

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

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

### ANEXOS

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

**JOSÉ LUIS COVEÑAS FLORES**

ASESOR: ING. DANTE ELÍAS GIORDANO

LIMA, AGOSTO DEL 2014

## ANEXOS

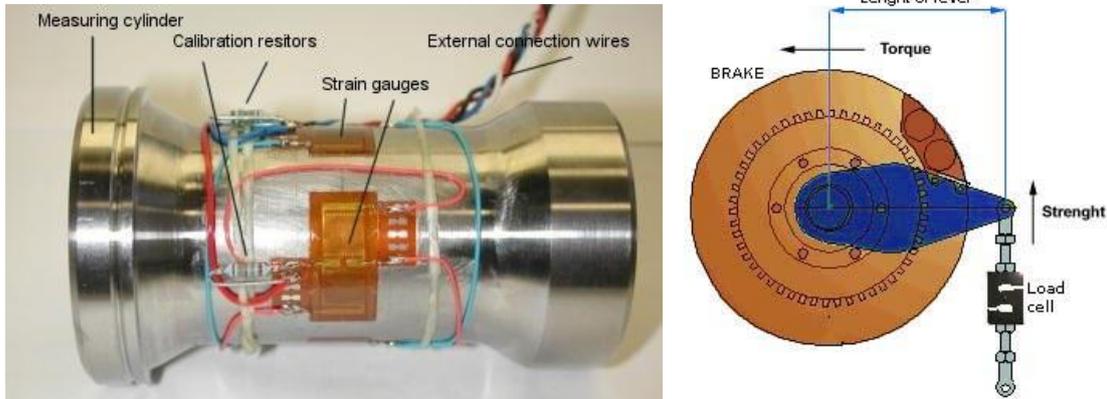
### ANEXO A. Tipos de sensores de torque y velocidad rotacional

#### A.1. Sensores de torque

En la industria, son comunes los transductores que convierten la torsión mecánica de entrada en una señal eléctrica a la salida. Generalmente miden el torque a través de la medida de la deformación que éste causa a una(s) galga(s) que actúa como resorte.

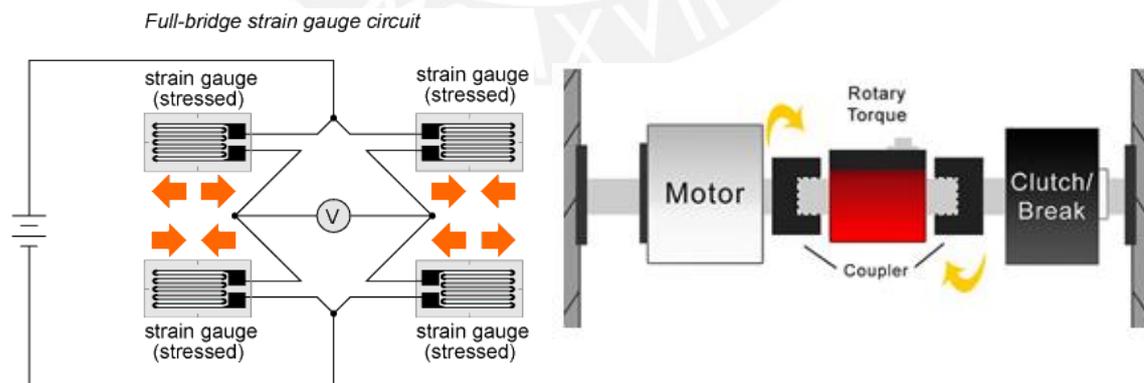
**Las galgas extensiométricas** miden los cambios de voltaje debidos a los cambios en la resistencia eléctrica de la galga causados por la deformación mecánica. En galgas de semiconductor la mayoría del cambio en la resistencia proviene del efecto piezorresistivo. Entre ellas, las galgas de silicio vienen siendo usadas por largo tiempo, y aunque son bastante más caras y difíciles de implementar que las galgas de metal, su gran ventaja es su gran factor de galga lo que permite la medición de pequeñas deformaciones. (Beeby, 2004).

**Celda de carga (*Load cells*).**- Es un transductor de fuerza como los de las Figuras A.1 que, empleado a una cierta distancia como brazo de palanca, pueden también medir el torque y convertirlo en señal eléctrica. Su principio de funcionamiento consiste en una (cuarto de puente), dos (medio puente) o cuatro galgas extensiométricas (puente completo) dispuestas en puente de *Wheatstone*.



Figuras A.1. Izquierda: Vista interna de una celda de carga del fabricante *Peekel*<sup>31</sup>. Derecha: Montaje para medir el torque con una celda de carga<sup>32</sup>.

**Sensores de torque de reacción y rotación.-** El sensor de torque de reacción es utilizado para medir torques estáticos utilizando galgas en configuración de puente de *Wheatstone* completo con partes inmóviles que no requieren mantenimiento. Puede ser usado para comprobar el torque residual en sujetadores y determinar el torque para vencer los efectos de la fricción. Por otro lado, el sensor de torque de rotación es utilizado para medir torques en movimiento. Se puede ver esquemas de este sensor en las Figuras A.2.



Figuras A.2. Izquierda: Galgas en disposición de puente de *Wheatstone* completo<sup>33</sup>. Derecha: Sensor de torque de rotación en servicio<sup>34</sup>.

<sup>31</sup> [www.peekel.com/splc.html](http://www.peekel.com/splc.html). Fecha de consulta: 12 de mayo de 2011.

<sup>32</sup> [www.sportdevices.com/dyno/load\\_cell.htm](http://www.sportdevices.com/dyno/load_cell.htm). Fecha de consulta: 12 de mayo de 2011.

<sup>33</sup> [cerulean.dk/words/?page\\_id=42](http://cerulean.dk/words/?page_id=42). Fecha de consulta: 12 de mayo de 2011.

## A.2. Sensores de velocidad rotacional

Existen de varios tipos: sensores electromagnéticos, inductivos, codificadores de pulsos, de potenciómetro, de frecuencia, etc. Entre éstos son conocidos: el *encoder* incremental, el alternador tacométrico, el tacómetro de rotor dentado, etc.

**Encoder incremental angular.-** Sirve para medir posición y velocidad angular dando como salida una señal digital. Consiste en un elemento circular dividido en espacios opacos y transparentes del mismo tamaño como se muestra en la Figura A.3. Este elemento es iluminado por como mínimo un fotodiodo y un fototransistor. Cuando toca un segmento transparente se obtiene una señal de determinado voltaje a la salida. En cambio, cuando toca un segmento opaco se obtiene una señal de cero voltios a la salida. Tiene dos bandas circulares con estos segmentos para reconocer el sentido de giro.

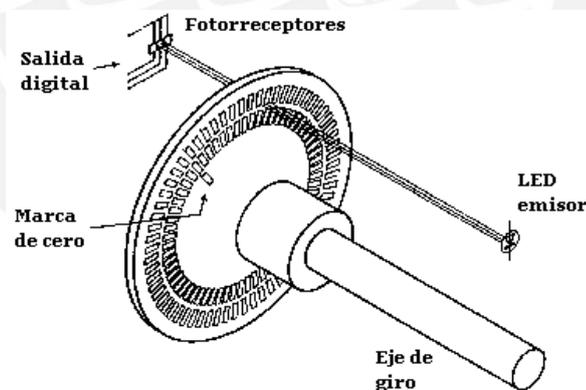


Figura A.3. Esquema de un *encoder* incremental angular<sup>35</sup>.

**Dínamo tacométrico.-** También llamada “tacodínamo”, Figura A.4, proporciona una señal de corriente continua. Está constituido por un inductor que genera un campo magnético mediante imanes permanentes o electroimanes, y un inducido giratorio o

<sup>34</sup> [www.futek.com/torque\\_sensor\\_selection.aspx](http://www.futek.com/torque_sensor_selection.aspx). Fecha de consulta: 7 de noviembre de 2011.

<sup>35</sup> [www.forosdeelectronica.com/f16/encoders-informacion-tecnica-25/](http://www.forosdeelectronica.com/f16/encoders-informacion-tecnica-25/). Fecha de consulta: 3 de junio de 2011.

rotor ranurado sobre el que se bobinan unos devanados de hilo conductor. Suele tener una sensibilidad entre 5 y 10 mV por cada r.p.m. y puede medir velocidades de hasta 10000 r.p.m.



Figura A.4. Dínamo tacométrico de la marca catalana ERMEC<sup>36</sup>.

**Alternador tacométrico.-** Proporciona una señal alterna con frecuencia y amplitud proporcionales a la velocidad de rotación. Tiene la ventaja frente al tacodínamo que no utiliza colector y escobillas, los que se desgastan con el tiempo. Tiene una sensibilidad entre los 2 y 10 mV por rpm y permite la medida de mayores velocidades que el tacodínamo.

Entre los principales fabricantes de sensores de velocidad rotacional se tiene a grandes firmas como: JAQUET Technology Group, POSIC, Ic Haus Integrated Circuits, BOSCH, BALLUFF, Braun Instrument Company Inc. U.S.A., CSEM, Honeywell, Allegro, ETA Circuit Protection & Control, Penny+Giles, Daytronic, AustriaMicroSystems, ERMEC (España).

---

<sup>36</sup> [www.ermec.com/es\\_ES/producto.php?id=17917](http://www.ermec.com/es_ES/producto.php?id=17917). Fecha de consulta: 3 de junio de 2011.

**ANEXO B. Lista comparativa entre diferentes tipos de frenos de dinamómetros según Land and Sea<sup>37</sup>**

PROP \ FRENO	Hidráulico	Inercia	Corrientes Parásitas	Fricción	Bomba hidráulica	AC Motor-Generador	DC Motor-Generador
Portabilidad	<b>Excelente</b>	Según peso	Razonable	Razonable	Bueno	Pobre	Pobre
Facilidad de instalación	<b>Excelente</b> (si hay agua disponible)	Razonable (elevador requerido)	Muy bueno (AC requerida)	Bueno (enfriamiento requerido)	Bueno (enfriamiento requerido)	Bueno (electricidad requerida)	Bueno (electricidad requerida)
Capacidad de potencia vs. Tamaño	<b>Excelente</b>	<b>Excelente</b>	Razonable	Bueno	Bueno	Razonable	Pobre
Capacidad de potencia vs. Peso	<b>Excelente</b>	Pobre	Razonable	Razonable	Razonable	Pobre	Pobre
Alta capacidad de potencia (estado estacionario)	<b>Excelente</b>	n/a	Bueno	Pobre (requiere refrigeración)	Razonable	Bueno	Razonable
Alta capacidad en RPM	<b>Excelente</b>	n/a	Razonable	Bueno	Pobre	Razonable	Pobre
Capacidad a bajas RPM (estado estacionario)	Razonable	n/a	Muy bueno	<b>Excelente</b>	<b>Excelente</b>	<b>Excelente</b>	<b>Excelente</b>
Estabilidad de la carga y las RPM	Bueno	n/a	Muy bueno	Pobre	Razonable	<b>Excelente</b>	Muy bueno
Tiempo de respuesta para cambiar 90% de carga	Bueno (menos de 0.5 seg.)	n/a	Muy bueno (menos de 0.05 seg.)	Pobre (menos de 1.0 seg.)	Razonable (menos de 0.75 seg.)	<b>Excelente</b> (menos de 0.005 seg.)	Muy bueno (menos de 0.01 seg.)
Capacidad de ser controlado por computadora	Bueno	n/a	<b>Excelente</b>	Razonable	Generalmente no disponible	<b>Excelente</b>	Muy bueno
Idoneidad para ensayos largos	<b>Excelente</b>	n/a	<b>Excelente</b> (agua) Razonable (aire)	Razonable (enfriado por agua)	Bueno (con refrigeración)	<b>Excelente</b>	Bueno
Inmunidad a las pérdidas (histéresis o fricción)	Bueno	<b>Excelente</b>	Muy bueno	Bueno	Pobre	Muy bueno	Bueno
Facilidad de mantenimiento	<b>Excelente</b>	<b>Excelente</b>	<b>Excelente</b>	Razonable	Bueno	<b>Excelente</b>	Bueno

<sup>37</sup> Traducción de la tabla del fabricante norteamericano de dinamómetros Land and Sea. Web: [www.land-and-sea.com/dynamometer/dynamometer-comparison.htm](http://www.land-and-sea.com/dynamometer/dynamometer-comparison.htm). Fecha de consulta: 15 de junio de 2011.

ANEXO C. Patente. Dinamómetro de chasis portátil de rodillos independientes<sup>38</sup>

(12) **United States Patent**  
Rostkowski et al.

(10) Patent No.: **US 6,257,054 B1**  
(45) Date of Patent: **Jul. 10, 2001**

(54) **PORTABLE ROLLER DYNAMOMETER AND VEHICLE TESTING METHOD**

(75) Inventors: **Jacek L. Rostkowski, Nepean; William Desmond McGonegal, Osgoode; Frederick J. Hendren; Roman Gorny, both of Nepean, all of (CA)**

(73) Assignee: **Her Majesty the Queen in right of Canada, as represented by the Minister of Natural Resources (CA)**

(\* ) Notice: Subject to any disclaimer, the term of this patent is extended or adjusted under 35 U.S.C. 154(b) by 0 days.

(21) Appl. No.: **09/488,704**

(22) Filed: **Jan. 21, 2000**

**Related U.S. Application Data**

(63) Continuation-in-part of application No. 09/081,816, filed on May 20, 1998, now abandoned.

(60) Provisional application No. 60/047,353, filed on May 21, 1997.

(51) Int. Cl.<sup>7</sup> ..... **G01M 15/00**

(52) U.S. Cl. .... **73/117; 73/123; 73/862.191**

(58) Field of Search ..... **73/117, 123, 862, 73/862.08, 862.191, 862.29, 862.321**

(50) **References Cited**

**U.S. PATENT DOCUMENTS**

3,277,703 \* 10/1966 Cline ..... 73/123  
3,554,023 \* 1/1971 Geul ..... 73/117  
4,450,728 \* 5/1984 D'Angelo et al. .... 73/862.28  
4,468,955 \* 9/1984 Yamasaki et al. .... 73/117

4,688,419 \* 8/1987 D'Angelo et al. .... 73/117  
4,870,585 \* 9/1989 Manzolini ..... 73/117  
5,010,763 \* 4/1991 Schneider ..... 73/117  
5,154,076 \* 10/1992 Wilson et al. .... 73/117  
5,193,386 \* 3/1993 Hesse et al. .... 73/117  
5,375,461 \* 12/1994 Suzuki ..... 73/117  
5,392,640 \* 2/1995 Fukuda et al. .... 73/117  
5,402,676 \* 4/1995 Shibayama et al. .... 73/117  
5,429,004 \* 7/1995 Cnicksbank ..... 73/862.29  
5,445,013 \* 8/1995 Clayton, Jr. et al. .  
5,450,748 \* 9/1995 Evans ..... 73/117

**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

0 246 345 \* 11/1987 (EP) .  
0 522 198 A1 \* 1/1993 (EP) .  
WOX97/  
32189 \* 9/1997 (WO) .

