i>	51,9 W/mK
<i>Conductividad eléctrica (20°C)</i>	6,1x10 ⁶ S/m
<i>Permeabilidad magnética máxima</i>	0,2 T
<i>Otras propiedades</i>	Ferromagnético, buena maquinabilidad. Muy buena soldabilidad. Acero de propósito general para múltiples aplicaciones.

6.5.2. El estator del freno de corrientes de Foucault

El estator del freno de corrientes de Foucault consta de un anillo con forma casi octogonal que contiene ocho electroimanes o bobinas inductoras dispuestas por todo su perímetro. La pieza es intercalada entre las dos caras del rotor dejando un pequeño hueco entre ambas para realizar el proceso de frenado. Posee un bornero en su parte superior que alimenta dichas bobinas. Los frenos de corrientes de Foucault comerciales indicados para probar vehículos con una potencia máxima de 20 kW suelen estar alimentados con 12 V_{DC} (corriente continua).

La caracterización de este componente no forma parte de este proyecto, pues correrá a cargo del PFC de otro miembro de la escudería UC3M. Esta sección tiene un mero interés descriptivo, y se incluye aquí para proporcionar una idea del conjunto de elementos que forman un dinamómetro con un freno de corrientes de Foucault.

6.5.3. La carcasa del estator del freno

La carcasa del freno del dinamómetro cumple la función de permitir un cierto giro del estator durante el proceso de frenado para así poder obtener el par y la potencia del vehículo bajo test. Este pequeño giro va a estar controlado por un brazo de par que a su vez estará anclado a una célula de carga.

La carcasa del estator se encuentra soldada a éste por su parte exterior y está apoyada mediante cojinetes en ambos semiárboles de transmisión, de forma que se permita el giro sobre el eje de simetría axial del dinamómetro. El giro de esta pieza está limitado por la célula de carga del dinamómetro.

La pieza completa está construida en chapa de acero de 2 mm de espesor. Está plegada con forma octogonal con sus vértices redondeados, de tal forma que acople perfectamente con el anillo del estator. La chapa se encuentra perforada por toda su superficie para favorecer la ventilación del freno. Posee un anclaje e dirección radial para introducir y acoplar el brazo de par del dinamómetro.

Las tapas de la carcasa también están construidas en chapa de acero de 2 mm de espesor y se encuentran debidamente perforadas para favorecer la refrigeración. Cada tapa tiene un soporte cilíndrico para albergar un rodamiento que reduzca la fricción entre el eje y la carcasa. Ambas tapas pueden ir atornilladas con tornillos y tuercas M4 o bien remachadas a la carcasa principal.

Las propiedades de la carcasa se adjuntan en la **tabla 10**.

Tabla 10. Propiedades de la carcasa	
<i>Material</i>	Chapa de acero laminado en caliente de 2mm de espesor y calidad S275JR.
<i>Proceso de Fabricación</i>	Plegado y soldadura.
<i>Densidad</i>	7850 kg/m ³
<i>Peso aproximado</i>	6,5 kg aprox.
<i>Límite elástico</i>	275 MPa
<i>Resistencia a la Tracción</i>	450 MPa
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0,3
<i>Coefficiente de dilatación térmica</i>	0,000012 (°C) ⁻¹
<i>Otras propiedades</i>	Fácil conformado. Muy buena soldabilidad.

6.5.4. El brazo de par del freno

El brazo de palanca o de par del dinamómetro cumple la función de transmitir las reacciones y movimientos de la carcasa del freno de corrientes parásitas hasta una célula de carga anclada directamente al chasis del banco. Si se asegura la perfecta alineación del brazo de par con el centro del freno de corrientes de Foucault y se conoce esta distancia, va a poder determinarse el par y la potencia desarrollada por el vehículo según las siguientes ecuaciones:

$$M = F \cdot l$$

Donde:

- **M**, es el par desarrollado por el vehículo, expresado en **[N.m]**
- **F**, es la fuerza registrada en la celda de carga, obtenida en **[N]**
- **l**, es la distancia medida desde el centro del freno al extremo del brazo de par, alcanza un valor de **415 mm**.

A continuación va a obtenerse la fuerza máxima que ha de registrar la célula de carga para poder probar cualquier tipo de vehículo de los indicados en las especificaciones del banco. De esta manera podrá seleccionarse una célula comercial disponible en el mercado.

En primer lugar ha de estimarse el par de frenado máximo al cual va a estar sometido el dinamómetro. En la **sección 6.4.2** ya se estimó un valor máximo de **53 N.m**. Luego:

$$F_{max} = \frac{M_{max}}{l} = \frac{53 \text{ Nm}}{0,415 \text{ m}} = 127,71 \text{ N} \simeq 13 \text{ kg}$$

Se propone la adquisición de una **célula de carga de tipo tracción Siemens WL250 ST-S SA** para una carga máxima de 50 kg [19], aunque existen muchos otros proveedores y modelos disponibles en el mercado. Las características de dicha célula de carga se recogen en la **figura 37 (marcado con un rectángulo rojo)**.


Tipo	Por tracción		
Serie	© Siemens AG 2012	WL250 ST-S SA	
Ilustración			
Capacidad nominal E_{max}	50 ... 100 kg (110.23 ... 220.46 lb)	0,25 ... 2,5 t (0.25 ... 2.46 tn. L.)	5 ... 10 t (4.92 ... 9.84 tn. L.)
Homologación	<ul style="list-style-type: none"> • C3 según OIML R60 • ATEX 		
Valor de división mín. (V_{min})	$E_{max}/7\ 000$	$E_{max}/10\ 000$	$E_{max}/12\ 000$
Tensión de alimentación (U_{gr})	5 ... 12 V		
Sensibilidad nominal C_N	3 mV/V		
Grado de protección	IP67		
Componentes de montaje	-		

Fig37. Características de la célula de carga propuesta

Con la ayuda de un encoder que mida velocidades angulares, puede obtenerse la potencia al freno desarrollada por el vehículo sometido a prueba con la siguiente ecuación:

$$P = M \cdot \omega$$

Donde:

- P , es la potencia del vehículo, expresada en vatios [**W**].
- T , es la medida del par de frenado ejercido por el freno de corrientes de Foucault [**N.m**].
- ω , es la velocidad angular de las ruedas motrices del vehículo, medida en hertzios [s^{-1}].

Para medir velocidades angulares, existen en el mercado tacómetros, algunos digitales muy precisos con precios muy económicos, por lo que quizás no merezca la pena fabricar uno propio (ver figura 38).



Fig38. Tacómetro digital

Desde un punto de vista constructivo, el brazo de par se trata de una barra de acero cuadrada de sección hueca de 20x20 mm, espesor 2 mm y longitud 300 mm que puede aprovecharse de los cortes de las barras del subchasis del banco. Es recomendable soldar en uno de sus extremos alguna pieza sobre la que poder tensar un cable o enganchar una varilla que tire de la célula de carga. En este caso se ha optado por soldarle una pequeña polea fija. Las propiedades de los materiales son similares a las de las barras del subchasis del banco y se recogen en la **tabla 11**.

Tabla 11. Propiedades del brazo de par.	
<i>Construcción</i>	Tubo de acero cuadrado de sección hueca de 20x20 mm y 2 mm de espesor.
<i>Material</i>	Acero estructural no aleado, conformado en frío y de grano fino.
<i>Densidad lineal</i>	1,05 kg/m
<i>Área de la sección transversal</i>	1,34 cm ²
<i>Peso aproximado</i>	0,36 kg.
<i>Límite elástico</i>	265 N/mm ²
<i>Tensión de rotura</i>	410 N/mm ²
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0,3
<i>Coefficiente de dilatación térmica</i>	0,000012 (°C) ⁻¹
<i>Momento de inercia a flexión</i>	0,692 cm ⁴
<i>Acabado superficial</i>	Galvanizado en caliente o granallado y prepintado.
<i>Otras propiedades</i>	Excelente comportamiento a torsión, flexión y pandeo. Fácil de soldar. Protección anticorrosión.

6.5.5. Refrigeración del freno

Como en cualquier proceso de frenado, el frenado por corrientes parásitas o de Foucault genera calor que ha de disiparse adecuadamente para evitar dañar la instalación y producir dilataciones que alteren el funcionamiento del freno. En este tipo de dinamómetro, la potencia disipada por el freno es convertida en calor por medio del efecto Joule (**ver sección 4.1**) debido a las corrientes parásitas desarrolladas durante el proceso de frenado. Este calor, se va a acumular casi en su totalidad en las superficies cercanas a las bobinas en el estator y en la superficie externa del rotor.