\* cited by examiner

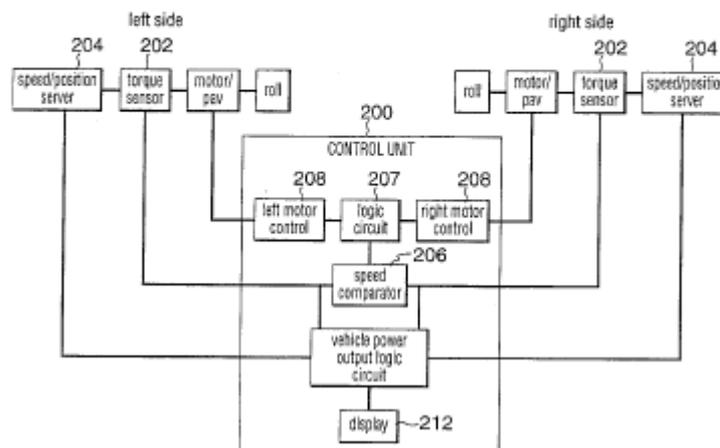
Primary Examiner—Eric S. McCall

(74) Attorney, Agent, or Firm—McFadden, Fincham

(57) **ABSTRACT**

A roller dynamometer is provided, having at least one supporting carriage having a rotatable roller and a dynamometer linked to the roller for measuring torque output of a vehicle. The carriages are rollable on a substrate for positioning under a vehicle. In one aspect, multiple dynamometer and roller units are provided, for engagement with multiple vehicle wheels, with the units being linked electronically for common control by a control unit that simulates either straight line or curved driving conditions. In a further aspect, the dynamometer is supported on the carriage by a rotary mount. In a further aspect, the rollers have a generally hourglass shape to permit vehicle wheel self-centering.

**7 Claims, 5 Drawing Sheets**



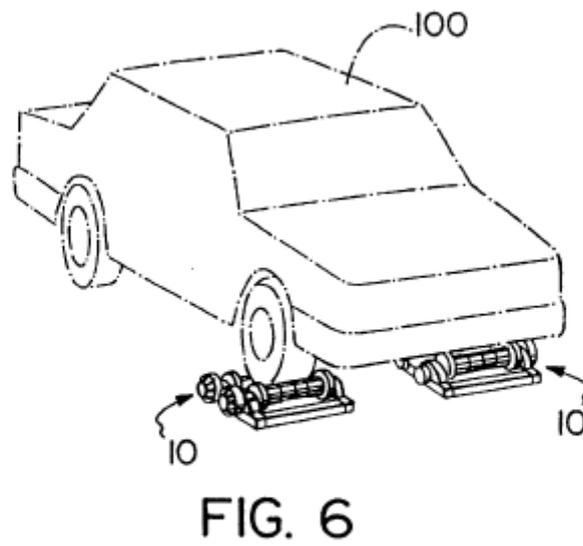
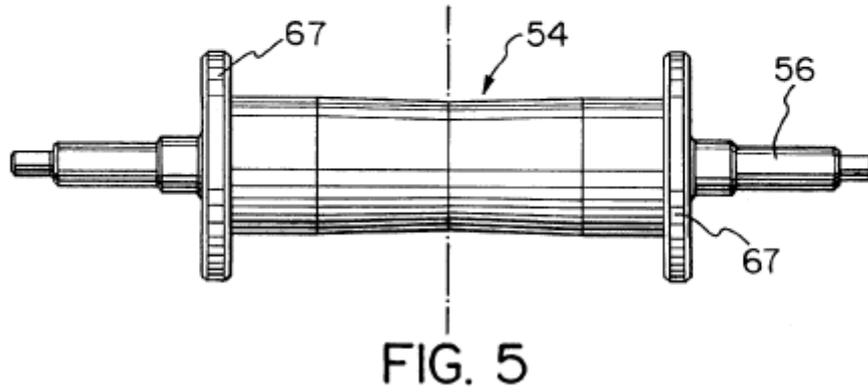
<sup>38</sup> (Rostkowski, 2001). Dinamómetro patentado en EEUU que tiene la particularidad de tener los rodillos conectados eléctricamente y no con un eje mecánico. Sólo se muestra el resumen y una página con figuras de la patente.

U.S. Patent

Jul. 10, 2001

Sheet 3 of 5

US 6,257,054 B1



## ANEXO D. Ejemplos de ensayos estacionarios y de aceleración constante de la firma sueca Rototest

### D.1. Ensayo estacionario a un automóvil Subaru Impreza WRX STI-08<sup>39</sup>



### Certificate of Performance

<b>Test ID</b>	STR-08092901	<b>Measured at [1/min]</b>	
<b>Created</b>	2008-09-29 13:31	<b>Max power [kW]</b>	198.6 5812
<b>Vehicle ID</b>		<b>Max torque [Nm]</b>	379.6 3510
<b>Vehicle make</b>	Subaru	<b>Correction</b>	None
<b>Vehicle model</b>	Impreza WRX STI -08 (221 kW)	<b>Atm pressure [hPa]</b>	997 - 997
<b>Engine</b>	SI TC, 2457 cc, B4, 16v	<b>Comments</b>	
<b>Mileage</b>	7634 km		
<b>Test mode</b>	Steady State		
<b>Test fuel</b>	98 RON		
<b>Customer</b>			
<b>Description</b>			

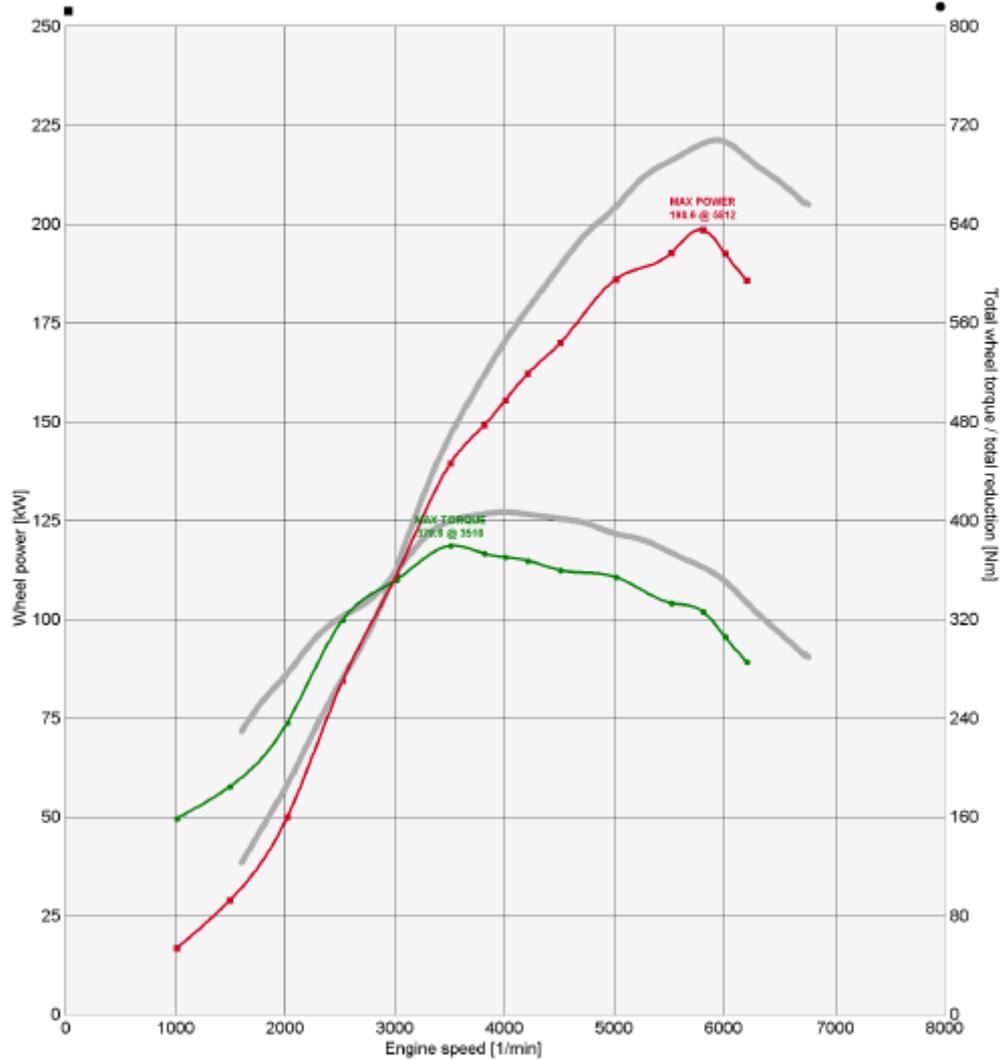
Engine speed [1/min]	Corr power [kW]	Corr torque [Nm]	Wheel speed [1/min]	Total red [1/x]	Total wheel torque [Nm]	Total wheel torque / total red [Nm]	Wheel power [kW]	Inl temp* [°C]	Rel hum [%]	Amb temp [°C]	Oil temp* [°C]	Corr factor	Sample Time [s]
1013	16.9	158.9	228	4.434	705	158.9	16.9	21	24	22	89	1.000	5.0
1496	28.9	184.5	337	4.434	818	184.5	28.9	22	24	22	88	1.000	4.9
2019	50.0	236.3	455	4.434	1048	236.3	50.0	23	23	22	97	1.000	5.0
2525	84.5	319.6	569	4.434	1417	319.6	84.5	23	23	22	102	1.000	4.8
3015	111.1	352.0	680	4.434	1561	352.0	111.1	22	23	22	102	1.000	5.0
3510	139.5	379.6	791	4.434	1683	379.6	139.5	24	23	22	106	1.000	4.9
3815	149.2	373.4	860	4.434	1656	373.4	149.2	24	22	22	107	1.000	4.9
4008	155.4	370.3	904	4.434	1642	370.3	155.4	25	22	23	108	1.000	4.9
4213	162.2	367.6	950	4.434	1630	367.6	162.2	25	23	23	108	1.000	4.9
4513	170.0	359.8	1018	4.434	1596	359.8	170.0	25	22	24	109	1.000	4.9
5015	186.1	354.3	1131	4.434	1571	354.3	186.1	26	21	24	112	1.000	4.9
5523	192.7	333.2	1246	4.434	1478	333.2	192.7	26	21	24	113	1.000	4.8
5812	198.6	326.3	1311	4.434	1447	326.3	198.6	25	20	25	110	1.000	4.9
6014	192.6	305.9	1356	4.434	1356	305.9	192.6	26	20	25	113	1.000	4.9
6211	185.8	285.7	1401	4.434	1267	285.7	185.8	27	20	25	114	1.000	4.9

<sup>39</sup> Recuperado de [www.rri.se](http://www.rri.se). Certificate of Performance of Subaru Impreza WRX STI-08. Octubre de 2008.

Gráficas de la potencia y torque en las ruedas del *Subaru Impreza WRX STI-08*

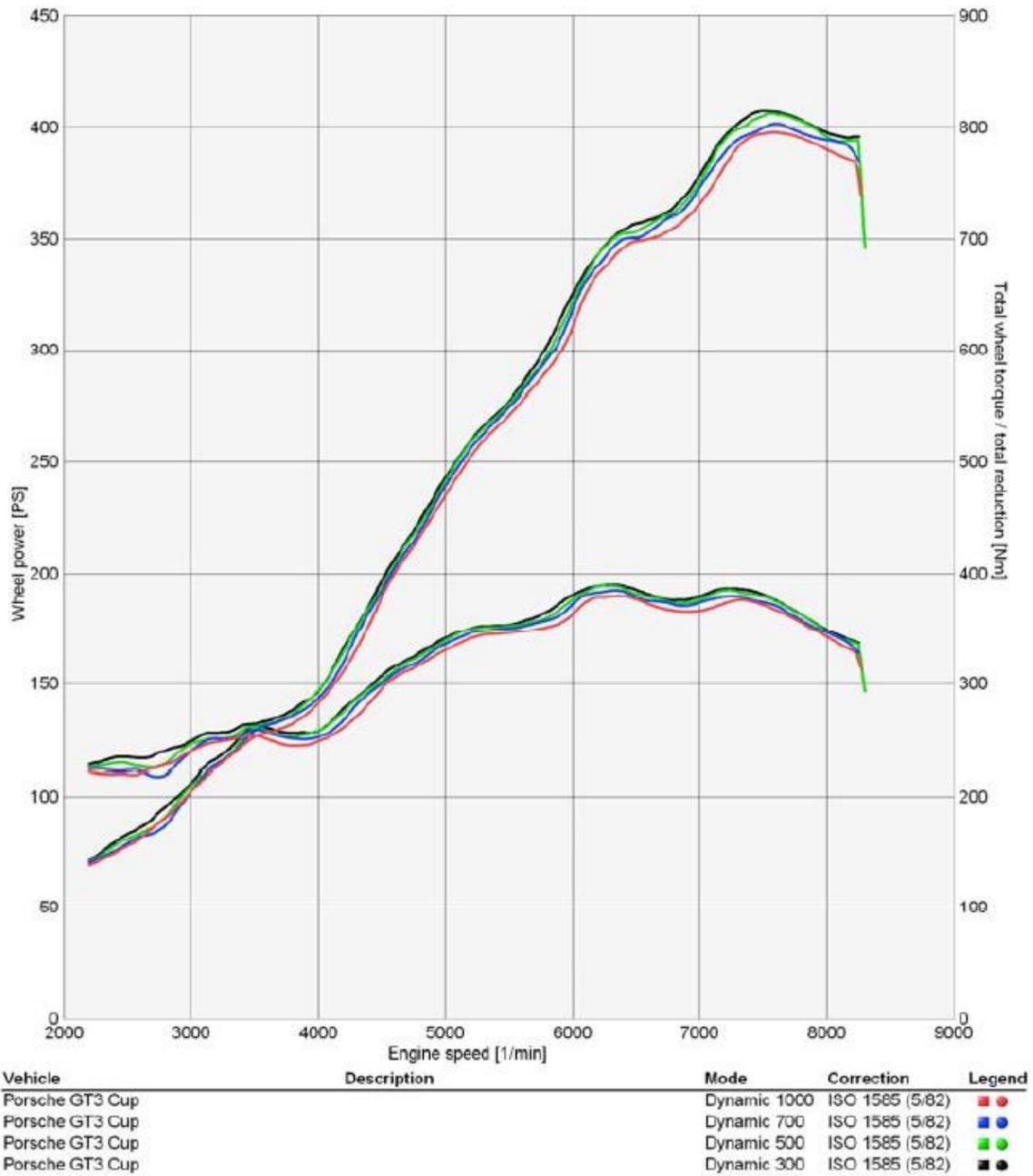


### Certificate of Performance



Vehicle	Description	Mode	Correction	Legend
Subaru Impreza WRX STI -08 (221 kW)	source: auto motor & sport	Steady State	None	■ ●
Stated engine performance			None	■ ●

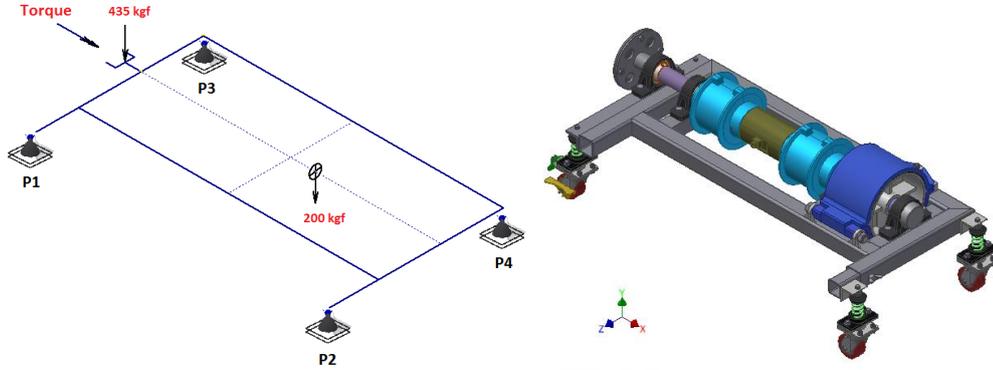
**D.2. Ensayo de aceleración constante en el 5to cambio realizado a un Porsche GT3 Cup 2009, coche de competencia en Fórmula 1 y con tracción 4x4<sup>40</sup>**



Steady Rate [rpm/sec]	Max Torque [Nm @ rpm]	Max Power [PS @ rpm]
300	390.0 @ 6290 (+0.9%)	407.4 @ 7520 (-0.7%)
500	389.2 @ 6240 (+0.7%)	406.2 @ 7560 (-1.0%)
700	385.0 @ 6340 (-0.4%)	401.6 @ 7600 (-2.1%)
1000	380.1 @ 6370 (-1.6%)	397.7 @ 7590 (-3.0%)

<sup>40</sup> Recuperado de [www.rri.se](http://www.rri.se). Powertrain Performance Assesment PPA, Porsche GT3 Cup 2009. Junio de 2009.

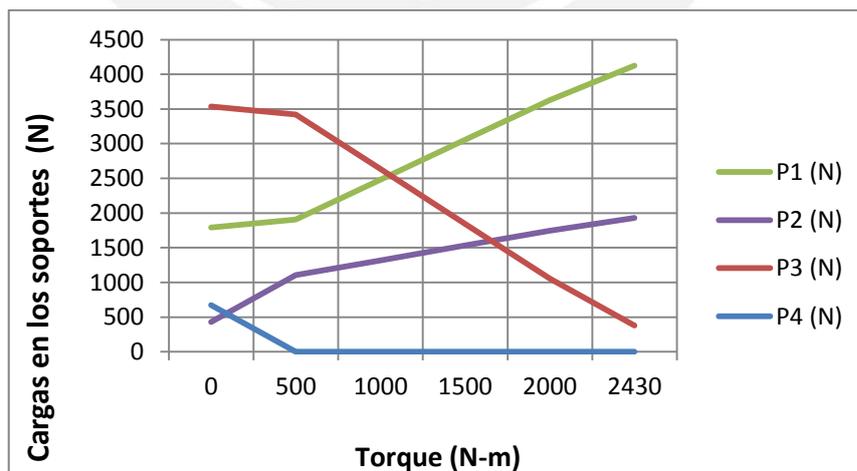
**ANEXO E. Cálculo estático de los soportes del dinamómetro**



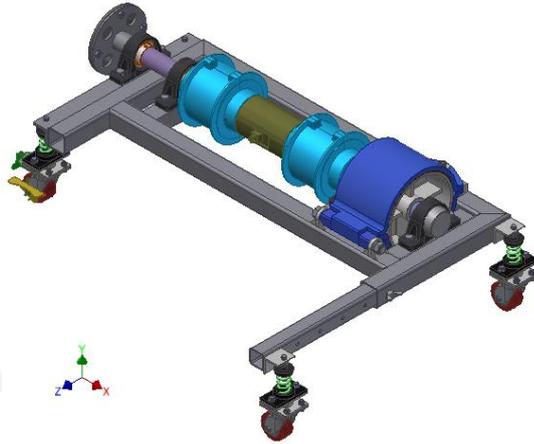
Resortes	kgf/mm	N/mm	Altura libre
SLFH-B-1000	k1	18.16	178.1496
SLFH-B-450	k2	6.18	60.6258

T (N-m)	CARGAS				DEFLEXIONES EN RESORTES			
	P1 (N)	P2 (N)	P3 (N)	P4 (N)	d1	d2	d3	d4
0	1958	473	3374	628	10.99	7.80	18.94	10.36
500	2185	1102	3146	-	12.26	18.18	17.66	-1.00
1000	3042	1102	2290	-	17.08	18.18	12.85	-2.00
1500	3898	1102	1434	-	21.88	18.18	8.05	-3.00
2000	4754	1102	578	-	26.69	18.18	3.24	-4.00
2430	5491	1102	-159	-	30.82	18.18	-0.89	-5.00

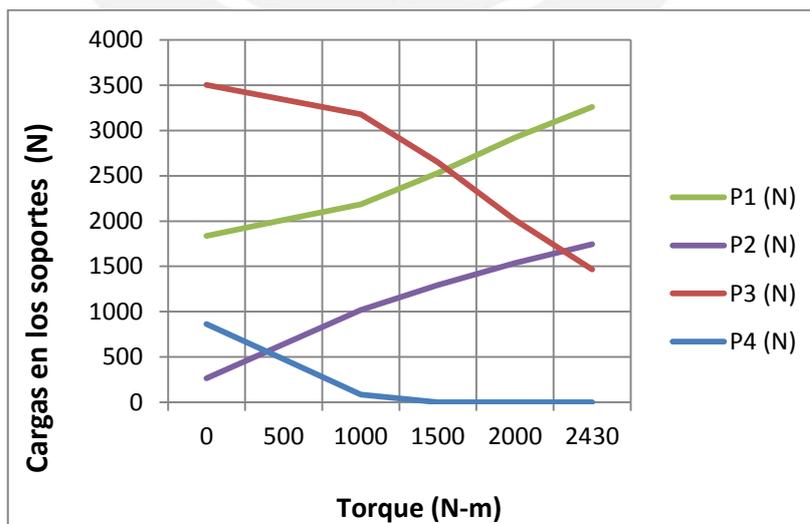
Primera posición del soporte móvil



Quinta posición del soporte móvil



T (N-m)	CARGAS				DEFLEXIONES EN RESORTES			
	P1 (N)	P2 (N)	P3 (N)	P4 (N)	d1	d2	d3	d4
0	1838	267	3501	865	10.32	4.40	19.65	14.27
500	2012	644	3339	476	11.29	10.62	18.74	7.85
1000	2185	1021	3177	87	12.26	16.84	17.83	1.44
1500	2529	1294	2648	-	14.20	21.34	14.86	-
2000	2922	1537	2012	-	16.40	25.35	11.29	-
2430	3260	1746	1465	-	18.30	28.80	8.22	-



## ANEXO F. Norma ISO 2372 sobre severidad de vibraciones en máquinas con frecuencias de operación entre 10 y 200 Hz<sup>41</sup>



### NORMAS ISO

La normalización internacional (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION) sobre la severidad de vibraciones de máquinas tiene una extensa gama de normas, entre las cuales pueden citarse:

- **ISO 2372-1974. "Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación".**

Es aplicable a máquinas rotativas con rotores rígidos y a máquinas rotativas con rotores flexibles en los que la medida de vibración en la tapa del cojinete resulta indicativa del comportamiento vibracional de eje.

Sólo estudia vibración global, sin bandas de frecuencias.

Los datos que se requieren para su aplicación son el **nivel global de vibración en velocidad - valor eficaz RMS**, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz (severidad de la vibración, según ISO). Por ello, cuando se trabaja en mantenimiento predictivo haciendo análisis por bandas, puede resultar muy útil definir siempre una **banda ISO de 10 Hz a 1KHz**, de cara a tener una referencia para posibles informes o reclamaciones.

El análisis de este rango de frecuencias permite incluir, para estas velocidades de operación, las acusas más comunes de vibración en máquinas rotativas:

- ♦ Excitaciones de carácter asíncrono debidas a rozamientos.
- ♦ Desequilibrio del rotor.
- ♦ Excitaciones de carácter eléctrico y sus armónicos.
- ♦ Armónicos de excitaciones asíncronas del rotor.

De cara al establecimiento de la **severidad de vibración admisible**, se distinguen varias clases de máquinas rotativas:

- ♦ **CLASE I** – Componentes individuales, totalmente conectados al conjunto de la máquina en condiciones normales de operación. Por ejemplo, pequeños motores eléctricos hasta 15 Kw.
- ♦ **CLASE II** – Máquinas de tamaño medio. Por ejemplo, motores eléctricos de 15 a 75 Kw o hasta 300 Kw en motores con cimentación especial.
- ♦ **CLASE III** – Motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada.
- ♦ **CLASE IV** – Motores principales grandes montados sobre cimentación blanda y ligera. Por ejemplo, Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

<sup>41</sup> Web: [www.imac.unavarra.es/web\\_imac/pages/docencia/asignaturas/emyv/pdfdoc/vib/vib\\_normativa.pdf](http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/emyv/pdfdoc/vib/vib_normativa.pdf). Fecha de consulta: 25 de abril de 2013.



El criterio de severidad en vibración admisible para cada una de las CLASES de máquinas mencionadas, es el reflejado en la Tabla:

RMS velocity ranges of vibration severity		Vibration severity* for separate classes of machines			
mm/sec	in./sec	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.28	0.01	A	A	A	A
0.45	0.02				
0.71	0.03	B	B	A	A
1.12	0.04				
1.8	0.07	C	C	B	B
2.8	0.11				
4.5	0.18	D	D	C	C
7.1	0.28				
11.2	0.44	D	D	D	D
18	0.71				
28	1.10				
45	1.77				

\* The letters A, B, C, and D represent machine vibration quality grades, ranging from good (A) to unacceptable (D).

Como puede observarse en la tabla, la **severidad de vibración** se divide en cuatro rangos: A-Buena, B-Satisfactoria, C-Insatisfactoria o D-Inaceptable. Para utilizar la norma **ISO 2372**, basta con clasificar la máquina en estudio dentro de la clase correspondiente y, una vez obtenido el valor global (RMS) de vibración entre 600 y 60.000 CPM, localizar en la tabla la zona en la que se encuentra. La clasificación de la máquina se llevará a cabo en base a una serie de consideraciones:

- ◆ El tipo y tamaño de la máquina.
- ◆ El tipo de servicio que la misma va a proporcionar o proporciona.
- ◆ El sistema de soporte de la máquina.
- ◆ El efecto de la vibración en la máquina sobre el entorno de la misma (instrumentación, equipos adyacentes, personas, ...)

En general, se suele considerar que la severidad de vibración de la máquina se mantiene invariable si presenta siempre el mismo valor RMS de amplitud de velocidad de vibración en el rango de frecuencias 10 – 1.000 Hz.

- **ISO 3945. "Medida y evaluación de la severidad de vibración en grandes máquinas rotativas, in situ; velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s":**

Esta norma, como su mismo título indica, permite clasificar la severidad de vibración de grandes máquinas rotativas "in situ", para velocidades de operación también entre 600 y 1.200 RPM, mediante la Tabla de la página siguiente. Se aplica a los grandes motores principales, Clases III y IV definidas arriba.

## ANEXO G. Cálculos del desbalance admisible según severidad vibracional

En estos cálculos se asumen los valores de las variables correspondientes al desbalanceo resultante del automóvil. Estas estimaciones se iteran varias veces hasta hallar los valores que provocan que la *velocidad de vibración rms* sea admisible según la norma ISO 2372 del anexo anterior. En este anexo se presentan los cálculos para el caso de vibración B-Satisfactoria de 2,8 mm/s máximos.

$$\begin{aligned}
 \text{Masa sistema ...} & \quad M := 0.6 \cdot 1450 \text{kg} + 2 \cdot 194 \text{kg} = 1.258 \times 10^3 \text{kg} \\
 \text{Rigidez de cada aislador ...} & \quad k_1 := 18.16 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}} = 178.089 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad k_2 := 6.18 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}} \\
 \text{Rigidez equivalente sistema ...} & \quad k_{\text{eq}} := 4 \cdot k_1 + 4 \cdot k_2 = 97.36 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}} \\
 \text{Frecuencia natural ...} & \quad \omega_n := \sqrt{\frac{k_{\text{eq}}}{M}} = 27.549 \text{Hz} \quad \omega_n = 263.076 \text{-rpm}
 \end{aligned}$$

### Desbalanceo

$$\begin{aligned}
 \Delta m & := 1.21 \text{kg} \\
 \text{Excentricidad ...} & \quad e_{\text{ejes}} := 5 \text{mm} \\
 \Delta m \cdot e_{\text{ejes}} & = 6.05 \text{-mm} \cdot \text{kg}
 \end{aligned}$$

ISO 2372 - Valor RMS de velocidad de vibración

$$v_{\text{rms}} := \sqrt{\frac{\int_{10\text{Hz}}^{1000\text{Hz}} \left[ \frac{\Delta m \cdot e_{\text{ejes}} \cdot \omega^2 \cdot \omega}{M \cdot (\omega_n^2 - \omega^2)} \right]^2 d\omega}{1000\text{Hz} - 10\text{Hz}}} = 2.797 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

## ANEXO H. Especificaciones técnicas de fajas y bloques de freno de FRENOSA

### MATERIALES

#### BLOQUES Y FAJAS DE FRENO

DIMENSIONES	511		3240HD		7111
	Bloques	Fajas	Bloques	Fajas	Bloques
Espesor	10 mm - 38 mm (25/64" - 1" 1/2)	3 mm - 38 mm (1/8" - 1" 1/2)	10 mm - 38 mm (25/64" - 1" 1/2)	3 mm - 38 mm (1/8" - 1" 1/2)	10 mm - 38 mm (25/64" - 1" 1/2)
Ancho	76 mm - 406 mm (3" - 16")	25 mm - 279 mm (1" - 11")	76 mm - 406 mm (3" - 16")	25 mm - 279 mm (1" - 11")	76 mm - 406 mm (3" - 16")
Longitud Máximo	603 mm (23" 3/4)	790 mm (31" 7/64)	603 mm (23" 3/4)	790 mm (31" 7/64)	603 mm (23" 3/4)
Máximo Diámetro de Tambor	2388 mm (94")	1245 mm (49")	2388 mm (94")	1245 mm (49")	2388 mm (94")

#### CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL

Tipo de Material	Fibra de Vidrio	Orgánico	Non asbestos orgánico
Coefficiente de Fricción según SAE J 661	FF Normal: 0,41 (F) Caliente: 0,40 (F)	FF Normal: 0,40 (F) Caliente: 0,39 (F)	GG Normal: 0,49 (G) Caliente: 0,48 (G)

#### PROPIEDADES FÍSICAS

Gravedad Específica	2,00	2,18	2,30
Resistencia a la Tracción	105 daN/cm <sup>2</sup> (1500 PSI)	160 daN/cm <sup>2</sup> (2300 PSI)	105 daN/cm <sup>2</sup> (1500 PSI)
Resistencia a la Flexión	281 daN/cm <sup>2</sup> (4000 PSI)	352 daN/cm <sup>2</sup> (5000 PSI)	421 daN/cm <sup>2</sup> (6000 PSI)
Resistencia a la Compresión	633 daN/cm <sup>2</sup> (9000 PSI)	580 daN/cm <sup>2</sup> (8000 PSI)	633 daN/cm <sup>2</sup> (9000 PSI)
Dureza Gogan	30 GD	30 GD	25 GD

#### RANGOS DE OPERACIÓN RECOMENDADOS

Temperatura Máxima	343° C (650° F)	343° C (650° F)	343° C (650° F)
Carga Máxima	10,5 daN/cm <sup>2</sup> (150 PSI)	10,5 daN/cm <sup>2</sup> (150 PSI)	10,5 daN/cm <sup>2</sup> (150 PSI)

#### PRUEBA DINAMÓMETRO GREENING

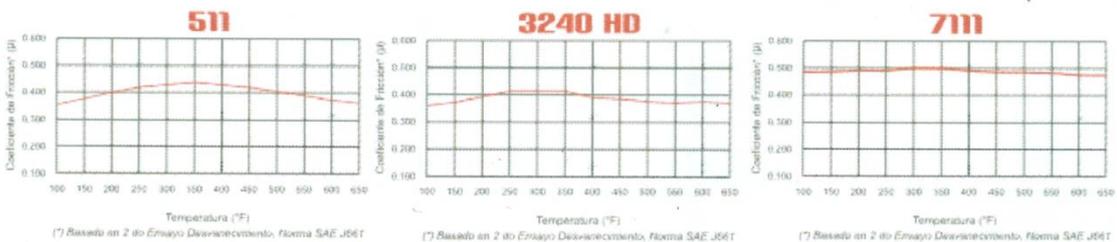
FMVSS121 Ensayo Dinamómetro Aprobado para 23 000 Lbs.