En la refrigeración de dinamómetros se suele utilizar un sistema de refrigeración por agua que circula por todo el freno mientras se asegura el sellado de las bobinas y otras conexiones eléctricas.

Aunque el empleo del sistema de refrigeración por agua resulta muy efectivo, va a ser necesario construir un complejo de tuberías, depósitos, bombas e intercambiadores que van a añadir mucha complejidad y sobrepeso al banco de potencia. Por esta razón, cuando es posible, es mucho más sencillo emplear un sistema de refrigeración por aire.

Teniendo en cuenta las limitaciones en cuanto a potencia y cilindrada (hasta 125 cm³ y 15 kW) de los vehículos que se van a ensayar en el banco, va a ser viable la implementación de un sistema de ventilación forzada para refrigerar la instalación.

En este caso, diseñar este sistema de ventilación consiste en determinar el caudal de aire necesario para seleccionar un ventilador adecuado. Dada la proximidad del freno del dinamómetro con la pared lateral izquierda del banco, puede acoplarse directamente este ventilador a dicha pared del banco. Sin embargo, si no se selecciona otro ventilador que extraiga este aire caliente del interior del dinamómetro, el efecto de la impulsión puede ser contraproducente, ya que se va a favorecer la convección del calor y puede aumentarse la temperatura en el interior de la instalación.

Adicionalmente, va a ser necesario utilizar otro ventilador más para refrigerar correctamente el vehículo. Las altas revoluciones alcanzadas por el motor del vehículo durante la prueba y su permanencia en reposo pueden incurrir en un sobrecalentamiento del propulsor. Por esta razón, ha de seleccionarse un ventilador que reproduzca el efecto del aire a la velocidad máxima del vehículo (unos 120 km/h o 33,33 m/s en este caso). Este ventilador ha de montarse en posición frontal y precediendo al vehículo, de manera que se refrigere correctamente.

Para seleccionar el ventilador de impulsión, en primer lugar, se hace necesario obtener el gasto másico de aire necesario para refrigerar el freno de corrientes de Foucault, el cual se extrae con la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T}$$

Donde:

- **\dot{m}** , es el gasto másico de aire de refrigeración, expresado en **[Kg/s]**.
- **Q** , es la carga térmica disipada por la ventilación forzada, medida en **[KW]**. Obtener el valor real de potencia calorífica disipada por la ventilación es una tarea laboriosa en la que intervienen procesos de transferencia de calor, tales como la convección, la radiación y la conducción. Para simplificar el problema, e independientemente del motor del vehículo, en **[11]** se propone considerar para frenos de corrientes parásitas, el disipar una carga térmica por refrigeración de un 10% de la potencia máxima desarrollada por el vehículo. Para motocicletas de 125 cm³ y máximo 15 kW de potencia, el valor estimado será de **1,5 kW**.
- **C_p** , es el calor específico a presión constante. Para el aire, en condiciones del laboratorio o taller (25°C y 1 atm) puede tomarse un valor de **1,012 [KJ/Kg K]**.

- ΔT , es la diferencia de temperaturas que experimenta el aire en el proceso de refrigeración, expresada en [K]. en [11] se recomienda utilizar una diferencia de temperaturas en el aire de unos **10 K**.

Así pues, el gasto másico es:

$$\dot{m} = \frac{1,5 \text{ kW}}{1,012 \frac{\text{KJ}}{\text{kgK}} 10 \text{ K}} = 0,15 \text{ kg/s}$$

El caudal de aire necesario, se obtiene a partir del gasto másico por medio de la siguiente relación:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Donde:

- \dot{V} , es el flujo o caudal de aire de refrigeración, medido en [**m³/s**].
- ρ , es la densidad del aire. Para el aire a 25°C y 1 atm puede utilizarse un valor de **1,185 [Kg/m³]**.

Entonces, será necesario un ventilador que impulse aire con un caudal de:

$$\dot{V} = \frac{0,15 \text{ kg/s}}{1,185 \text{ kg/m}^3} = 0,13 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \simeq 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

Al seleccionar un ventilador, es posible decantarse por uno de tipo centrífugo (**ver figura 40**) o uno de tipo axial (**ver figura 39**). Los ventiladores centrífugos son más eficientes y consiguen presiones dinámicas superiores a los convencionales de tipo axial. No obstante, los ventiladores axiales son más económicos y además pueden acoplarse directamente en una pared.



Fig39. Ventilador axial



Fig40. Ventilador centrífugo

Se ha consultado un catálogo de proveedores y se propone el uso del ventilador axial **marcado en rojo en la figura 41**. En el catálogo aparece toda la información necesaria: caudales, dimensiones, rendimientos, etc. Ver **figura 41**.

Se encuentra comúnmente aceptado en casi todas las normativas y manuales de climatización, considerar el caudal para la extracción en **nº de renovaciones por hora**. Como su propio nombre indica, una renovación por hora es el caudal necesario para renovar el volumen de aire completo de un recinto en una hora.

En **[12]** se recomienda para este tipo de bancos de potencia utilizar **100 renovaciones/h** de aire a la hora de determinar el caudal de extracción.

A continuación, se procede a calcular el volumen que encierra el dinamómetro en su interior. Las dimensiones pueden extraerse del plano del bastidor del banco en el **Anexo A**:

$$V_{\text{dinamómetro}} = (625 \cdot 3300 \cdot 1100 + 625 \cdot 1100 \cdot 430) \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 = 2,564 \text{ m}^3$$

Como se han estimado necesarias imponer unas 100 renovaciones por hora, el caudal de aire de extracción necesario es de unos **250 m³/h**. Así pues, puede seleccionarse en el catálogo de la página anterior el modelo de **ventilador axial marcado en azul en la figura 41**. Este ventilador ha de montarse en la pared opuesta y a la misma altura del ventilador de impulsión para así favorecer el flujo cruzado de aire en el freno de corrientes de Foucault.

10 VENTILADOR HELICOIDAL DE PARED



Aplicaciones

- Montaje directo a pared
- Indicado para:
 - ventilación en general
 - aspiración
 - renovación de ambientes viciados

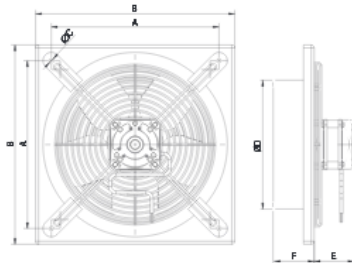
Características

- Marco soporte de chapa acero galvanizado recubierto de pintura epoxy
- Hélice de chapa aluminio
- Rejilla de protección según norma UNE-EN 294
- Motor asíncrono según norma protección IP42
- Tensión 230V 50 Hz
- Temperatura máxima del aire 50°C
- Revoluciones del motor: 1.300 r.p.m.



• Serie HPMF

Código	Modelo	W	Son. dB(A)	Caudal m ³ /h	€
VE 10 801	HPMF 200 M4	30	37	330	78,00
VE 10 802	HPMF 250 M4	56	42	700	88,40
VE 10 803	HPMF 300 M4	77	47	1250	101,92
VE 10 804	HPMF 350 M4	80	50	1680	121,68



Modelo	A	B	C	D	E	F
HPMF 200	224	265	8	210	68	36
HPMF 250	282	335	8	266	67	61
HPMF 300	338	402	8	311	79	80
HPMF 350	392,5	468	8	366	85,5	90

Curvas de rendimiento:

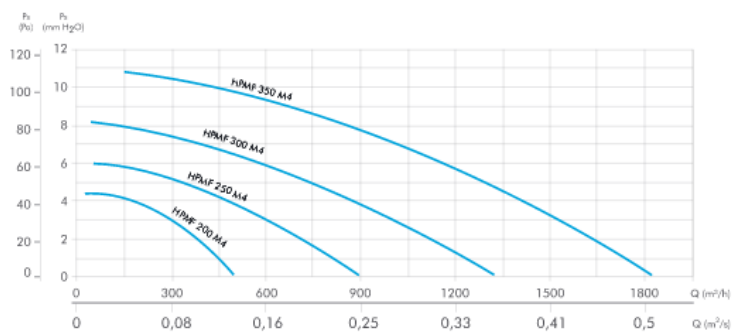


Fig41. Extracto del catálogo de fabricante de ventiladores axiales Mundofan

Para refrigerar el vehículo, debe tomarse el caudal de aire que incide en él cuando circula a velocidad máxima. Este caudal puede determinarse con la siguiente ecuación:

$$\dot{V} = v \cdot A_t$$

Donde:

- **v**, es la velocidad máxima del vehículo sometido a prueba. Pueden tomarse **120 km/h ó 33,33 m/s**.
- **A_t**, es el área transversal del vehículo bajo prueba. Va a estimarse el área transversal de una moto grande como un rectángulo de **1,5 x 0,5 m**.

Entonces:

$$\dot{V} = 33,33 \text{ m/s} \cdot 0,75 \text{ m}^2 = 25 \text{ m}^3/\text{s} = 90000 \text{ m}^3/\text{h}$$

En este caso, se impone la utilización de un ventilador industrial de media presión. Va a recurrirse al empleo de un ventilador centrífugo debido a que poseen dimensiones más contenidas y superior rendimiento a sus equivalentes axiales. Se propone el empleo del ventilador del catálogo de la página siguiente (**marcado en azul en figura 42**).



MZ

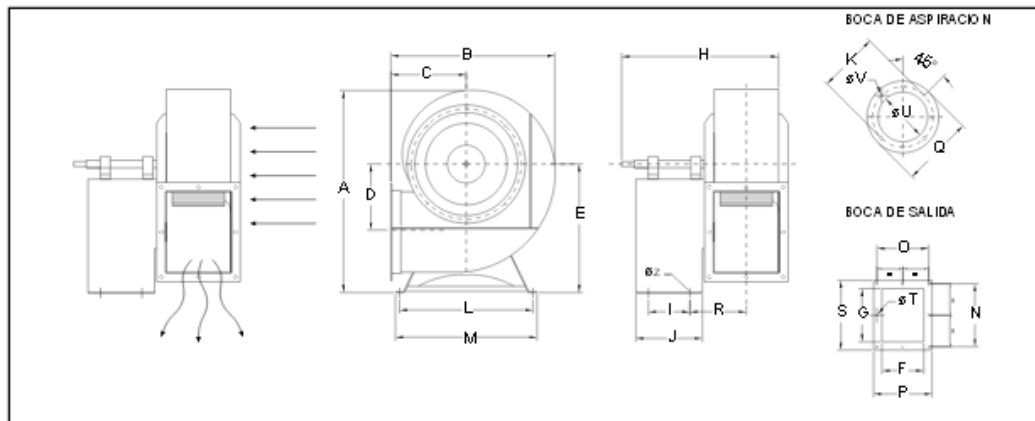
Ventiladores Centrífguos Mediana Presión

CARACTERÍSTICAS GENERALES

- Envoltorio en acero laminado al carbono.
- Turbina en chapa de acero galvanizado dinámicamente equilibrada.
- Accionamiento transmisión por poleas y correas trapecoidales (no suminiatadas).
- Eje transmisión sobre rodamientos a bolas autoalineables con engrase permanente.
- Protegidos mediante un recubrimiento de pintura polvo resina EPOXI anticorrosiva.
- Previa consulta y bajo demanda se pueden suministral con motor y montados sobre bancada.

DIMENSIONES DE ENVERGADURA (mm) / OVERALL DIMENSIONS (mm) / DIMENSIONS D'ENVERGURE (mm) / ABMESSUNGEN (mm)

Modelo	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	Z
MZ 22/9	445	386	181	120	280	140	216	490	190	270	256	319	344	256	180	204	280	112	282	9	180	9	10
MZ 25/10	493	425	197	138	310	165	250	520	190	270	282	363	388	290	205	220	306	155	314	9	203	9	13
MZ 28/11	545	471	216	155	340	180	300	540	190	290	320	395	420	340	220	244	348	172	364	9	228	9	13
MZ 31/12	640	528	246	182	406	198	319	580	190	250	355	447	472	360	240	274	382	171	395	11	257	11	13
MZ 35/14	712	584	267	243	451	234	280	620	250	310	394	489	514	318	266	300	422	184	356	11	289	11	13
MZ 40/16	763	649	300	273	499	250	320	750	300	385	438	555	580	370	300	336	464	192	406	11	325	11	13
MZ 45/18	904	728	326	305	553	280	360	810	300	390	489	607	632	404	328	356	515	207	436	11	365	11	13
MZ 63/25	1.238	1.000	439	427	746	400	504	910	300	350	678	841	866	546	441	486	710	283	590	17	516	11	13



SERIE TRIFÁSICA / TRIPLE PHASE / SÉRIE TRIPHASÉE / DREIPHASIG

Modelo	R.P.M. máx.	Potencia máx.	Caudal máx.	Temp. máx. aire	Peso
Model	R.P.M. max.	Max. Power	max. air flow	Max. air temp.	Weight
Modèle	R.P.M. max.	Puissance max.	Débit max.	Temp. max. de l'air	Poids
Model I	max. Geschw.	Höchstleistung	max. Volumenstrom	max. Temp. Fördern.	Gewicht
		CV	m³/h	°C	Kg
MZ 22/9	3.400	4	4.000	200	18
MZ 25/10	3.000	5,5	5.200	200	24
MZ 28/11	2.850	7,5	6.000	200	27
MZ 31/12	2.425	10	8.500	200	40
MZ 35/14	1.900	10	11.000	200	56
MZ 40/16	1.650	15	14.000	200	71
MZ 45/18	1.510	15	17.000	200	85
MZ 63/25	960	30	32.000	200	115

Fig42. Extracto del catálogo de fabricante de ventiladores centrífugos MZ

6.6. Otros componentes auxiliares

Esta sección pretende reunir todas aquellas partes del dinamómetro que por su interés o por simplicidad no merecen un capítulo especial, pero que es necesario mencionar sus características y funcionamiento. Las próximas secciones caracterizan dichos componentes.

6.6.1. Las tapas del dinamómetro

A la hora de prevenir accidentes durante la manipulación y evitar la entrada de agentes extraños en el interior, es necesario recubrir el banco de potencia adecuadamente. El bastidor principal es un elemento con formas regulares sencillas (**ver figura 43**), así pues, puede ser recubierto con paneles rectangulares de diferentes dimensiones. Las dimensiones de dichos paneles pueden extraerse del plano del bastidor principal en el **Anexo A**.

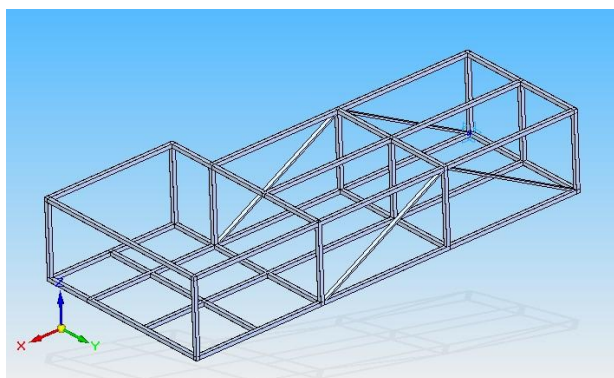


Fig43. Dibujo del bastidor del banco

Los paneles laterales e inferiores del bastidor no cumplen ninguna función estructural. Por ello, se propone el uso de **chapa de acero inoxidable AISI 430 de 0,5 mm de espesor**. Estas chapas pueden soldarse fácilmente al arco eléctrico directamente sobre las barras del bastidor principal.

Para el recubrimiento superior del banco, es necesaria una chapa con un grosor mayor al anterior, debido a que va a soportar la carga del vehículo. También es preciso que posea buenas propiedades antideslizantes para prevenir accidentes durante la manipulación de la instalación. Por este motivo se ha considerado el uso de **chapa de acero estampada con relieve de lágrima diagonal de 2 mm de espesor (ver figura 44)**, de uso general en automoción. El relieve sobresale otros 2 mm.



Fig44. Chapa de acero estampada con relieve tipo lágrima

La chapa puede soldarse directamente al bastidor principal del banco. Sin embargo, en la zona del ensanche del bastidor resulta muy recomendable dejarla suelta o colocar unas bisagras para facilitar las labores de mantenimiento del conjunto motriz del dinamómetro. En esta zona debe también realizarse un corte rectangular en la chapa suficiente para que sobresalga el rodillo de inercia y poder apoyar la rueda motriz del vehículo. Las aristas de dicho corte deben protegerse con una **guía de goma o neopreno de tipo Basotec** para prevenir reventones y pinchazos en la rueda del vehículo.

Adicionalmente, se requiere la instalación mediante soldadura al arco eléctrico de otra chapa adicional intercalada entre el bastidor y el subchasis del banco. De esta manera, va a facilitarse la unión soldada entre ambas estructuras y va a aportarse rigidez estructural al conjunto. Puede utilizarse **chapa de acero inoxidable AISI 430, pero esta vez se recomienda un espesor de al menos 2 mm.**

Para prevenir cortes con las aristas vivas de todos los recubrimientos del banco, se aconseja el empleo de remates de chapa de acero en escuadra para todas las aristas exteriores del banco.