#### CERTIFICACIÓN GREENING

VESC V-3 Emitido por AMECA

CERTIFICADO

CERTIFICADO



## ANEXO I. Cálculos del freno

Este anexo es un detalle de cálculos del freno de fricción de la sección 4.1. Freno de fricción.

### I.1. Cálculo de dimensiones del freno

Los frenos de zapata larga pueden ser del tipo exterior o interior, simples, auto energizantes o auto bloqueantes. Entre ellos, el más conveniente es el *exterior* porque da acceso a su manipulación por fuera, y que además, sea auto energizante para que durante los ensayos dinámicos necesite menos fuerza de ajuste por parte del operario. Por lo tanto, se elige el freno de zapata larga exterior auto energizante.

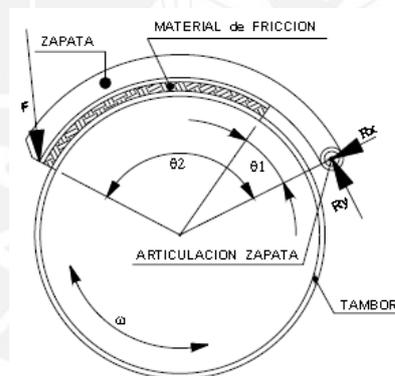


Figura I.1. Freno de zapata larga exterior<sup>42</sup>.

Haciendo girar el eje motriz del auto en sentido anti horario, según la Figura I.1, tenemos la condición de freno auto energizante. Se tiene la siguiente relación para el torque de fricción calculado de la estática del freno (Shigley, 2011):

<sup>42</sup> <http://materias.fi.uba.ar/6712M/TEORICO%20FRENOS%20Y%20EMBRAGUES.pdf>. Fecha de consulta: 26 de setiembre de 2011.

$$T = \frac{r^2 \cdot \mu \cdot t \cdot p_{m\acute{a}x}}{\sin \phi_M} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \sin \phi \, d\phi$$

Donde:

T	Torque de fricción transmitido al tambor
r	Radio del tambor
$\mu$	Coefficiente de fricción (0,49 – material de fricción FRENOSA)
t	Ancho de la zapata
$p_{m\acute{a}x}$	Presión máxima en la zapata

La presión  $p_{m\acute{a}x}$  se da en el punto de la zapata a los  $90^\circ$  del pivote, o en el ángulo máximo  $\phi_M$  si es que la zapata no llega a cubrir los  $90^\circ$ . En nuestro caso sí se sobrepasa los  $90^\circ$  por lo que el término  $\sin \phi_M$  es igual a la unidad.

Tomaremos el caso de diseño de torque máximo y reemplazaremos  $p_{m\acute{a}x}$  por  $p_{adm}$  para diseñar el tambor y la zapata.

T	Torque máximo de ensayos = 2430 N-m
$p_{adm}$	Presión admisible del material de fricción (150 psi = 1034 kPa)
$\phi_1$	Ángulo inicial contacto entre material de fricción y tambor ( $15^\circ$ )
$\phi_2$	Ángulo final del contacto ( $165^\circ$ )

Asumiendo el ancho de la zapata  $t = 200\text{mm}$  y despejando el diámetro nos resulta  $D = 402\text{mm}$  lo cual es excesivo. *Entonces se diseñará el freno con dos zapatas.*

Ahora el torque para absorber por cada zapata es la mitad:  $T = 1215 \text{ N} - \text{m}$

Rediseñando se obtienen los siguientes resultados:

- ✓ Número de zapatas                      2
- ✓ Ancho de cada zapata                     $t = 220\text{mm}$
- ✓ Diámetro del tambor                     $D = 150,2 \text{ mm}$  ,  $D = 285 \text{ mm}$

Se aumenta a 285mm el diámetro calculado para bajar la presión en el freno.

Verificación la presión máxima y despejándola de la ecuación del torque:

$$P_{m\acute{a}x} = 287 \text{ kPa}$$

## I.2. Cálculo de fuerzas en las zapatas

Antes de calcular la fuerza necesaria a aplicar ('F') en cada zapata, para generar la carga, se definen las variables necesarias.

$$\begin{aligned}
 h &= 207,5 \text{ mm} \\
 c &= 405 \text{ mm} \\
 r &= \frac{D}{2} = 142,5 \text{ mm} \\
 \phi_1 &= 15^\circ \\
 \phi_2 &= 165^\circ
 \end{aligned}$$

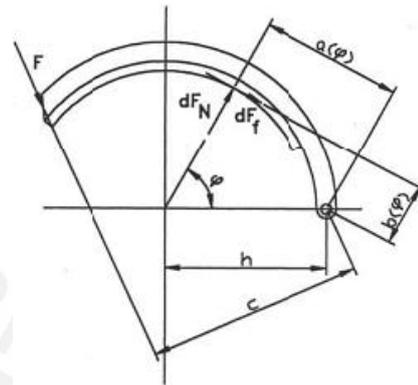


Figura I.2. Zapata superior

Torque generado por fuerzas normales a lo largo de la zapata:

$$\begin{aligned}
 M_n &= \frac{h \cdot r \cdot t \cdot P_{\text{máx}}}{\sin \phi_M} \int_{\pi/12}^{11\pi/12} \sin \theta^2 d\theta \\
 &= 2\,914 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

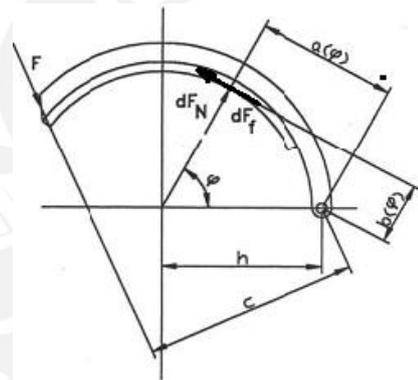


Figura I.3. Zapata inferior la cual es autoenergizante.

Torque generado por fuerzas de fricción a lo largo de la zapata:

$$M_f = \frac{r \cdot t \cdot P_{\text{máx}} \cdot \mu}{\sin \phi_M} \int_{\pi/12}^{11\pi/12} \sin \theta (r - h \cos \theta) d\theta = 1\,215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Zapata superior

$$F = \frac{M_n + M_f}{c} = 1,019 \times 10^4 \text{ N}$$

Zapata inferior (autoenergizante)

$$F = \frac{M_n - M_f}{c} = 4,194 \times 10^3 \text{ N}$$

Se concluye que se necesita un agente (tornillo de ajuste del acápite 4.1.2) que aplique una fuerza total de compresión de  $10\,190 + 4\,194 = 14\,390\text{ N}$  para generar la carga de torque máxima de ensayos de  $2\,430\text{ N}\cdot\text{m}$ .

Reacciones:

CÁLCULO DE REACCIONES EN PIVOTE

$$a := \int_{\phi_1}^{\phi_2} \sin(\phi) \cdot \cos(\phi) \, d\phi = 0 \qquad b := \int_{\phi_1}^{\phi_2} \sin(\phi)^2 \, d\phi = 1.559$$

ZAPATA SUPERIOR:

$$F_x := 0 \qquad F_y := F_{zapsup}$$

$$R_x := \frac{P_{max} \cdot t \cdot r}{1} \cdot (a + \mu \cdot b) - F_x = 6.881 \times 10^3 \text{ N}$$

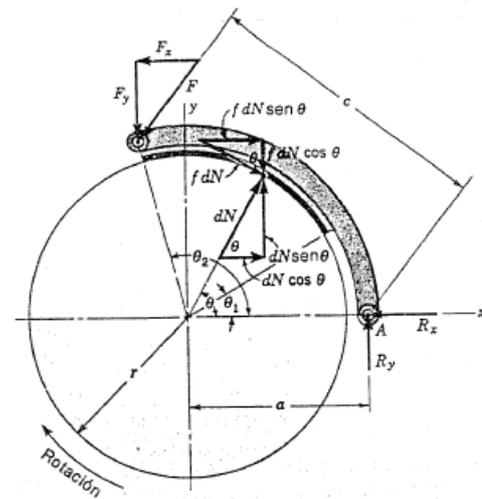
$$R_y := \frac{P_{max} \cdot t \cdot r}{1} \cdot (\mu \cdot a - b) + F_y = -3.848 \times 10^3 \text{ N}$$

ZAPATA INFERIOR (autoenergizante):

$$F_{x2} := 0 \qquad F_{y2} := F_{zapinf}$$

$$R_{x2} := \frac{P_{max} \cdot t \cdot r}{1} \cdot (a - \mu \cdot b) - F_x = -6.881 \times 10^3 \text{ N}$$

$$R_{y2} := \frac{P_{max} \cdot t \cdot r}{1} \cdot (-\mu \cdot a - b) + F_{y2} = -9.848 \times 10^3 \text{ N}$$



En la Figura I.4 se muestra un análisis por elementos finitos de la zapata superior. Se colocó como carga un momento de  $2000\text{ N}\cdot\text{m}$  por seguridad, el cual es mucho mayor a la mitad del torque máximo de operación ( $2430/2 = 1215\text{ N}\cdot\text{m}$ ). Se obtuvo un esfuerzo de Von Misses con valor máximo de  $67.44\text{ MPa}$  ubicado en el área donde va la arandela de la unión emperrada de ajuste. Es por ello que se decidió diseñar una arandela especial de gran tamaño para este trabajo (Figura I.5). El factor de seguridad a la fluencia para esta pieza fundida de material ASTM A743-CA6NM es entonces:

$$FS = \frac{550\text{ MPa}}{67,44\text{ MPa}} = 8,16$$

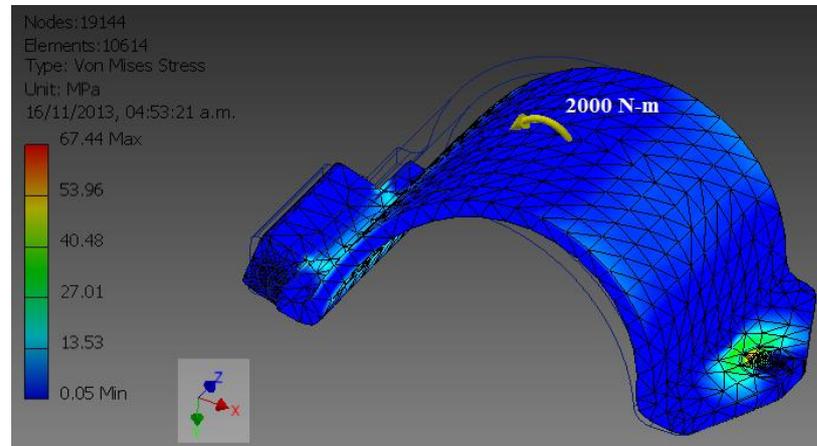


Figura I.4. Esfuerzos de Von Mises para la zapata superior

$$R_x = 1366 \text{ N (hacia la derecha)}$$

$$R_y = 5680 \text{ N (hacia arriba)}$$

Las reacciones calculadas con ayuda del software en el agujero de pivote indican que se tratará de traccionar al espárrago con 1030 N (eje Z) y de aplastar con una fuerza cuyas componentes son “Rx” y “Ry”. Estas reacciones en el pivote no coinciden con los resultados analíticos anteriores pues las asunciones son diferentes. En todo caso, en el cálculo del espárrago se emplearán los valores más críticos.

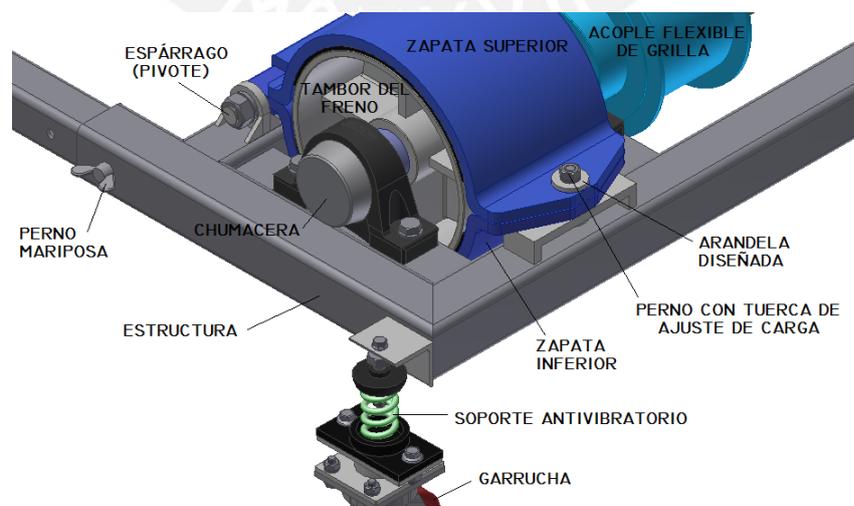


Figura I.5. Freno de tambor y zapatas

### I.3. Cálculo del espárrago-pin del freno

Luego de haber calculado las reacciones en el pin que en este caso es un espárrago, pues tiene roscado en sus dos extremos para su debido cierre con tuercas y arandelas de presión, se realiza un diagrama de cuerpo libre presentado en la Figura I.6.

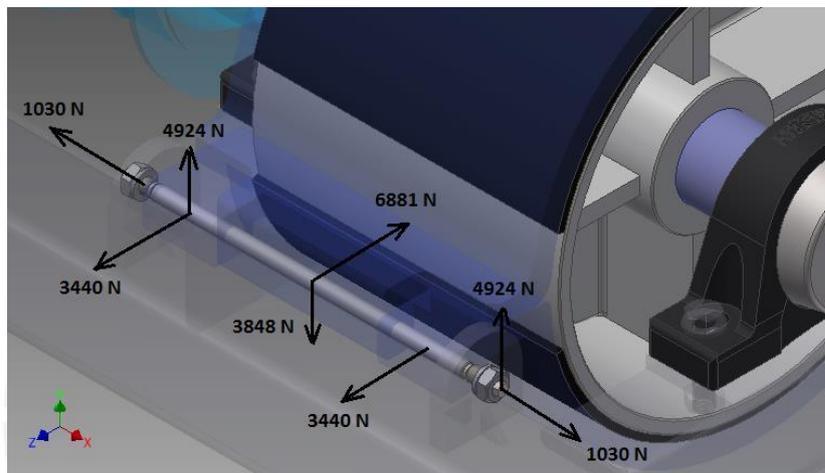


Figura I.6. DCL de espárrago-pin del freno

El cálculo de este espárrago se realizó con la ayuda del software Inventor. Se modeló las fuerzas como fuerzas distribuidas como se aprecia en la Figura I.7. Los resultados se pueden revisar en los diagramas de la Figura I.8. El diámetro del pin quedó en 24 mm con un esfuerzo máximo de Tresca de 127 MPa y una deflexión máxima de 0,215 mm. El diámetro no se puede aumentar más para disminuir ese esfuerzo de 127 MPa, por razones de espacio, es por ello que se eligió un material de acero inoxidable más resistente el cual es el mismo EN 1.4410 que tienen los árboles. El factor de seguridad con este material es 4,33.