6.6.2. Rampas

Para acceder con la moto o el prototipo al banco de potencia es recomendable utilizar una rampa adecuada que permita subir el vehículo en condiciones de seguridad. Las rampas son muy simples y existen multitud de modelos diferentes en el mercado o si no, pueden construirse con chapa de acero antideslizante muy fácilmente. Se propone la utilización de una **rampa de al menos 1 m de anchura** para poder subir indistintamente el prototipo de la Shell-Eco Marathon o cualquier motocicleta (**ver figura 45**).



Fig45. Rampa plegable portátil comercial

6.6.3. Elingas, grilletes y calzos

Para realizar la prueba correctamente y evitar accidentes durante la manipulación de la instalación es necesario que el vehículo permanezca estático encima del banco durante el test. Para conseguir esto suele recurrirse a asegurar el vehículo directamente al banco mediante eslingas. Las eslingas son cintas de material sintético muy resistentes a los esfuerzos de tracción. Son muy baratas y efectivas incluso para remolcar vehículos pesados. Las eslingas se anclan al chasis del banco mediante argollas o grilletes, las cuales pueden ir directamente soldadas a este. Para adecuar la longitud de cada eslinga a las dimensiones de cada vehículo pueden utilizarse tensores especialmente ideados para esta tarea. Se recomienda la instalación de **4 juegos de eslingas, grilletes y tensores**, de forma que cada uno de ellos se encuentre anclado a una esquina del banco (**ver figura 46**).



Fig46. Eslinga para motos y tensor

Como medida de seguridad adicional pueden utilizarse calzos para las ruedas delanteras. Existen multitud de modelos diferentes en el mercado. Algunos de ellos se encuentran fabricados en goma (**ver figura 47**), por lo que pueden ser muy interesantes para evitar añadir peso extra a la instalación.



Fig47. Calzos de goma para ruedas de motocicletas

6.6.4. Ruedas

Para convertir el dinamómetro de este PFC en una instalación portátil, pueden montarse **ruedas de acero con freno universales (ver figura 48)**. Sin embargo, durante las pruebas en el banco se aconseja desmontar estos elementos, pues al estar apoyado sobre 4 puntos en lugar de sobre toda la superficie del bastidor, pueden producirse vibraciones no deseadas que podrían incurrir en una falta de fiabilidad de los datos extraídos durante el test del vehículo. Existen en el mercado cientos de modelos diferentes para distintas condiciones de carga.

La masa total de la instalación ronda los 200 kg. Por este motivo se propone utilizar cuatro ruedas (una para cada esquina del banco) de acero inoxidable básicas con freno e indicadas para cargas de 50 kg como mínimo.



Fig48. Rueda universal de acero inoxidable con freno

7. Diseño CAD del dinamómetro

Todos los componentes diseñados en este proyecto han sido dibujados con el Software de diseño CAD Solid Edge V19. Solid Edge es un programa parametrizado de diseño asistido por computadora (CAD) de piezas 3D. Permite el modelado de piezas de distintos materiales, doblado de chapas, ensamblaje de conjuntos, soldadura, funciones de dibujo en plano para ingenieros.

Este software es uno de los paquetes instalados a enterrar el uso masivo del CAD 2D, dando paso al CAD 3D, con las consiguientes ventajas a todos los niveles del trabajo.

Solid Edge fue presentado en 1996 e inicialmente fue desarrollado por Intergraph como uno de los primeros entornos basados en CAD para Windows., Actualmente pertenece y es desarrollado por Siemens AG. Es usado ampliamente como el motor geométrico de otras herramientas CAD (SolidWorks, IronCAD, MoldFlow, etc.).

Actualmente se encuentra en su versión 27, denominada como Solid Edge ST7. La razón en la utilización de la versión 19 radica en la posibilidad de acceso estudiantil a ésta desde la Universidad Carlos III de Madrid. El empleo de la versión 19 también permitirá evitar problemas de compatibilidad con el trabajo de otros miembros de la escudería UC3M, que también están haciendo uso de esta versión del software.

En particular, Solid Edge es una herramienta muy intuitiva y fácil de utilizar si se dispone de una formación básica. El software permite diseñar cualquier tipo de pieza en 3D haciendo uso de diferentes tipos de **protrusiones** de dibujos planos y **vaciados** de la pieza resultante.

Una vez se ha diseñado la pieza en 3D correctamente, el software posee una herramienta para extraer **planos** automáticamente de diferentes vistas de la pieza a elección del usuario. La **acotación** no es automática y es preciso realizarla indicando al programa que cotas se desean mostrar.

Las piezas terminadas en 3D pueden ensamblarse unas con otras, mediante la herramienta **Conjunto**. Con esos conjuntos pueden realizarse **explosionados automáticos**, así como **animaciones**.

El software posee muchas otras herramientas útiles, como por ejemplo, la de **propiedades físicas**. Si se indican las propiedades del material con la que está construida cada pieza 3D, el sistema devuelve en una tabla mucha información útil, que permite ahorrar al usuario multitud de cálculos triviales, como por ejemplo, **masas, momentos de inercia, centros de gravedad**, etc.

En este capítulo se recopilan todas las figuras realizadas con el software de CAD Solid Edge V19 necesarias en el diseño de este proyecto. Los planos de dichos componentes están realizados en formato DIN A3, por lo que se han sacado al **Anexo A** para no interferir con la lectura del proyecto.

La **figura 49** y la **figura 50** ayudan a comprender el diseño de este dinamómetro en su conjunto, para posteriormente describir cada elemento por separado en las secciones de este capítulo principal.

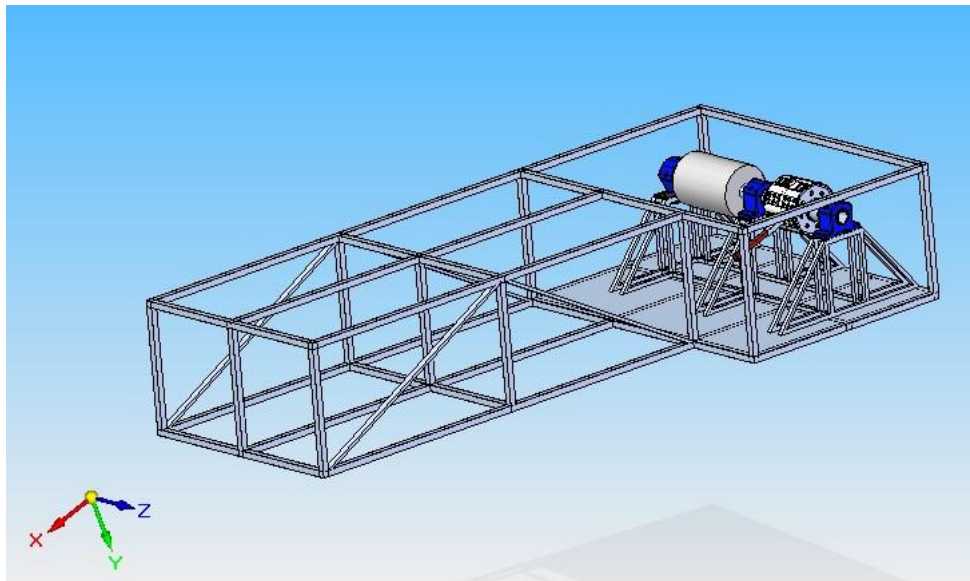


Fig49. Dibujo del banco completo desprovisto de las chapas exteriores.

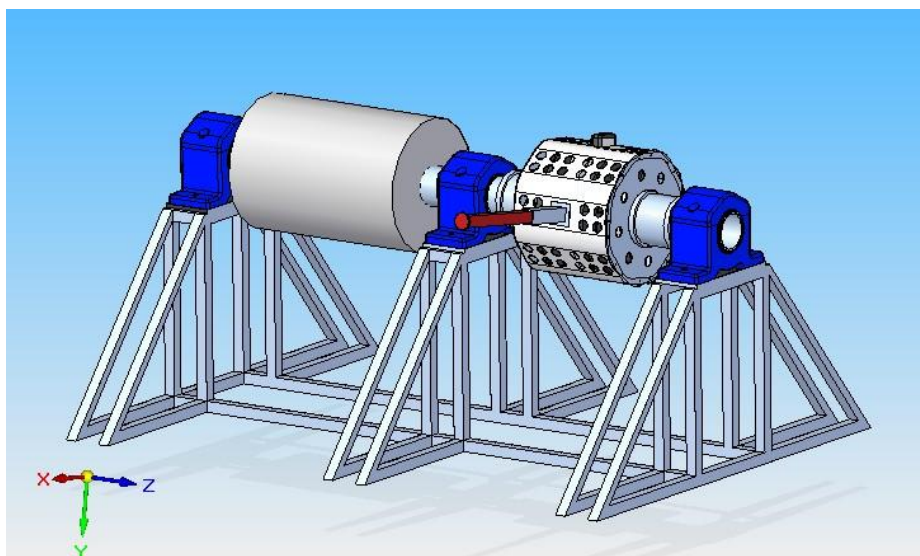


Fig50. Detalle del conjunto motriz del dinamómetro.

El dibujo completo del chasis principal se encuentra en la **figura 51**. Un plano detallado y acotado de la pieza puede encontrarse en el **Anexo A**.

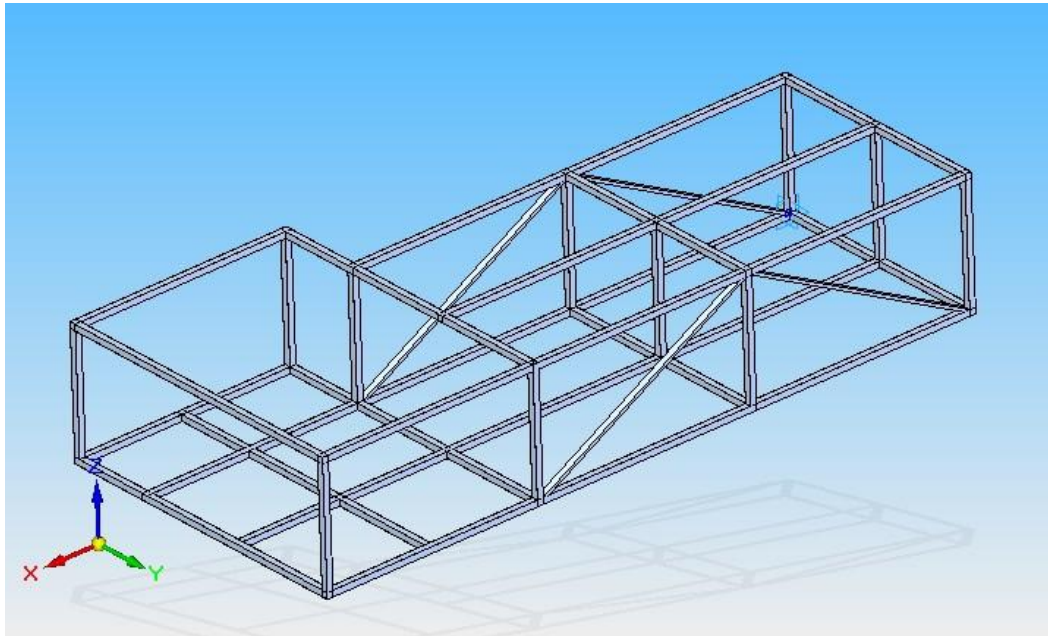


Fig51. Dibujo del chasis del dinamómetro

En la **figura 52** aparece una simplificación (no real) de los rodamientos utilizados junto con su soporte de tipo pie SAF. Este dibujo y sus planos acotados pueden encontrarse en la web de SKF por lo que aquí se realiza una simplificación para poder realizar el montaje de todo el conjunto correctamente.

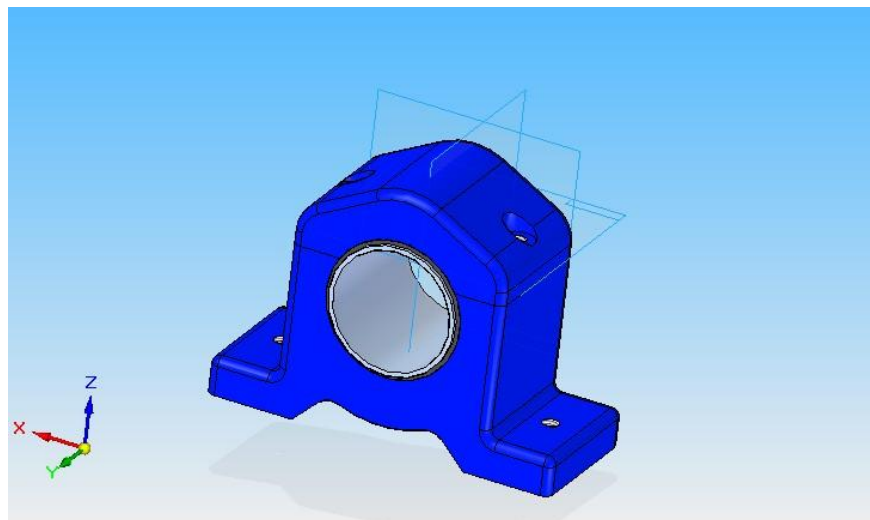


Fig52. Dibujo del soporte para rodamientos de tipo pie SAF

En la **figura 53** puede encontrarse un dibujo completo del subchasis realizado con el Software de CAD Solid Edge V19. Por último, en el **Anexo A** existe un plano detallado y acotado de este elemento.

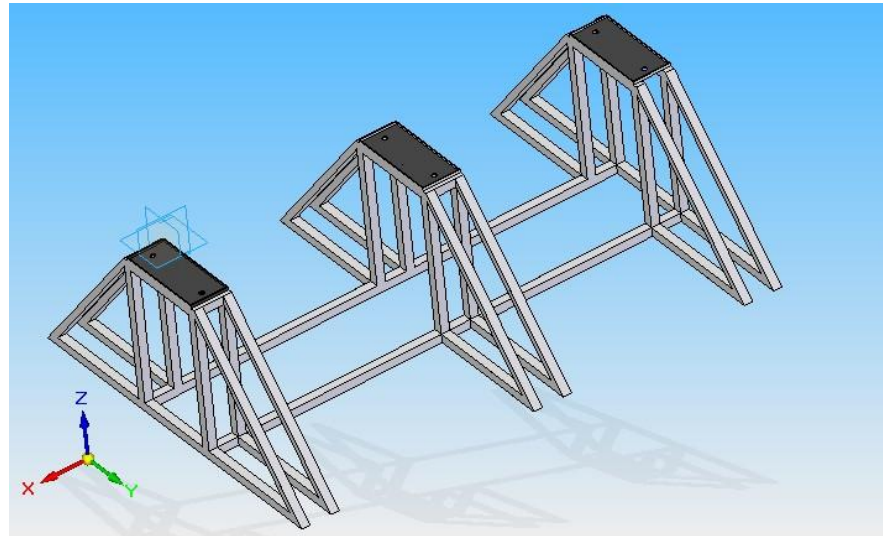


Fig53. Dibujo del subchasis del banco

Un plano acotado del rodillo de inercia puede encontrarse en el **Anexo A**. El dibujo no se muestra en este capítulo porque simplemente se trata de un cilindro macizo de las dimensiones que aparecen en la **sección 6.3**.

Las **figuras 54 y 55** muestran un dibujo de ambos semiárboles realizados con el software de CAD Solid Edge V19. y los planos acotados de los dos semiárboles se encuentran en el **Anexo A**.