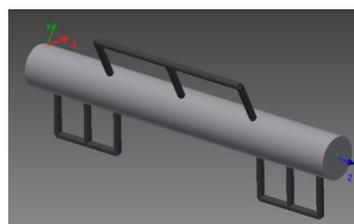
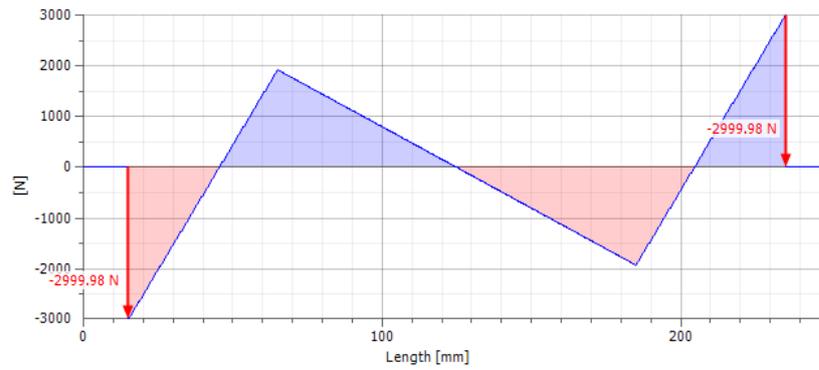
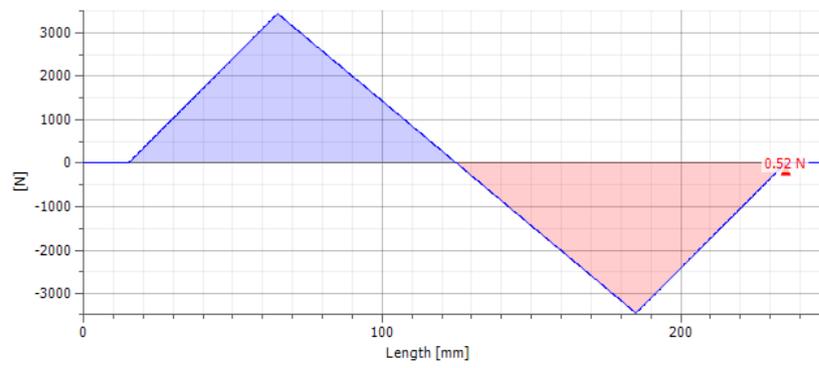


Figura I.7. Modelo de cálculo del pin

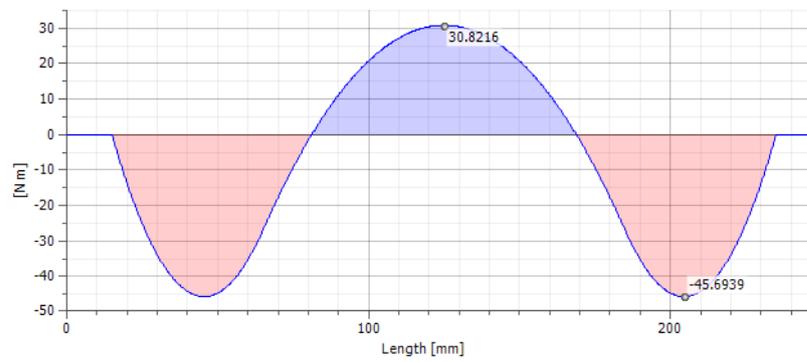
Shear Force, YZ Plane



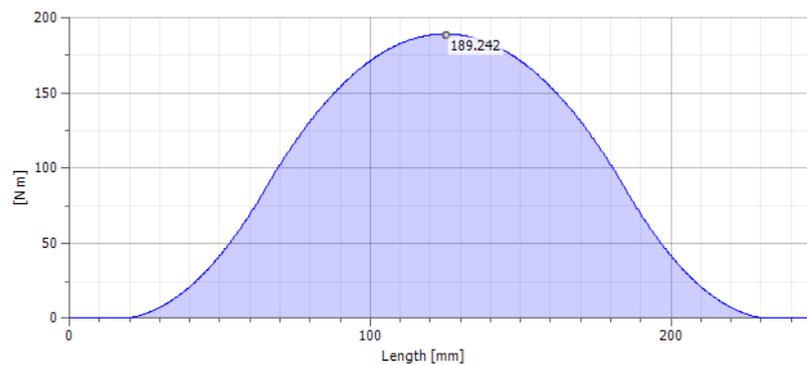
Shear Force, XZ Plane



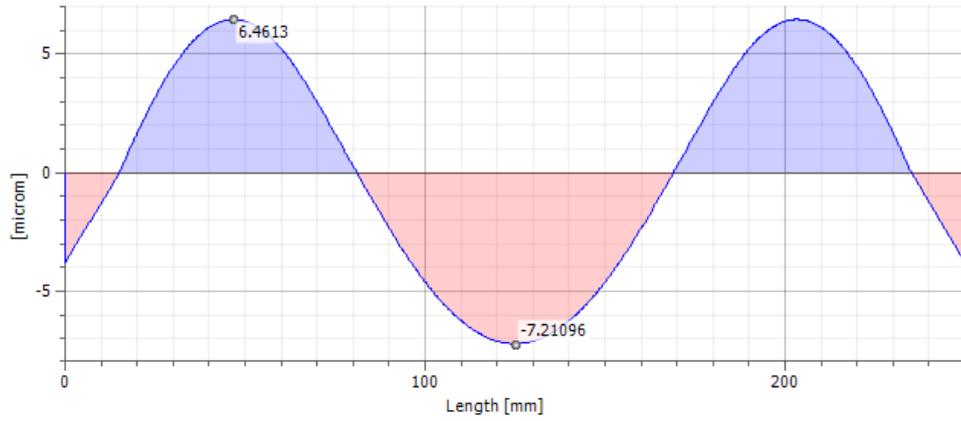
Bending Moment, YZ Plane



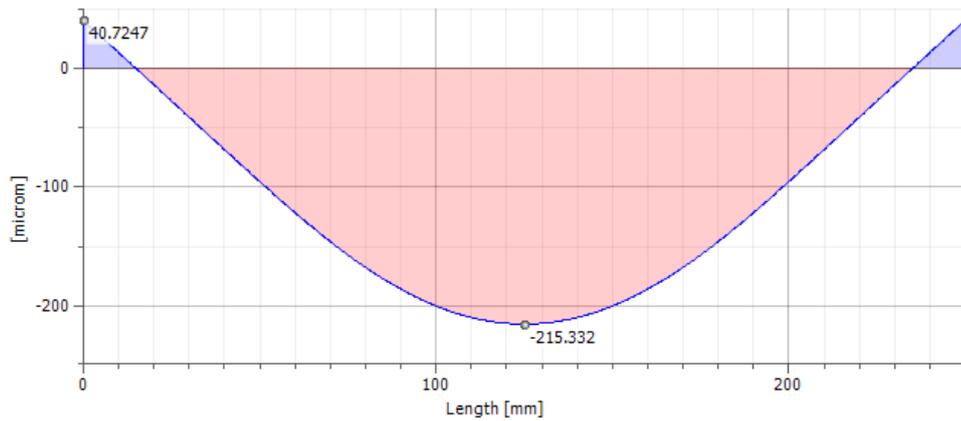
Bending Moment, XZ Plane



Deflection, YZ Plane



Deflection, XZ Plane



Reduced Stress

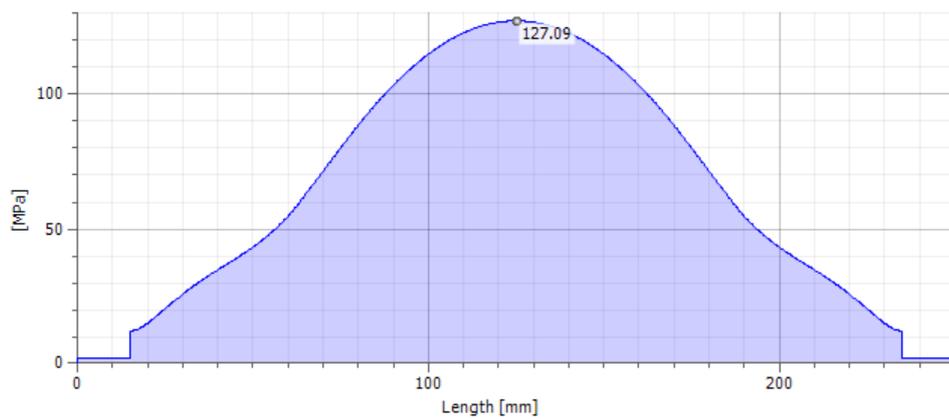


Figura I.8. Diagramas de fuerzas internas, deflexiones y esfuerzos reducidos del pin

#### I.4. Estudio estático del tambor por elementos finitos

Ahora que ya conocemos las cargas sobre el tambor podemos apreciar un estudio estático por elementos finitos realizado en el software *Inventor*.

El tambor consiste en una pieza soldada obtenida a partir de una plancha rolada de espesor 9mm, un disco (cortado de una plancha de espesor 12mm), nervios también de 12mm de espesor, y un tubo circular de diámetro exterior 88mm e interior de 58mm.

Introducimos las restricciones del caso y las cargas de torque y de presión de ambas zapatas sobre la superficie exterior.

- Torque: 2 430 N-m
- Presión: 300 kPa que es la presión máxima de contacto con las zapatas

Los resultados de esfuerzos de Von Mises se pueden observar en la Figura I.9.

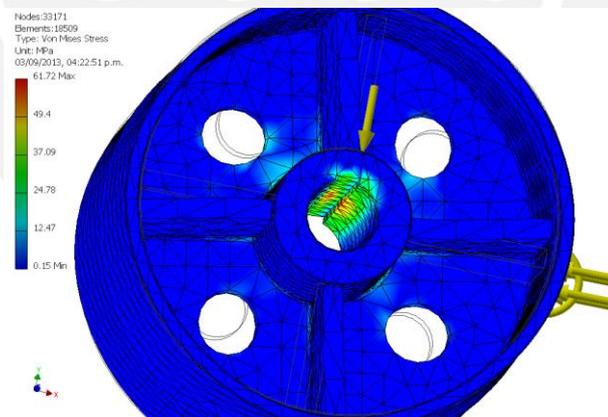


Figura I.9. Gráfica de tensiones en el tambor del freno.

El resultado del estudio es un factor de seguridad en fluencia de:

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{61,72 \text{ MPa}} = 4,05$$

Resultado satisfactorio en el que se concluye que la plancha rolada de 9 mm, los nervios de 12 mm y la barra redonda de 3 ½” de diámetro escogidas para fabricar el tambor cumplen con las solicitaciones.

### I.5. Árbol del freno

Primero, se realiza la estática que involucra a este eje y a los demás que tiene conectados. Los acoples entre ejes son flexibles y se modelan como rótulas pues permiten giro y evitan los momentos concentrados. Para el análisis estático de este caso se empleó el software XVIGAS, Figura I.10, pues permite el uso de rótulas y el análisis de varias vigas a la vez.

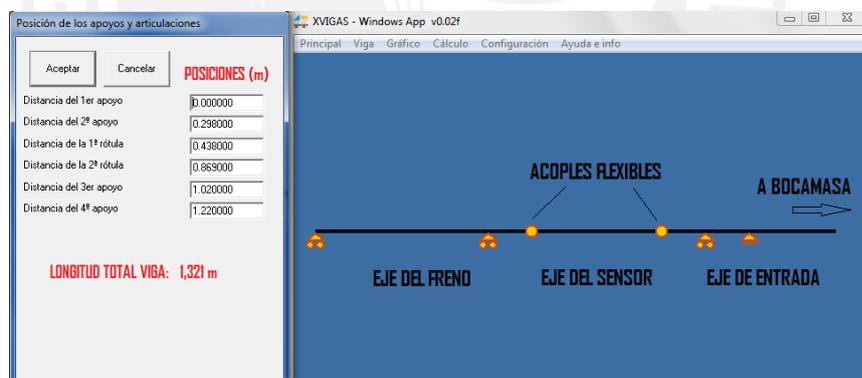


Figura I.10. Los tres ejes de una unidad de absorción modelados como viga y sus apoyos.

Se ingresaron las fuerzas estáticas en el modelo realizado en el software (Figura I.11) omitiendo el torque porque, al ser constante, no modifica la sección crítica buscada.

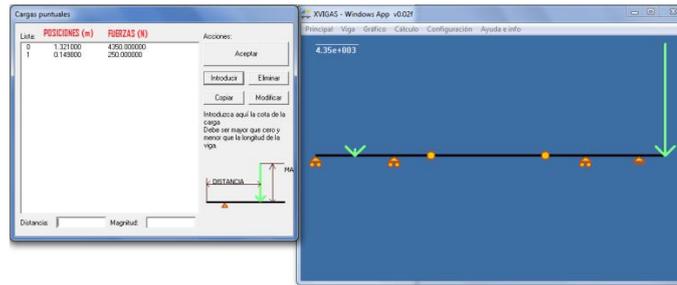


Figura I.11. Cargas estáticas y sus posiciones en la unidad de absorción.

Al calcular las fuerzas internas en el software y graficar los resultados (Figura I.12) podemos ver que el eje ubicado entre los acoples flexibles no sufrirá ni fuerzas ni momentos flectores- predecible por teoría - lo cual es una buena noticia para el sensor que estará alojado en él. Además, se observa que el apoyo fijo que está en el árbol de entrada es el más esforzado pues presenta la mayor carga de momento flector (435 N-m) y de fuerza cortante (6525 N).



Figura I.12. Diagramas de fuerzas internas para el caso de diseño con acoples flexibles (rótulas). Fuerzas cortantes (Verde). Momentos flectores (Rojo).

Como se puede apreciar en estos resultados, el árbol del freno no presenta un momento flector ni carga vertical considerable que generen deflexión alguna, la única carga importante que sufre es el torque de trabajo. Por ello se eligió como material al EN 1.4410 el cual es el mismo que para el árbol de entrada.

Los diagramas de fuerza cortante, deflexiones y esfuerzos reducidos de Tresca para este árbol se observan en la Figura I.13. El esfuerzo máximo de Tresca es 198 MPa. Con

este valor, y en vista de que el esfuerzo de fluencia del material EN 1.4410 es 550 MPa, el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{550}{198} = 2,78$$



Figura I.13. Diagramas de fuerzas internas, deflexiones y esfuerzos del árbol del freno.

## ANEXO J. Especificaciones técnicas de los soportes aisladores de vibración de Mason Industries

SPRING MOUNTS
MASON INDUSTRIES

**1" (25mm) Deflection  
SLF SINGLE SPRING MOUNTS**

Change designation to SLFH when base plate with bolt holes is required.

**SLFH**

**Matching Height Saving Bracket**      BH- Bracket Height BE- Bracket Elevation

Type	Size	L		M		W		BE		BH	
		(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)
SLF-	X	2 1/2	64	2	51	3	76	2 3/4	70	2 1/2	64
	A-45 - A-400	2 1/2	64	2	51	3	76	3 1/4	89	2 1/2	64
	A-510 - A-625	2 1/2	64	2	51	3	76	3 5/8	92	2 1/2	64
	B & C	4	102	2 3/4	70	3	76	5	127	4	102

All springs have additional travel to solid equal to 50% of the rated deflection.  
Solid Spring Height = Free Height minus 1.5 times Rated Deflection.