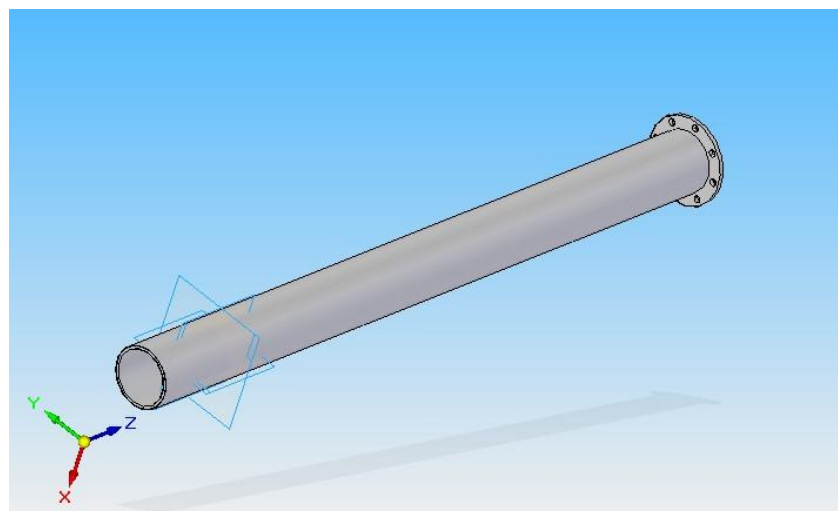


Fig54. Árbol principal de transmisión

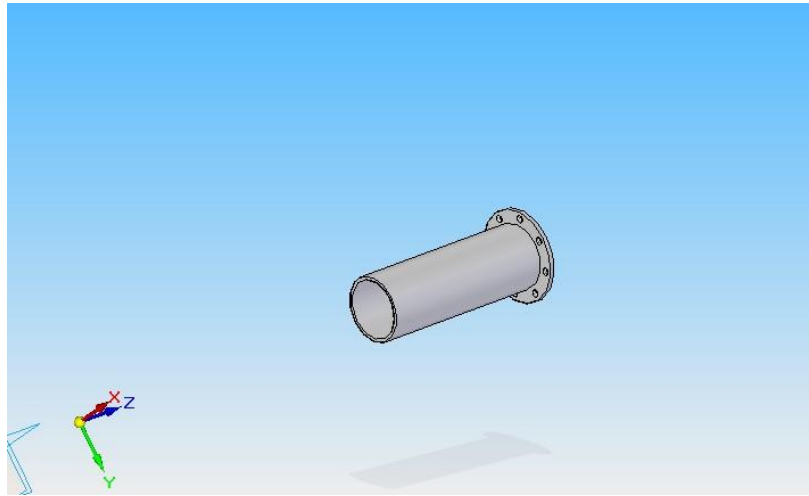


Fig55. Árbol secundario de transmisión

Un dibujo del rotor del freno de corrientes parásitas se encuentra en la **figura 56**.

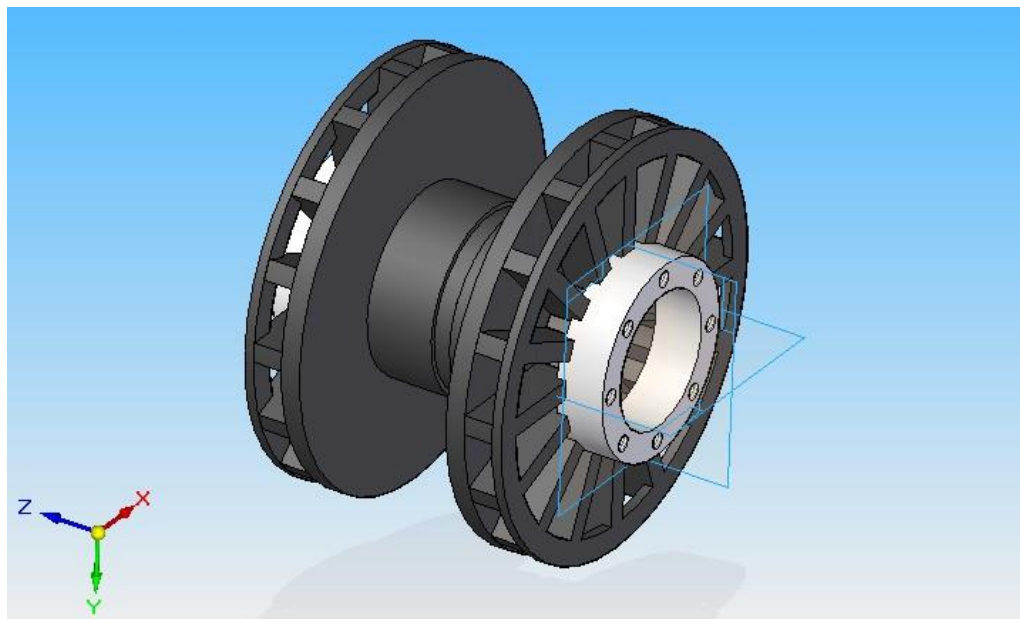


Fig56. Rotor del freno de corrientes de Foucault.

Un plano detallado y acotado del rotor del freno de corrientes de Foucault se ofrece en el **Anexo A**. Sin embargo, hay que tener en cuenta que las dimensiones son orientativas, pues al tratarse de un componente comercial pueden no corresponderse con la realidad del elemento adquirido.

Se ha diseñado un estator genérico para realizar el montaje completo del freno con el software de CAD Solid Edge. El dibujo se encuentra en la **figura 57**. Un plano detallado y acotado del estator del freno de corrientes de Foucault se ofrece en el **Anexo A**. Sin embargo, sus dimensiones son orientativas, pues al tratarse de un componente comercial pueden no corresponderse con la realidad del elemento adquirido. Para terminar de describir el freno completo. Se proporciona una imagen del conjunto completo rotor-estator en la **figura 58**



Fig57. Dibujo del estator del freno de corrientes parásitas

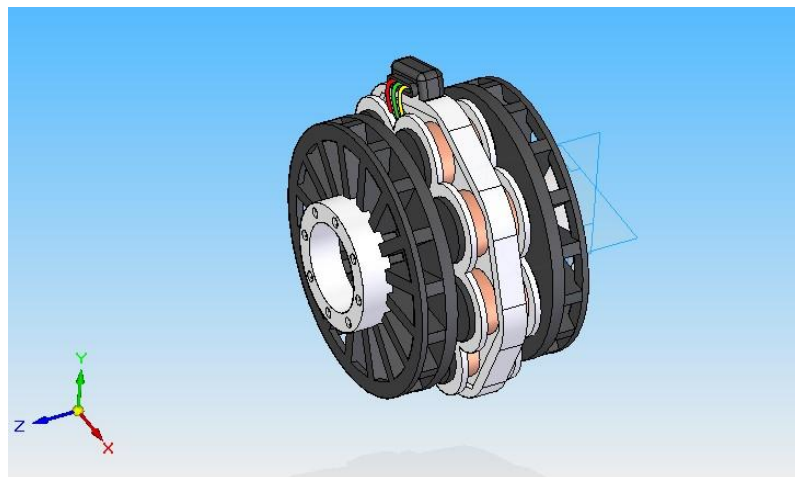


Fig58. Dibujo del conjunto rotor-estator

El explosionado de la carcasa del freno, sus tapas y el brazo de par se adjunta en la **figura 59**. El plano acotado de la carcasa y del brazo de par se encuentran en el **Anexo A**.

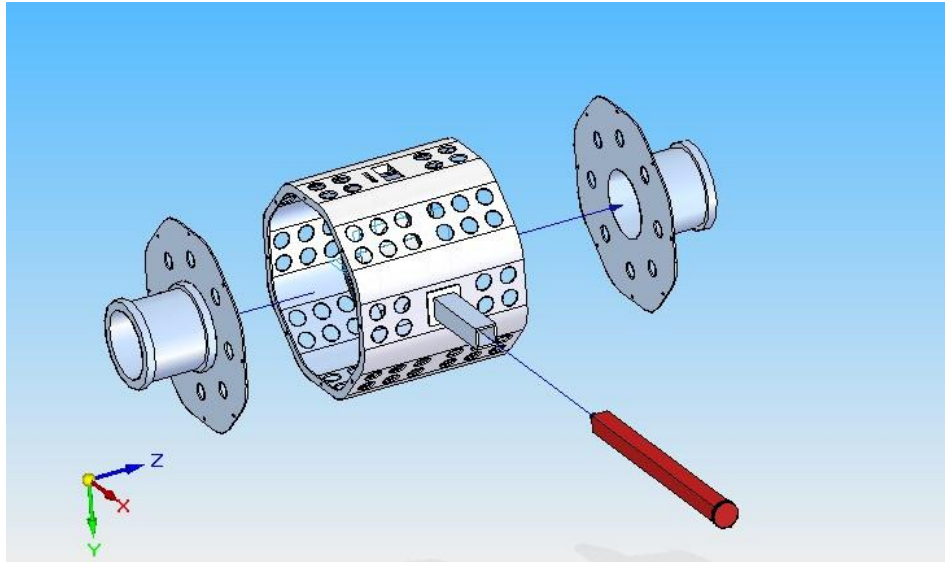


Fig59. Imagen del explosionado de la carcasa, sus tapas y el brazo de par

8. Equilibrado y calibración del dinamómetro

Antes de comenzar a operar la instalación, debe equilibrarse correctamente la carcasa del dinamómetro. Este componente es casi simétrico, pero no se encuentra correctamente equilibrado debido al peso del acople del brazo de par y del propio peso de este brazo. Esto incurriría en errores de medición en el par desarrollado por el vehículo, debido al momento que ejerce el peso de estas piezas en la célula de carga. Para equilibrar estas masas, se recomienda adosar unas pesas en el punto opuesto de la carcasa del dinamómetro para contrarrestar el momento que ejerce el peso de la barra y su acople.

Por su construcción geométrica, la carcasa y el estator del freno se encuentran prácticamente equilibrados, por lo que se propone el esquema de la **figura 60** para conocer las masas de equilibrado necesarias.

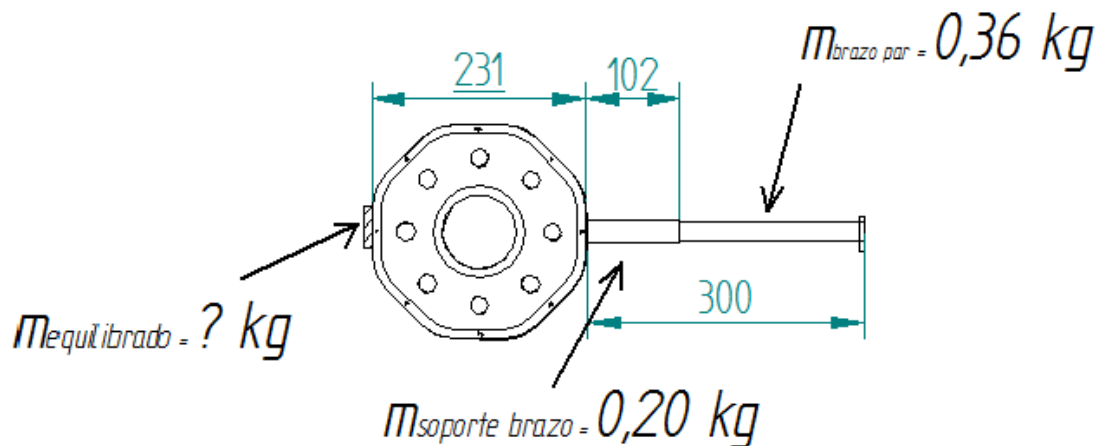


Fig60. Esquema de equilibrado del dinamómetro

Si se aplican equilibrio de momentos en el centro de la carcasa ($\sum M = 0$), entonces:

$$m_{\text{equilibrado}} \cdot \frac{0,231}{2} m = 0,20 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0,231}{2} + \frac{0,102}{2} \right) m + 0,36 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0,231}{2} + \frac{0,300}{2} \right) m$$

Luego:

$$m_{\text{equilibrado}} = 1,116 \text{ kg}$$

Esta es la masa de equilibrio que ha de endosarse en el lado opuesto de la carcasa del dinamómetro. Como los coeficientes de seguridad del análisis bajo cargas estáticas y dinámicas del sistema son bastantes elevados, no es necesario volver a realizar dicho análisis de nuevo con esta carga adicional.

La calibración es el proceso de comparar los valores obtenidos por cualquier instrumento de medición con la medida correspondiente a un patrón de referencia o estándar. En este caso, se trata de una operación que permite conocer las incertidumbres en las medidas asociadas a la operación del dinamómetro.

Si se sustituyen las masas de equilibrado de la carcasa por otras de mayor valor (patrones) que produzcan un momento en el extremo del brazo de par del banco, va a poderse calibrar, y por tanto determinar los errores de medición en la lectura de la célula de carga del dinamómetro. La **tabla 12** es un ejemplo para poder determinar dichos errores en la medida:

Tabla 12. Ejemplo de calibración del dinamómetro					
Masa patrón [kg]	Par aplicado en el centro del freno [kg.m]	Valor teórico en célula de carga [kg]	Valor real en célula de carga [kg]	Error [kg]	Error relativo [%]
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
10	1,155	2,778	2,780	0,002	0,070
20	2,310	5,560	5,555	-0,005	-0,089
50	5,750	13,839	13,843	0,004	0,029
100	11,550	27,798	27,791	-0,007	-0,025

La determinación de la incertidumbre en las mediciones puede obtenerse aplicando el ajuste por mínimos cuadrados [16].

A la hora de realizar la calibración, no sobrecargar la carcasa con masas superiores a 150 kg para evitar el deterioro de la célula de carga. El alto coeficiente de seguridad obtenido en el análisis bajo cargas estáticas debería garantizar perfectamente la integridad de la instalación a la hora de realizar la calibración.

9. Conclusiones y desarrollos futuros

Este PFC es en realidad un prediseño mecánico del dinamómetro. La parte mecánica de este dinamómetro se encuentra perfectamente definida y calculada, por lo que con la expresión “prediseño mecánico” el autor pretende invitar a realizar cuantas modificaciones y mejoras sean necesarias para la perfecta adaptación a su posterior uso. El autor pone a total disposición su trabajo en este PFC para su utilización por la Universidad Carlos III de Madrid y por la Escudería UC3M en particular.

Las conclusiones extraídas durante la realización de este proyecto son las siguientes:

- La perfecta caracterización de un motor es una tarea que ha de realizarse en un laboratorio o taller, nunca en la vía pública o en un circuito. Esto pone de manifiesto la necesidad de multitud de empresas y equipos que se dedican al desarrollo, mejora y construcción de motores de disponer de una instalación de estas características. Es en la competición automovilística en general, donde estas máquinas ofrecen sus mayores ventajas. En la Shell-Eco Marathon en particular, la construcción de un equipo como el descrito en este proyecto va a ofrecer la posibilidad a la Escudería UC3M de obtener conclusiones previas muy importantes de su futuro rendimiento en la competición. Además, va a proporcionar un criterio objetivo a la hora de probar modificaciones en el propulsor y en la transmisión del prototipo.
- Existen empresas especializadas dedicadas a la comercialización de este tipo de equipos. Proporcionan componentes de dinamómetros por separado o incluso proyectos “llave en mano”. Desde pequeños dinamómetros para ciclomotores y karts, hasta algunos para probar motores navales. Sin embargo, el enorme trabajo de desarrollo que trae consigo una instalación de estas características hace que el precio final resulte muy abultado. Tampoco ayuda el hecho de que un dinamómetro sea una instalación muy poco normalizada. Existen tantos modelos en el mercado diferentes para cada tipo de vehículo, que es muy difícil encontrar dos bancos de potencia semejantes.
- La mayoría de equipos y compañías interesadas en adquirir un banco de potencia intentan en la medida que sus conocimientos técnicos lo permitan, construir la mayor parte de la instalación y adquirir de estas compañías únicamente los componentes necesarios para el buen funcionamiento de la máquina. En el caso de una escuela politécnica como la de la Universidad Carlos III de Madrid, la formación de sus integrantes permite abaratar enormemente el hacer realidad el desarrollo de una instalación de estas características.

- Este PFC ha supuesto un gran desafío, pues los fabricantes y especialistas guardan con recelo sus desarrollos y el acceso a la información es muy escaso. Un equipo de pruebas completo, adquirido comercialmente con las especificaciones de este dinamómetro, fácilmente puede alcanzar la cifra de 50000 €. Pero su desarrollo por parte de los miembros de la escudería UC3M va a ahorrar en gran medida su coste de adquisición..
- El diseño y la construcción de una instalación de estas características para probar exclusivamente el prototipo de la Shell-Eco Marathon, aunque necesaria, no tiene mucho sentido económicamente. Por ello se ha intentado ampliar el rango de utilización de esta máquina a motocicletas de hasta 125 cm³ y 15 kW de potencia, muy extendidas actualmente gracias a la posibilidad de ser conducidas con el carnet B de turismos. Siempre teniendo en mente el principal propósito de este equipo de medición, que es probar el prototipo de la Shell, gracias a su única rueda motriz trasera no iba a suponer un gran desafío sobredimensionar sus componentes para probar motocicletas de estas características.

En la escudería UC3M se convino que el software de control y de adquisición de datos del dinamómetro fuera encargado a otro integrante del equipo con más experiencia en estas lides. No obstante, en este diseño se ha intentado guardar un carácter modular del banco, por lo que muchos otros desarrollos y mejoras son posibles para medir nuevas magnitudes. En los siguientes puntos se proponen algunas nuevas ideas para futuros desarrollos extraídas de [14]:

- **Software de control del dinamómetro. Electrónica y adquisición de datos.** Este desarrollo es el primero que debe impulsarse si se pretende que el dinamómetro de este PFC sea operativo y es por lo tanto es el más importante a realizar. Básicamente, el software ha de controlar el par de frenado ejercido por el freno de corrientes de Foucault atendiendo a varias variables, como por ejemplo, la velocidad de giro del rodillo, del rotor y del motor del vehículo, así como la corriente de excitación de las bobinas del estator del freno. Controlando estos valores, el software de control debe ser capaz de proporcionar un par de frenado constante o variable según la prueba. El software también debe devolver lecturas fiables del par y potencia del vehículo, además de construir automáticamente las curvas características (gráficas de potencia y par motor) del mismo, atendiendo a las lecturas de la célula de carga, de las diferentes velocidades angulares y del cronometrado de los tiempos en alcanzar dichas velocidades de rotación (**ver figuras 59 y 60**).