**Ratings & Dimensions for 1" (25mm) Deflection Single Spring Mounts (inches millimeters)**

Type	Size	Rated Capacity (lbs) (kg)	Rated Defl. (in) (mm)	Spring Constant (lbs/in)(kg/mm)	Spring Color	Spring Only Spring Free OD Height	Free & Oper Ht	A	C	E	G	H	J	Adjustment Bolt AB	Locking Cap Screw CS
SLF-	X-23†	23 10	1.50 38	18 0.26	Brown	11/2 21/2 38 64	33/4 2 95 51	-	-	-	-	-	-	1/2 x 21/2 x 64	1/4 x 1 x 25
	X-33†	33 15	1.30 33	30 0.45	Red										
	X-54†	54 24	1.40 36	45 0.67	White										
	X-76†	76 34	1.22 31	73 1.10	Black										
	X-113†	113 51	1.20 30	113 1.70	Yellow										
	X-130†	130 59	1.20 30	130 1.97	Purple										
	X-175†	175 79	1.20 30	175 2.83	Silver										
	X-210†	210 95	1.20 30	210 3.17	Blue										
SLF-	A-45	45 20	1.60 41	28 0.49	Blue	13/4 3 44 76	41/4 21/8 108 54	21/4 3	33/4 1/4	3/8 3/8	5/8 x 21/2 x 64	3/8 x 1 x 25			
	A-75	75 34	1.50 38	50 0.89	Orange										
	A-125	125 57	1.33 34	94 1.68	Brown										
	A-200	200 91	1.15 29	174 3.14	Black										
	A-310	310 141	1.00 25	310 5.64	Yellow										
	A-400	400 181	1.00 25	400 7.24	Green										
SLFH-	A-510	510 231	1.00 25	510 9.24	Red	13/4 31/8 44 79 13/4 33/8 44 86	45/8 21/8 117 54	21/4 3	33/4 1/4	3/8 3/8	5/8 x 21/2 x 64	3/8 x 1 x 25			
	B-65	65 29	2.10 53	31 0.55	Brown	23/8 4 60 102	6 152	23/4 27/8	41/8 53/8	1/2 13	3/8 3/8	7/8 x 41/4 x 108	1/2 x 1 1/4 x 32		
	B-85	85 39	2.10 53	40 0.74	White†										
	B-115	115 52	2.00 51	57 1.02	Silver										
	B-150	150 68	2.00 51	75 1.33	Orange										
	B-280	280 127	1.60 41	174 3.10	Green										
	B-450	450 204	1.31 33	344 6.18	Red										
	B-750	750 340	1.12 28	670 12.14	White										
	B-1000	1000 454	1.00 25	1000 18.16	Blue										
	C-1000	1000 454	1.00 25	1000 18.16	Black										
C-1350	1350 612	1.00 25	1350 24.48	Yellow											
C-1750	1750 794	1.00 25	1750 31.76	Black*											
C-2100	2100 953	1.00 25	2100 38.12	Yellow*											
C-2385	2385 1082	1.00 25	2385 43.28	Yellow**											
C-2650	2650 1202	1.00 25	2650 48.08	Red*											
C-2935	2935 1331	1.00 25	2935 53.24	Red**											

4 †SLFH not available ††with BLACK stripe \*with RED inner spring \*\*with GREEN inner spring

## ANEXO K. Especificaciones técnicas de garruchas “Colson Caster” - modelo “Cast Iron” y su respectivo freno<sup>43</sup>

Home → Products → Casters → 4 Series - capacity up to 1400 lbs → 4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid

### Standard Features:

- Attractive zinc plated finish
- Single ball hardened swivel raceway construction
- Formed fork legs feature robotic welding
- 1/2" hollow axle with grease zerck and lock nut
- Plastic seal/retainer washer (roller bearing models)
- 5/16" swivel steel top plate for durability, rigid top plate 1/4" steel
- Fork legs 1/4" thick x 2" wide
- Formed fork legs feature robotic welding
- Grease fittings: wheel bearing and swivel raceway
- Multi-temp grease lubricates in extreme hot and cold temperatures



build 3D model

Internet Explorer is recommended to view models.

Caster Description	Wheel Diameter	Tread Width	Capacity Each (lbs.)	Wheel Description	Optional Bearings	Load Height	Swivel Radius	Weight (lbs.)
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	4"	2"	1000	Endura Solid Elastomer	Delrin, Prec. Ball, PPBB	5-5/8"	3-9/16"	5-3/4
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	4"	2"	1000	Cast Iron	Delrin, PPBB	5-5/8"	3-9/16"	7-7/8
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	325	Performa Rubber (Conductive/Flat)	PPBB	6-1/2"	3-7/8"	6-1/8
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	400	Moldon Rubber (Cast iron core)	Delrin, PPBB	6-1/2"	3-7/8"	7
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	450	Trans-forma L.T. (Flat)	Delrin, PPBB	6-1/2"	3-7/8"	6-1/8
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	500	Performa Rubber (Flat/Black)	Delrin, Prec. Ball, PPBB	6-1/2"	3-7/8"	6-1/8
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	500	Performa Rubber (Flat/Grey)	Delrin, Prec. Ball, PPBB	6-1/2"	3-7/8"	6-1/8
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	500	Trans-forma (Flat/Grey)	Delrin, PPBB	6-1/2"	3-7/8"	6-1/8
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	650	Polyolefin	Delrin, Plain, PPBB	6-1/2"	3-7/8"	4-7/8
4 Series Enforcer Top Plate Swivel & Rigid	5"	2"	750	Polyurethane HI-TECH	Delrin, PPBB	6-1/2"	3-7/8"	4-3/4

### 4 & 6 Series Tread Lock Brake

#### Capacity up to 1500 lbs each

Available on 4 and 6 Series casters, this adjustable brake can be installed in the field or ordered assembled onto the caster. The toe activated brake features positive engagement via a rubber faced plate. This brake is not available with V-groove wheel models or 2-1/2" tread width wheels. To order with a caster, specify "BRK1". To field install the brake, see kit numbers below.



Wheel Dia.	Kit Number Standard	Standard 4 Series Swivel Radius	Standard 6 Series Swivel Radius	4 & 6 Series Enforcer Swivel Radius
4"	05944.24	5-5/16"	7-3/8"	6-3/16"
5"	05944.25	6-5/8"	6-9/16"	6-1/2"
6"	05944.26	7-5/16"	7-1/8"	6-7/8"
8"	05944.28	8-1/2"	8-9/16"	8-3/8"

Kit includes brake assembly, axle and lock nut.

Replacement brake pad model number: 05944.45.

<sup>43</sup> [www.colsoncaster.com/products/productdetails/default.aspx?productid=44](http://www.colsoncaster.com/products/productdetails/default.aspx?productid=44). Fecha consulta: 25 de febrero de 2013.

## ANEXO L. Verificación del árbol de entrada

Este anexo trata de la verificación del árbol de entrada de potencia (eje que sostiene el acople entre cada unidad de absorción y su respectiva bocamasa) calculado por rigidez en 55mm en la sección 4.4.

### L.1. Verificación del árbol de entrada por resistencia

Se necesita hacer la estática previa. Para ello se utilizó la ayuda del software XVIGAS. Como se puede apreciar en el diagrama de fuerzas internas de la Figura L.1, desde las rótulas (acoples flexibles) hacia la izquierda no hay cargas internas resultantes, pues como se vio en el análisis del freno, su peso es despreciable y las cargas de sus zapatas de fricción se anulan entre sí.

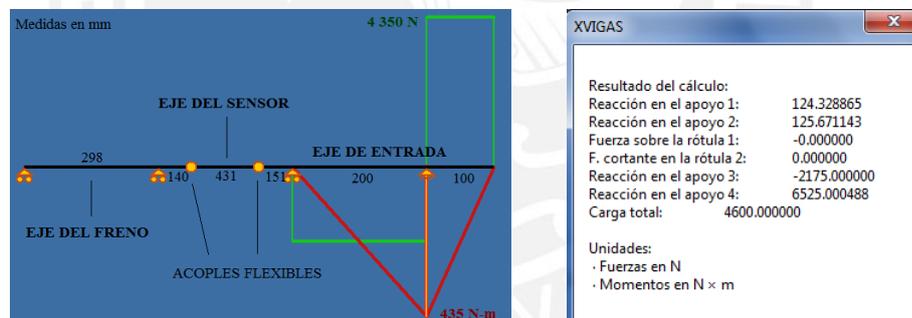


Figura L.1. Fuerzas cortantes (verde) y momentos flectores (rojo). Derecha: Reacciones en los apoyos.

Las reacciones en los apoyos del árbol de entrada son:

- Apoyo Fijo: 6525 N
- Apoyo Móvil: - 2175 N (hacia abajo)

La sección crítica está en la posición del apoyo fijo y los valores de carga son:

- Momento flector máximo: 435 N-m
- Torque máximo: 2430 N-m
- Factor de choques ( $C_B$ ): 1,5 (motor de combustión interna)

## Esfuerzos

- Esfuerzo normal máximo:  $\sigma_s = \frac{32M}{\pi d^3} = 47,3 \text{ MPa}$

Los esfuerzos normales son sólo ocasionados por flexión pues no hay fuerza normal. Asimismo son del tipo **alternante puro** por la naturaleza del eje que es giratorio y no soporta carga axial.

$$\text{Esfuerzo normal alternante: } \sigma_a = \sigma_s$$

$$\text{Esfuerzo normal medio: } \sigma_m = 0$$

- Esfuerzo cortante máximo:  $\tau_s = \frac{16T}{\pi d^3} = 114,3 \text{ MPa}$

Los esfuerzos cortantes son **pulsantes** pues el freno se activa y desactiva intermitentemente, del mismo modo la carga producida (torque). Por ejemplo, al realizar ensayos estacionarios, el equipo se para cada vez que se quiere evaluar otro cambio de la caja de velocidad.

$$\tau_a = \tau_m = \tau_s / 2$$

## Material: EN 1.4410

Puesto que la carga es relativamente importante, se escogió un acero inoxidable con buenas propiedades mecánicas cuyo nombre comercial es SANDVIK SAF 2507 (Bar)<sup>44</sup>.

- Esfuerzo de rotura:  $\sigma_B = 760 - 930 \text{ MPa}$
- Esfuerzo de fluencia:  $\sigma_F = 550 \text{ MPa}$
- Esfuerzo de flexión alternante:  $\sigma_{falt} = 400 \text{ MPa}$
- Esfuerzo de torsión pulsante:  $\tau_{puls} = 350 \text{ MPa}$

## Cálculo por fatiga

Se realizó según el libro de Resistencia de Materiales 2 de la PUCP.

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = 123,7 \text{ MPa} \quad , \quad \sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = 114,3 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$FS = \left( \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{aeq}}{\sigma_{falt}} \right)^{-1} = 2,2$$

<sup>44</sup> Consultado en la página web: [www.smt.sandvik.com/en-gb/materials-center/material-datasheets/tube-and-pipe-seamless/sandvik-saf-2507/](http://www.smt.sandvik.com/en-gb/materials-center/material-datasheets/tube-and-pipe-seamless/sandvik-saf-2507/)

El factor de seguridad de fatiga obtenido es aceptable.

### Verificación por fluencia

$$\sigma_{eqs} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_s^2} = 233,5 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 2,4$$

### L.2. Verificación del árbol de entrada por resonancia

Vimos en el cálculo por rigidez que  $\delta_c = \frac{PL^3}{8EI}$  en el punto de aplicación de la carga.

Recordando la ley de Hooke: *Fuerza = rigidez × deformación*

$P = k\delta$ , entonces despejando k:

$$k = P/\delta = \frac{8EI}{L^3}$$

- La rigidez en nuestro caso:  $k = \frac{8EI}{L^3} = 7,18 \times 10^4 \text{ N/mm}$
- Masa del eje:  $m = \rho \frac{\pi D^2}{4} \frac{3L}{2} = 12,5 \text{ kg}$

Calculando la frecuencia natural en el modo de vibración coincidente con el punto

mencionado:  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$

- Frecuencia natural:  $\omega_0 = \sqrt{k/m} = 2396 \text{ Hz}$

La frecuencia natural del eje es muy alta. El equipo nunca la alcanzará.

### L.3. Verificación de la chaveta por resistencia

Este cálculo de chaveta corresponde a la que transmite el torque entre el árbol de entrada y el acople de grilla. Las dos chavetas del sensor de torque ya no requieren un cálculo pues vienen de fábrica con las medidas ½” x ½” x 3 ½”. No obstante las demás chavetas de la máquina si se calcularon con el mismo procedimiento. La chaveta del árbol del freno con el acople de grilla es la misma que la presente 16x10x110. La chaveta entre el mismo eje de freno y el tambor es más grande pues tiene medidas 16x10x140.

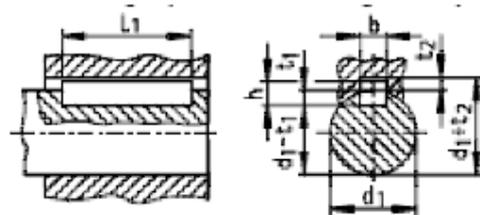
#### Cálculo de las chavetas

La chaveta transmitirá un torque:

$$M_t := 2430 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Se debe cumplir

$$L_{ef} \geq \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot p_{adm}}$$



Parallel key and keyway acc. to DIN 6885 Part 1

Las siguientes medidas son recomendadas de acuerdo a la norma

para  $d := 52 \text{ mm}$

$b := 16 \text{ mm}$

$h := 10 \text{ mm}$

$t_1 := 6 \text{ mm}$

$t := h - t_1 = 4 \text{ mm}$

$p_{adm} := 260 \text{ MPa}$  ... (material St60)

$$L_{ef} := \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot p_{adm}} = 89.87 \text{ mm}$$

$$L \geq L_{ef} + b$$

$$L_{ef} + b = 105.87 \text{ mm}$$

Entonces seleccionamos una CHAVETA DIN A16x10x110 DIN 6885

Para el cubo del acople debe tenerse como mínimo:

$$L_c := 1.3d = 67.6 \text{ mm}$$

$$D_c := 2 \cdot d = 104 \text{ mm}$$

### ANEXO M. Cálculo de las uniones atornilladas de los acoples

Este anexo es la continuación de cálculo de tornillos del acápite 4.4.3. Otras consideraciones a parte de la fuerza tangencial, ocasionada por el torque en las 4 uniones atornilladas del acople, se presentan en la siguiente tabla.

Parámetros de operación de la unión atornillada.

Seguridad al deslizamiento	1,5
Coefficiente de fricción en el roscado	0,15
Coefficiente de fricción entre tuerca-brida	0,15
Coefficiente de fricción entre bridas	0,15
Efectos de temperatura en la precarga	No hay. La T° es ambiente
Asentamiento total de superficies	0,013 mm
Espesor de la brida solidaria	9 mm
Material de la brida solidaria	EN 1.4410
Espesor de la brida intercambiable	10 mm
Material de la brida intercambiable	A-743-CA-6NM

En la Figura M.1 se observa el diagrama de esfuerzo y deformaciones de la unión entre uno de los tornillos y las placas de las bridas.