- **Mandos del vehículo en remoto.** Cuando se pretende operar el dinamómetro durante cualquier tipo de prueba, es necesario que uno de los operarios permanezca montado en el vehículo para accionar al menos el acelerador, el freno, el embrague y los cambios. Para aumentar la seguridad de los operarios durante la operación del dinamómetro, así como la fiabilidad del test, puede ser interesante accionar estos mandos directamente desde el software del banco de potencia, principalmente el acelerador. Como contrapartida, este sistema puede resultar costoso y no siempre adecuado para someter a prueba a todos los diferentes tipos de vehículos que permite ensayar esta instalación.
- **Parada de emergencia.** Continuando con el criterio de aumentar la seguridad de los operarios que van a manejar la instalación, es necesario implementar una parada de emergencia del dinamómetro cuando aparezcan problemas durante su utilización. Se propone la instalación de una clásica seta de emergencia que desconecte la alimentación eléctrica del dinamómetro. También es necesario montar un freno adicional no eléctrico que detenga completamente la instalación en el menor tiempo posible. Existe espacio suficiente en alguno de los dos árboles de transmisión del dinamómetro para montar un freno de disco convencional, más que suficiente para detener completamente el giro de dicho eje y la rueda del vehículo.
- **Gestión de los gases de escape del vehículo.** Si se realizan ensayos en un entorno cerrado sin una ventilación adecuada, como por ejemplo un taller, es vital asegurar la expulsión de los gases de escape al exterior para prevenir la intoxicación o incluso la muerte de los operarios de la instalación. Para ello se propone el uso de una tubería de plástico flexible con un ventilador centrífugo que expulse los gases al exterior del edificio. Además, la instalación de dicho dispositivo ofrece una serie de ventajas adicionales, como por ejemplo, la posibilidad de la instalación de una sonda lambda y un opacímetro. La primera sirve básicamente para comprobar con exactitud la riqueza de la mezcla aire/combustible y el opacímetro se utiliza para medir la concentración de contaminantes en los gases de escape (principalmente CO y materia particulada).

10. Presupuesto

El presupuesto detallado del dinamómetro de este PFC se recoge en la **tabla 13**.

Tabla 13. Presupuesto detallado			
Concepto	Precio unitario	Cantidad	Precio total (IVA incluido)
<i>Tubo de acero estructural no aleado, conformado en frío y de grano fino, cuadrado de sección hueca de 30x30 mm y 2 mm de espesor.</i>	1,75 €/m	50 m	87,50 €
<i>Tubo de acero estructural no aleado, conformado en frío y de grano fino, cuadrado de sección hueca de 20x20 mm y 2 mm de espesor.</i>	1,12 €/m	22 m	24,64 €
<i>Rodamientos SKF 61814</i>	32 €	5	160 €
<i>Grasa para rodamientos SKF MT33: Bidón de 1 Kg.</i>	28,50 €	1	28,50 €
<i>Fibra de vidrio de aluminosilicato magnésico de 0,125 mm de espesor en matriz de resina epoxi. Clase S-2 (65% SiO₂). (no incluye moldes).</i>	39,46 €/kg	37 Kg	1.460,02 €
<i>Chapa de acero 2000 x 1500 x 2 mm</i>	112,75 €/ud	1	112,75 €
<i>Chapa de acero 2000 x 1500 x 0,5 mm</i>	32,50 €/ud	5	162,50 €
<i>Chapa de acero con relieve tipo lágrima 2000 x 1500 x 2 mm</i>	172 €/ud	3	516,00 €
<i>Pliego de 1 m² de lija de esmeril de grano fino tipo J-73.</i>	7,95 €	1	7,95 €
<i>Tubo de acero estructural no aleado conformado en frío y de grano fino circular de sección hueca de 70 mm ϕ y 3 mm de espesor.</i>	5,40 €/m	2 m	10,80 €
<i>Acoplamiento rígido cubo-árbol 70 mm no autocentrante Lovejoy.</i>	46,50 €	2	93 €
<i>Freno de corrientes de Foucault: DYNOMite Eddy Absorber kit 12V MK20 + módulo de control.</i>	8.995 €	1	8.995 €
<i>Célula de carga de tracción Siemens WL 250 ST-S SA.</i>	153 €	1	153 €



Tabla 13. Presupuesto detallado (Continuación)			
Concepto	Precio unitario	Cantidad	Precio total (IVA incluido)
<i>Tacómetro digital láser portátil Victor Dm6236p.</i>	42,35 €	2	84,70 €
<i>Ventilador axial HPMF 200 M4.</i>	78 €	1	78 €
<i>Ventilador axial HPMF 250 M4.</i>	88,40 €	1	88,40 €
<i>Ventilador centrífugo de media presión a transmisión MZ 35/14.</i>	3.282 €	1	3.282 €
<i>Eslingas, grilletes y calzos</i>	100 €	1	100 €
<i>Rueda giratoria de acero con freno.</i>	9,95 €	4	39,80 €
<i>Rampa plegable de al menos 1m de anchura</i>	192,10 €	1	192,10 €
<i>Sistema de control y adquisición de datos (estimación)</i>	2.000 €	1	2.000 €
<i>Tornillería, herrajes y consumibles varios.</i>	50 €	1	50 €
TOTAL			17.726,66 €

Los precios son orientativos y pueden variar notablemente. No se ha considerado incluir mano de obra, pues se presupone la implicación en el proyecto de los integrantes de la escudería Shell-Eco y el apoyo de otros miembros integrantes de la comunidad universitaria.

11. Referencias

- [1] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Vibration and Noise*. Páginas 21-47.
- [2] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Chassis or Rolling Road Dynamometers*. Páginas 368-395.
- [3] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *The test department organization, health and safety management, risk assessment, correlation of results and design of experiments*. Páginas 308-324.
- [4] Dynamometers. Rolling Road Inertia Design Considerations. www.land-and-sea.com. Última fecha de consulta: Octubre 2014.
- [5] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Chassis or Rolling Road Dynamometers*. Páginas 368-395.
- [6] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Chassis or Rolling Road Dynamometers*. Página 388.
- [7] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Coupling the Engine to the Dynamometer*. Páginas 170-197.
- [8] Resistencia de Materiales. 5ª Edición. 2009. Robert L. Mott. Editorial Prentice Hall. ISBN: 978-607-442-047-0.
- [9] Diseño de Elementos de Máquinas. 4ª Edición. 2001. Robert L. Mott. Editorial Prentice Hall. ISBN-10: 9702608120.
- [10] The effects of Rotational Inertia on Automotive Acceleration. stephenmanson.com/cars/rotationalinertia.html. Última fecha de consulta: Octubre 2014.
- [11] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Ventilation and Air Conditioning*. Páginas 72-108.

- [12] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Ventilation and Air Conditioning*. Páginas 72-108.
- [13] Métodos de medición de par y potencia. <http://vtechdyno.eu/teoria-es.html>
Última fecha de consulta: Octubre 2014.
- [14] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2.
- [15] Eco-marathon Car Driving Pattern and Miles per Gallon. Akinola Abdul Ghaniyu Adeniyi and Abubakar Mohammed. Department of Mechanical Engineering, University College of London, England, United Kingdom. http://www.journal.au.edu/au techno/2012/apr2012/journal154_article06.pdf
Última fecha de consulta: Octubre 2014.
- [16] Ajuste de observaciones. Autor: Joan Rodríguez Jordana. Editorial: Ediciones UPC Barcelona. 1ª Edición. 2005. ISBN: 8483018349.
- [17] <http://www.skf.com> Última fecha de consulta: Octubre 2014.
- [18] Engine Testing: Theory and Practice. Third Edition. A.J. Martyr M.A. Plint. 2007. Editorial Elsevier ISBN-13: 978-0-7506-8439-2. *Dynamometers and the measurement of torque*. Páginas 144-170.
- [19] http://www.automation.siemens.com/scstatic/catalogs/catalog/wt/wt10/es/wt10_es_kap03.pdf Última fecha de consulta: Octubre 2014.
- [20] <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon.html>
Última fecha de consulta: Octubre 2014



Anexo A. Planos Constructivos