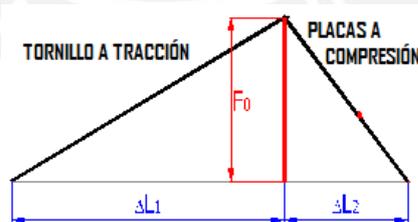


Figura M.1. Esquema de fuerza y deformaciones de una unión atornillada del acople.

A continuación se presentan las ecuaciones de cálculo involucradas que se realizaron según la teoría de elementos de máquinas.

- Fuerza normal mínima de montaje:  $F_n = \frac{F_r}{\mu} = \frac{7163N}{0,15} = 47\ 750\ N$

- Factor de seguridad al deslizamiento =  $\frac{\text{Precarga de operación}}{F_n}$
- Longitud de asentamiento :  $\delta_{as}$
- Rigidez del tornillo :  $c_t$
- Rigidez de las bridas :  $c_b$
- Pérdida de precarga debida al asentamiento =  $\frac{c_t c_b}{(c_t + c_b)} \delta_{as}$
- Precarga de montaje ( $F_0$ ) = Precarga de operación + Pérdida por asentamiento
- Torque de apriete de montaje:  $T_m = F_0 \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \varphi') + F_0 \mu \frac{D_m}{2}$
- Esfuerzo normal del perno:  $\sigma = \frac{4F_0}{\pi d_s^2}$
- Esfuerzo de cizallamiento por torsión del perno:  $\tau = \frac{16T_m}{\pi d_s^3}$
- Esfuerzo equivalente del perno:  $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$
- Presión en las bridas:  $F_0 / \text{Área}$

Los resultados de los cálculos realizados se presentan en la siguiente tabla. Según se aprecia en los resultados obtenidos, el torque máximo de montaje para cada uno de los cuatro tornillos es de **210,1 N-m** y se da en el caso crítico que el acople embrizado tenga que transmitir el torque máximo del automóvil de 2430 N-m considerado en las estimaciones preliminares del capítulo 2.

Resultados de los cálculos de la unión atornillada

Rigidez del perno	827 022 N/mm
Rigidez de las bridas	2 736 760 N/mm
Fuerza mínima de montaje	47 750 N
Seguridad al deslizamiento	1,5
Precarga de operación	71 626 N
Pérdida por asentamiento	8 256 N
Precarga de montaje ( $F_0$ )	79 882 N
<b>Torque de apriete montaje</b>	<b>210,1 N-m</b>
Esfuerzo normal perno	684 MPa
Esfuerzo de cizallamiento por torsión	338 MPa
Esfuerzo equivalente perno	900 MPa
Esfuerzo de fluencia del material	1100 MPa
Factor de seguridad perno	1,22
Presión en las bridas	422 MPa
Presión admisible material bridas	460 MPa

## ANEXO N. Método de selección SKF para acoples tipo grilla

# SKF Grid Couplings

In high output (kW) and high torque applications where vibration, shock loads and misalignment occur, SKF Grid Couplings are an excellent choice.

The unique design of the grid and hub teeth enable these couplings to accommodate movement and stresses from all three planes, which can reduce vibration levels by as much as 30%.

The tapered grid element is manufactured from a high strength alloy steel. The grid, which is the primary wear component of the coupling is designed for quick and easy replacement. Unlike other couplings, the hubs and other components are not disturbed. This makes realignment unnecessary and further reduces downtime and maintenance costs.

### Selection

#### Standard selection method

This selection procedure can be used for most motor, turbine, or engine driven applications. The following information is required to select an SKF grid coupling:

- Torque – power [kW]
- Speed [r/min]
- Type of equipment and application
- Shaft diameters
- Shaft gaps
- Physical space limitation
- Special bore or finish information

Exceptions to use of the standard selection method are for high peak loads and brake applications. For these, use the formula selection method or contact SKF.

#### 1 Determine system torque

If torque is not given, use the following formula to calculate for torque (T)

$$\text{System torque} = \frac{\text{Power [kW]} \times 9\,549}{\text{Speed [r/min]}}$$

#### 2 Service factor

Determine the service factor from **tables 7 and 8 on pages 60 and 61.**

#### 3 Coupling rating

Determine the required minimum coupling rating as shown below:

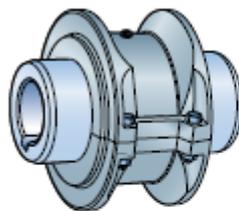
$$\text{Coupling rating} = \text{service factor} \times \text{torque [Nm]}$$

#### 4 Size

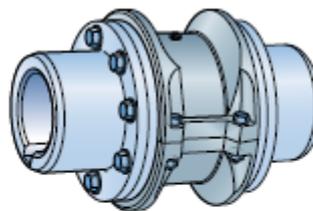
Select the appropriate coupling from the torque column of the product tables on **pages 12 to 14** with a value that is equal to or greater than that determined in **step 3** above and check that the chosen coupling can accommodate both driving and driven shafts.

#### 5 Other considerations

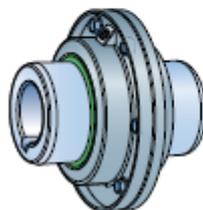
Possible other restrictions might be speed [r/min], bore, gap and dimensions.



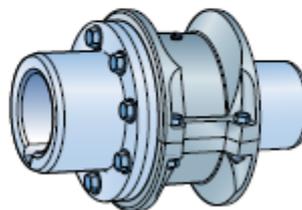
Horizontal split cover → page 12



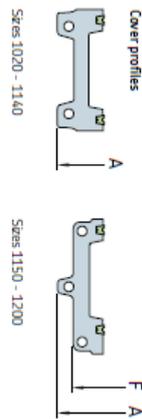
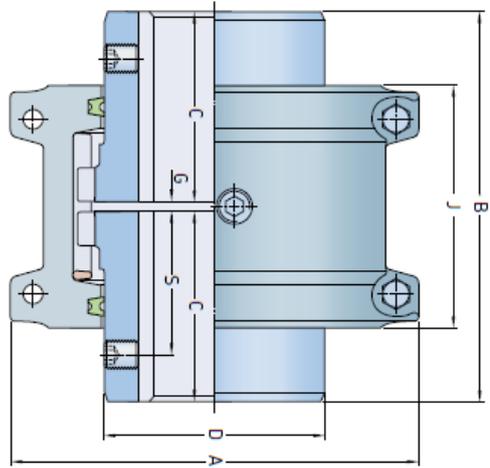
Full spacer → page 14



Vertical split cover → page 13



Half spacer → page 15



Size	Power per Rated 100 r/min torque	Max speed	Bore diameter		Dimensions							G gap		Lubricant weight	Coupling weight without bore			
			min.	max.	A	B	C	D	J	F	S	min.	Normal max.					
1020 TGH	0,54	52	4500	12	30	101,6	98,2	47,5	39,7	66	-	-	39,1	1,5	3	4,5	0,027	1,9
1030 TGH	1,6	149	4500	12	36	110	98,2	47,5	49,2	68,3	-	-	39,1	1,5	3	4,5	0,040	2,6
1040 TGH	2,6	249	4500	12	44	117,5	104,6	50,8	57,2	70	-	-	40,1	1,5	3	4,5	0,054	3,4
1050 TGH	4,6	435	4500	12	50	138	123,6	60,3	66,7	79,5	-	-	44,7	1,5	3	4,5	0,068	5,4
1060 TGH	7,2	684	4500	19	57	150,5	130,0	63,5	76,2	92	-	-	52,3	1,5	3	4,5	0,086	7,3
1070 TGH	10,4	994	4125	19	65	161,9	155,4	76,2	87,3	95	-	-	53,8	1,5	3	4,5	0,113	10
1080 TGH	21,5	2050	3600	27	79	194	180,8	88,9	104,8	116	-	-	64,5	1,5	3	6	0,172	18
1090 TGH	39,0	3730	3600	27	95	213	199,8	98,4	123,8	122	-	-	71,6	1,5	3	6	0,254	25
1100 TGH	65,7	6280	2440	41	107	250	246,2	120,6	142,1	155,5	-	-	-	1,5	5	9,5	0,426	42
1110 TGH	97,6	9320	2250	41	117	270	259,0	127,0	160,3	161,5	-	-	-	1,5	5	9,5	0,508	54
1120 TGH	143,0	13700	2025	60	136	308	304,4	149,2	179,4	191,5	-	-	-	1,5	6	12,5	0,735	81
1130 TGH	208,0	19900	1800	66	165	346	329,8	161,9	217,5	195	-	-	-	1,5	6	12,5	0,907	121
1140 TGH	299,0	28600	1650	66	184	384	374,4	184,2	254,0	201	-	-	-	1,5	6	12,5	1,13	178
1150 TGH	416,0	39800	1500	108	203	453,1	371,8	182,9	269,2	271,3	-	-	-	1,5	6	12,5	1,95	234
1160 TGH	586,0	55900	1350	120	228	501,4	402,2	198,1	304,8	278,9	-	-	-	1,5	6	12,5	2,81	317

## ANEXO O. Selección de sensores y accesorios

### O.1. Sensor de torque de rotación

La parte electrónica de la tesis se seleccionó del fabricante HONEYWELL. Esta incluye dos sensores de torque, dos sensores de rpm, dos *display* y un software de descarga de datos para PC. El sensor de torque es del tipo rotacional (Figura O.1), es decir, cuando está en servicio sus ejes en rotación no entran en contacto con la carcasa que es fija.



Figura O.1. Sensor de torque rotacional Honeywell Series 1600.

Los datos de entrada necesarios para la selección del sensor de torque son los casos críticos de velocidad angular máxima y torque máximo:

- Torque máximo: 2 430 N-m (1era velocidad de la caja de cambios)
- Velocidad angular máxima: 2 331 rpm (6ta velocidad de la caja de cambios)

Entonces, y según la información proporcionada por el fabricante que se muestra en el ANEXO P, se procede a la selección del sensor de torque.

El modelo elegido es el 1606-30K y su capacidad y especificaciones son:

- ✓ Capacidad : 3390 N-m
- ✓ Sobrecarga admitida : 6780 N-m (60 000 lb-in)
- ✓ Máximas revoluciones : 6700 rpm
- ✓ Rigidez torsional : 460980 N-m/rad = 8045,6 N-m/grado sexagesimal
- ✓ Peso : 18,2 kg

- ✓ Histéresis :  $\pm 0,1\%$  del torque medido
- ✓ No linealidad :  $\pm 0,1\%$  del torque medido
- ✓ Repetitividad :  $\pm 0,05\%$  del torque medido
- ✓ Cantidad : 2 (uno por cada unidad de absorción de potencia)

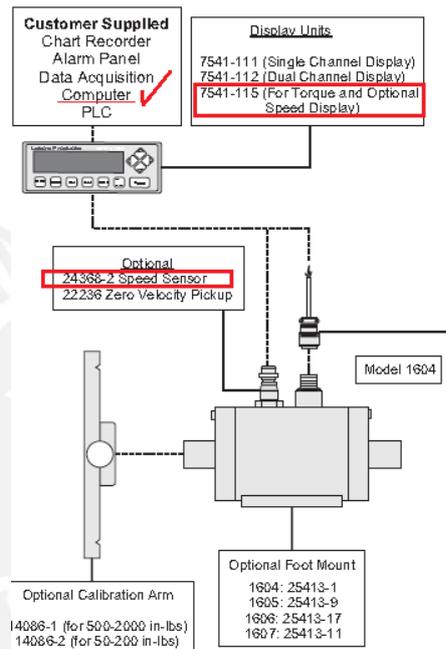


Figura O.2. Sensor de torque rotacional Honeywell Series 1600 y sus componentes opcionales.

## Accesorios

Los accesorios que se presentan en este inciso son indispensables para obtener las curvas de potencia y torque versus velocidad angular, producto de los ensayos del dinamómetro, y poder visualizarlas en una computadora. Los mismos son dos sensores de velocidad angular, dos display, un software utilitario para procesamiento de datos en PC y dos cables. Ellos se eligieron también del fabricante Honeywell y son compatibles según las especificaciones técnicas del sensor de torque seleccionado previamente. Estos accesorios se deben adquirir en pares a excepción del software utilitario. En la Figura O.2 se pueden apreciar los accesorios seleccionados encerrados en dos rectángulos rojos y con un “check” el equipo suministrado por el cliente (a adquirir por separado) que en este caso es la PC.

## O.2. Sensor de velocidad angular magnético

En el caso de este componente, el código enmarcado en un cuadro rojo que va acompañado de las palabras “speed sensor” ha sido reemplazado por el código de venta 064-LW24368-2 en las cotizaciones del capítulo 5. El sensor se muestra en la Figura O.3. Entre sus características este sensor cuenta con salida eléctrica de frecuencia sinusoidal y se ensambla directamente al sensor de torque a través de un conector de dos pines.



Figura O.3. Sensor de velocidad magnético pasivo.

## O.3. *Display* para torque, velocidad angular y potencia:

En este caso se selecciona el de código de venta 7541-115 (Figura O.4) que posee 2 canales de entrada: uno para el torque y el otro para la velocidad angular, datos que provienen de los respectivos sensores. La potencia es calculada por este dispositivo como el producto de los otros dos datos. Esta interface tiene la capacidad de presentar las 3 variables en su pantalla pero sólo puede mostrar 2 de ellas al mismo tiempo. Otras características y especificaciones pueden consultarse en la segunda página del ANEXO P.



Figura O.4. Display Honeywell modelo 7541.

#### **O.4. Software utilitario**

En este caso se selecciona el de código de venta AA-183 (Figura O.5) según la segunda página del ANEXO P.



Figura O.5. Software utilitario para instrumentación Honeywell.

#### **O.5. Cable del sensor de velocidad**

Se selecciona el cable de 15 pies de largo con código de venta 7204-00-15 según la segunda página del ANEXO P.

## ANEXO P. Especificaciones técnicas de los sensores de torque rotacional Honeywell Series 1604-1607<sup>45</sup> y accesorios

### PERFORMANCE SPECIFICATIONS

Characteristic	Measure
Torque range	50 lb-in to 100000 lb-in
Non-linearity	±0.1 % of rated output
Hysteresis	±0.1 % of rated output
Repeatability	±0.05 % of rated output
Output @ rated capacity	2 mV/V (nominal)

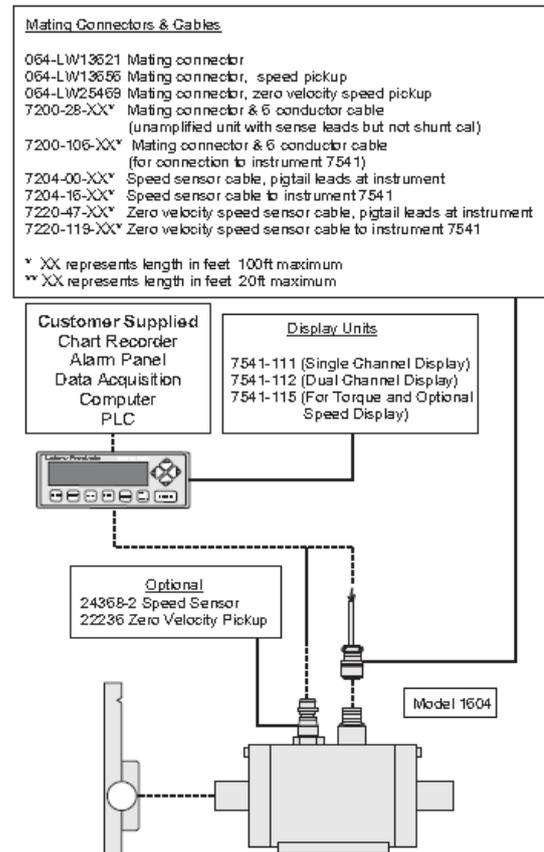
### ENVIRONMENTAL SPECIFICATIONS

Characteristic	Measure
Temperature, operating	-29 °C to 93 °C [-20 °F to 200 °F]
Temperature, compensated	21 °C to 77 °C [70 °F to 170 °F]
Temperature effect, zero	±0.002 % of rated output/°F
Temperature effect, output	±0.002 % of reading/°F

### ELECTRICAL SPECIFICATIONS

Characteristic	Measure
Excitation	3.28 kHz optimum @ 10 Vac max. RMS
Insulation resistance	> 5000 mOhm @ 50 Vdc
Bridge resistance	350 ohm (nominal)
Number of bridges	1
Zero balance	±1.0 % of rated output

### TYPICAL SYSTEM DIAGRAM



### MECHANICAL SPECIFICATIONS

Model	Capacity lb-in	Capacity N-m	Max speed RPM	Protected for overloads to lb-in	Torsional stiffness lb-in/rad	Rotating Inertia lb-in/sec <sup>2</sup>	Weight kg [lb]
1604-50	50	5	10000	150	5000	2.59 x 10 <sup>-5</sup>	8,20 [18]
1604-100	100	10	10000	300	13500	2.59 x 10 <sup>-5</sup>	8,20 [18]
1604-200	200	20	10000	600	33000	2.59 x 10 <sup>-5</sup>	8,20 [18]
1604-500	500	55	10000	1500	85000	2.59 x 10 <sup>-5</sup>	8,20 [18]
1604-1K	1000	115	10000	3000	150000	2.59 x 10 <sup>-5</sup>	8,20 [18]
1604-2K	2000	225	10000	3000	225000	2.59 x 10 <sup>-5</sup>	8,20 [18]
1605-2K	2000	225	10000	6000	700000	8.41 x 10 <sup>-5</sup>	12,70 [28]
1605-5K	5000	565	10000	15000	950000	8.41 x 10 <sup>-5</sup>	12,70 [28]
1605-10K	10000	1130	10000	20000	1000000	8.41 x 10 <sup>-5</sup>	12,70 [28]
1606-20K	20000	2250	6700	60000	4080000	3.62 x 10 <sup>-2</sup>	18,20 [40]
1606-30K	30000	3390	6700	60000	4080000	3.62 x 10 <sup>-2</sup>	18,20 [40]
1607-50K	50000	5650	6000	150000	11800000	0.15	34,10 [75]
1607-100K	100000	11300	6000	150000	19950000	0.47	34,10 [75]

<sup>45</sup> HONEYWELL (2008). *Model 1604-1607 Standard Rotating Shaft Torque Sensor.*

## Torque Accessories



### PASSIVE MAGNETIC SPEED SENSOR

Order Code	Description
064-LW24368-1	for Models 1102 and 1602
064-LW24368-2	for Models 1100, 1600, and 1800 Series
064-LW24368-3	for Model 1228
064-LW24368-4	for Model 1248
064-LW24368-5	for Model 1648

### PASSIVE SPEED SENSOR PICKUP CABLE ASSEMBLY

Order Code	Description
7204-00-15	15 feet
7204-00-50	50 feet
7204-00-100	100 feet
7204-16-15	15 feet with connector for Model 7541
7204-16-50	50 feet with connector for Model 7541
7204-16-100	100 feet with connector for Model 7541



### CALIBRATION ARM

Order Code	Description
071-LW10686	Calibration arm for Model 2404 torque systems



### EQUAL ARM CALIBRATION BEAM

Order Code	Description
071-LW10070-1	Calibration beam for Models 1102, 1602, 2105, and 2120
071-LW11540	Calibration beam for Model 1103
071-LW14086-1	Calibration beam for Models 1104, 1604, and 1804 (for ranges 500 lb through 2K lb)
071-LW14086-2	Calibration beam for Models 1104, 1604, and 1804 (for ranges 50 lb through 500 lb)

## Model 7541

### AC Carrier or DC Strain Gage Conditioner Indicator



#### FEATURES

- May be calibrated in two directions (clockwise and counter-clockwise or tension and compression)
- Fast, rock-solid readings with high noise immunity - 2000 samples/sec for torque, head, or drawbar force input - 1 ms response for speed
- One or two channel input
- Six-digit engineering unit with legends and 0.01 % resolution max.
- No pots, batteries, fans, maintenance, or external power supplies
- Excitation: ac carrier models, 3.28 kHz, 3 V rms; dc models, 5 V or 10 V dc, user selectable

#### Order code

- 7541-111 ac excitation, single display
- 7541-112 ac excitation, dual display (two inputs)
- 7541-115 ac excitation, torque, RPM, hp (displays 2 of the 3)
- 7541-101 dc excitation, single display
- 7541-102 dc excitation, dual display (two inputs)
- 7541-105 dc excitation, torque, RPM, hp (displays 2 of the 3)



#### SOFTWARE

Order code	Description
AA181	Software and cable to allow PCs to change signal data
AA183	Instrument utility software

**ANEXO Q. Cotizaciones**

**Q.1. Cotización de sensores y materiales accesorios**

**AMERICAN INDUSTRIAL EQUIPMENT S.A.C.**  
 Jr. Bolívar 695 Magdalena del Mar  
 LIMA - 17 PERU  
 TEL: (511) 461-3828 FAX: (511) 460-5059  
[sales@alesac.com](mailto:sales@alesac.com)  
[www.alesac.com](http://www.alesac.com)

	RUC: 20101865101 COTIZACION AIE-0461-11-QPS FECHA 18/11/2011
--	--

<b>SEÑORES</b>  <b>QUALITY PROFESSIONAL SOFTWARE S.A.C.</b> Av. Constructoros N° 395 - OF. 302 La Molina, Lima 12, Perú RPC: + 51 1 989 001 659 José Luis Covañas Flores / Soporte en Software de Ingeniería E-mail : <a href="mailto:jose.covanas@qualityprofessionalsoftware.com">jose.covanas@qualityprofessionalsoftware.com</a>	<b>CONDICIONES DE VENTA</b>  INP. IGV. 18% NO INCLUYE VALIDEZ OFERTA 30 DIAS FORMA DE PAGO VER NOTA TIEMPO ENTREGA VER NOTA
--	--

Por el presente, hacemos llegar nuestra oferta por el siguiente material :

II	CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	UM	P.T. \$	TOTAL US\$
1	1606-30K	Sensor de Torque Rotacional Rango: 30,000 in-lb, Salida: mV/V; Temperatura de Operación: 20 a 75 °C; Order Code: 1606-30K.IAD.2U.64.C.15C. Modelo: 1606; Marca: HONEYWELL Origen: USA <i>(Entrega 14 semanas a partir de la recepción de la orden de compra)</i>	2,00	EA	8,831.00	17,662.00
2	064-LW24368	Sensor de Velocidad Order Code: 064-LW24368-2; Marca: HONEYWELL Origen: USA <i>(Entrega 8 semanas a partir de la recepción de la orden de compra)</i>	2,00	EA	345.00	690.00
3	7204-00-15	Cable conector Order Code: 7204-00-15 Marca: HONEYWELL Origen: USA <i>(Entrega 8 semanas a partir de la recepción de la orden de compra)</i>	2,00	EA	330.00	660.00
4	7541-115	Instrumento de medición Order Code: 7541-115 Modelo: 7541 Marca: HONEYWELL Origen: USA <i>(Entrega 8 semanas a partir de la recepción de la orden de compra)</i>	1,00	EA	3,840.00	3,840.00
5	AA183	Software utilitario del instrumento Order Code: AA183 Marca: HONEYWELL Origen: USA <i>(Entrega 14 semanas a partir de la recepción de la orden de compra)</i>	1,00	EA	220.00	220.00
NOTA:		FORMA DE PAGO 30% ADELANTADO, SALDO CONTRA ENTREGA				
<b>TOTAL US\$</b>						<b>23,072.00</b>

## Q.2. Cotización de acoples flexibles SKF



### ALFA BEARING S.A.C.

Oficina: Av. Nicolas Arriola 1399 - La Victoria  
Teléfono: +51 1 324-3344 Fax: +51 1 323-1484  
Nextel: 837\*7946

[www.alfabearing.com](http://www.alfabearing.com)  
[alfabearingsac@terra.com.pe](mailto:alfabearingsac@terra.com.pe)  
[ventas1@alfabearing.com](mailto:ventas1@alfabearing.com)

Numero de Proforma	Cliente	Fecha de Emisión	Fecha de Validez	Moneda	Condición de Pago
2011AB00948	QUALITY PROFESSIONAL SOFTWARE S.A.C.	06/12/2011	15/12/2011	USD	CONTADO
Item	Producto	Cantidad	Precio Unitario	Total	Tiempo de entrega
1	Acoples PHE 1100H GRID KIT SKF	4	823.69	3294.76	Stock, salvo venta previa.
				Valor Neto	3294.76
				I.G.V.(18%)	593.06
				Total	3887.82
N. de Req.	Email				
Ref. del Cliente	José Luis Coveñas Flores				
Ref. Alfa Bearing	Juliana Linares N.				

## Q.3. Cotización de uniones atornilladas



### AJUSTE PERFECTO SAC

Ruc : 20500242966

Calle Omicrón 340-348 Paque de la Industria y Comercio - Callao  
Telefonos : 452-0355 / 452-5345 Fax : 561-2467  
Email : [ventas@ajusteperfecto.com](mailto:ventas@ajusteperfecto.com)

COTIZACION N° 037640

FECHA : 06/12/2011

Señor (es) : QUALITY PROFESSIONAL SOFTWARE S.A.C.

Dirección :

Atte. Sr(a) : JOSE LUIS COVENAS FLORES

Nos es grato saludarlos y les hacemos llegar nuestra cotización de acuerdo a lo solicitado

Itm	Descripción	Und	Cant.	Precio	% Dto	Total
1	PERNO HEX INOX 304 M-14 X 50	PZA	100.00	1.5230	0.00	152.30
2	PERNO HEX INOX 304 M-16 X 70	PZA	100.00	1.8950	0.00	189.50
3	PERNO HEX INOX 304 M-6 X 30	PZA	100.00	0.1240	0.00	12.40
4	PERNO HEX INOX 304 3/8" X 2"	PZA	100.00	0.3610	0.00	36.10
5	ESPARRAGO INOX 304 M-10 X 1.0 M	PZA	10.00	7.9000	0.00	79.00
6	TUERCA HEXAGONAL UNC INOX 304 M-14	PZA	100.00	0.5660	0.00	56.60
7	TUERCA HEXAGONAL UNC INOX 304 M-16	PZA	100.00	0.6480	0.00	64.80
8	TUERCA HEXAGONAL UNC INOX 304 M-6	PZA	100.00	0.0380	0.00	3.80
9	TUERCA HEXAGONAL UNC INOX 304 3/8"	PZA	100.00	0.0850	0.00	8.50
10	TUERCA HEXAGONAL UNC INOX 304 M-10	PZA	100.00	0.1360	0.00	13.60
11	ARANDELA PRESION INOX 304 M-6	PZA	100.00	0.0230	0.00	2.30
12	ARANDELA PRESION INOX 304 M-10	PZA	100.00	0.0540	0.00	5.40
13	ARANDELA PRESION INOX 304 M-14	PZA	100.00	0.2000	0.00	20.00
14	ARANDELA PRESION INOX 304 M-16	PZA	100.00	0.2100	0.00	21.00
		US\$	Dcto	0.00	Sub Total	665.30
					Igv	119.75
					( US\$ ) Total	785.05

#### Q.4. Precios de soportes de fundición con rodamientos Y de SKF<sup>46</sup>

Έδρανα χυτοσίδηρου Y-laakeriyksiköt, valurautapesä Unidades de Rolamentos Y com chumaceira de ferro fundido Y-lejeenheder med støbejernshuse Y-lagerenheter med gjutna lagerus Y-lagerenheter med stopejernshus					Y-bearing units with cast housing Y-Lagereinheiten mit Gussgehäuse Paliers Y avec corps en fonte Sopporti Y con corpo in ghisa Soportes de fundición con rodamientos Y Y-lagereenheden met gietijzeren huizen		
Unit	Shaft	€	Housing	Bearing	€	End cover	€
SY 15 FM	15	***	SY 503 M	YET 203/15	31,54		
SY 17 FM	17	***	SY 503 M	YET 203	31,54		
SY 20 FM	20	53,76	SY 504 M	YET 204	34,64	ECY 204	***
SY 25 FM	25	60,97	SY 505 M	YET 205	37,43	ECY 205	***
SY 30 FM	30	72,59	SY 506 M	YET 206	44,76	ECY 206	***
SY 35 FM	35	85,23	SY 507 M	YET 207	54,57	ECY 207	***
SY 40 FM	40	99,42	SY 508 M	YET 208	66,01	ECY 208	***
SY 45 FM	45	118,67	SY 509 M	YET 209	78,88	ECY 209	***
SY 50 FM	50	133,95	SY 510 M	YET 210	85,25	ECY 210	***
SY 55 FM	55	***	SY 511 M	YET 211	103,69	ECY 211	***
SY 60 FM	60	215,48	SY 512 M	YET 212	141,51	ECY 212	***
SY 30 LF	30	***	SY 506 M	YSP 206 SB-2F	***		
SY 35 LF	35	***	SY 507 M	YSP 207 SB-2F	***		
SY 40 LF	40	***	SY 508 M	YSP 208 SB-2F	***		
SY 45 LF	45	***	SY 509 M	YSP 209 SB-2F	***		
SY 12 TF	12	***	SY 503 M	YAR 203/12-2F	29,59		
SY 15 TF	15	***	SY 503 M	YAR 203/15-2F	29,59		
SY 17 TF	17	***	SY 503 M	YAR 203-2F	29,59		
SY 20 TF	20	48,59	SY 504 M	YAR 204-2F	29,59	ECY 204	***
SY 25 TF	25	57,67	SY 505 M	YAR 205-2F	34,20	ECY 205	***
SY 30 TF	30	69,48	SY 506 M	YAR 206-2F	41,73	ECY 206	***
SY 35 TF	35	81,07	SY 507 M	YAR 207-2F	50,51	ECY 207	***
SY 40 TF	40	93,68	SY 508 M	YAR 208-2F	60,40	ECY 208	***
SY 45 TF	45	106,91	SY 509 M	YAR 209-2F	67,34	ECY 209	***
SY 50 TF	50	125,01	SY 510 M	YAR 210-2F	76,46	ECY 210	***
<b>SY 55 TF</b>	<b>55</b>	<b>164,07</b>	<b>SY 511 M</b>	YAR 211-2F	99,23	ECY 211	***
SY 60 TF	60	206,63	SY 512 M	YAR 212-2F	132,64	ECY 212	***
SY 65 TF	65	255,99	SY 513 M	YAR 213-2F	152,88	ECY 213	***
SY 1. TF	25,4	***	SY 505 M	YAR 205-100-2F	34,20	ECY 205	***
SY 1.1/2 TF	38,1	***	SY 508 M	YAR 208-108-2F	***	ECY 208	***

En el diseño de esta tesis se emplearon 4 chumaceras por cada unidad de absorción, es decir, en total 8 de estos elementos.

<sup>46</sup> Extraído de la lista de precios de SKF (SKF, Price list €, 2012).