

ANÁLISIS DE FALLA Y MEJORA DE DISEÑO DEL DISCO DE FRICCIÓN DE FRENO ELECTROMAGNÉTICO, MEDIANTE MODELADO DIGITAL.

Amé, Ricardo Mario^{*1}, Heidenreich, Elvio¹

^{*1} Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de Lomas de Zamora
Camino de Cintura y Juan XXIII. Lomas de Zamora. Prov. Buenos Aires. Argentina.
ingricardoame@gmail.com

RESUMEN

El estudio de la generación del momento de torsión de frenado, la distribución de las presiones sobre las superficies de fricción y la descomposición de fuerzas actuantes en los embragues y frenos ha sido profusamente tratada en los textos clásicos de diseño de componentes de máquinas [1]. Los materiales de fricción han evolucionado al tiempo de las mayores exigencias de durabilidad, resguardo del medio ambiente y estabilidad a altas temperaturas [2], pero por sus particularidades mecánicas son de difícil caracterización. Por otra parte, la bibliografía disponible para el diseño específico de frenos y embragues de uso industrial es muy escasa [3], con lo cual en determinadas ocasiones es necesario la utilización de modelado digital.

Se presenta el caso del disco de fricción de un freno electromagnético industrial, construido en material compuesto no metálico, sometido a un complejo estado de tensiones. Sus superficies de roce soportan tensiones tangenciales (con las cuales se obtiene el momento de torsión de frenado) que cambian de sentido entre uno de sus lados y el opuesto a través de su espesor. El centro del disco, con un agujero de geometría cuadrada, transmite el esfuerzo de frenado generando tensiones de aplastamiento en sus superficies internas y localizadas en sus vértices.

La generación de roturas detectadas en el uso ha sido modelada y se han estudiado distintas alternativas para evitarlas y que mejoren la distribución de tensiones en toda la pieza.

Los resultados han sido volcados a la fabricación del componente el cual ha evidenciado un significativo aumento de la vida útil.

Palabras Claves: *Análisis de Falla. Diseño mecánico.*

1. INTRODUCCIÓN

Los aspectos conceptuales del diseño de embragues y frenos, ya sea para uso automotriz o para la industria, están suficientemente tratados en los libros de texto de uso corriente en las cátedras de enseñanza de elementos de máquinas [1, 4, 5, 6].

Por otra parte, la bibliografía disponible para el diseño específico de frenos y embragues de uso industrial es muy escasa [3] y así, si se focaliza el problema en determinadas partes de ellos, la orientación para su evaluación es insuficiente. Uno de los factores relevantes del rendimiento de este tipo de componente es el material de fricción utilizado. El mismo debe tener características apropiadas a la aplicación prevista, pero en general debe asegurar resistencia mecánica y al desgaste, estabilidad frente a elevadas temperaturas de uso, muy buena conductividad térmica, ser inocuo a contaminantes y al medio ambiente agresivo y poseer un coeficiente de fricción acorde a la aplicación, pero en general elevado.

Los materiales utilizados para la construcción de las guarniciones de fricción han evolucionado a lo largo de los años [2]. Posiblemente fue en el año 1897 el comienzo de la fabricación de guarniciones de fricción para frenos y a partir de allí la evolución tecnológica ha llevado a utilizar materiales menos agresivos al ser humano y al ambiente. Actualmente las guarniciones están compuestas por una mezcla de fibras, minerales, metales, lubricantes y abrasivos, cada uno de ellos cumple una función específica según la aplicación. Las fibras son el elemento que genera la resistencia mecánica de la pieza, pueden ser de vidrio, de aramida u otras. Los minerales como magnesita, mica, talco, feldespato y otros le otorga consistencia mecánica. Polvo o viruta muy pequeña de latón, cobre, bronce, le confiere la capacidad de transmitir el calor y homogeneizan el coeficiente de fricción. La estabilidad del valor del coeficiente de fricción se logra con el agregado de lubricantes como el grafito, coque y sulfuros, entre otros. Los abrasivos incrementan el coeficiente de roce y mantienen renovada y limpia la superficie sobre la cual apoya la guarnición. Finalmente se utilizan resinas fenólicas, que endurecen por temperatura, para aglomerar todo este conjunto de componentes [8].

Esta compleja composición, donde la proporción de sus elementos depende del secreto de la empresa que lo elabora, puede variar significativamente entre diferentes fabricantes y entre distintos tipos de guarniciones de un mismo proveedor. Por lo tanto se presenta la dificultad de obtener las características mecánicas que colaboren a la determinación de las tensiones a las que están sometidos.

En este trabajo se ha aplicado un software de análisis de tensiones por elementos finitos para determinar la ubicación y magnitud de las tensiones máximas, motivo de las roturas verificadas en un disco de freno de diseño inicial. Para ello se han obtenido las características mecánicas del material mediante ensayos físicos. Luego se realizaron distintas mejoras al diseño en la búsqueda de la disminución de las tensiones y eliminación de la falla. Los resultados se han llevado a la práctica comprobando el éxito de lo obtenido.

2. OBJETO DE ESTUDIO

EL objeto de estudio es el disco de fricción N°4 componente del freno electromagnético mostrado en corte diametral en la Figura 1. A fin de orientar al lector en la utilidad del elemento se describirá de manera sucinta el funcionamiento del freno. Todas las partes del mismo son fijas a la estructura de la máquina en donde se lo instala, excepto las piezas N° 4 y 5 que giran solidarias al árbol que se desea detener. Con la bobina N°2 en tensión eléctrica, el campo magnético generado atrae a la placa N°3 liberando al giro el disco de estudio N°4 y la pieza 5. Al momento de quitar la energía, el campo magnético desaparece y la placa N°3 es desplazada por acción de los resortes N°6, apretando al disco 4 entre dos superficies estáticas, generando el momento de torsión de frenado por fricción.

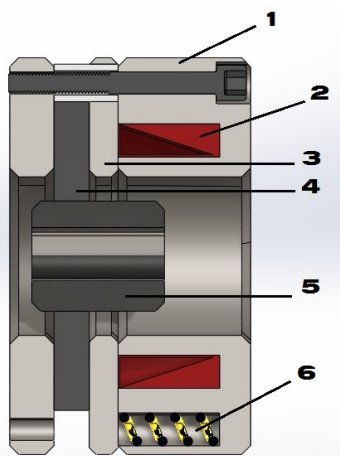


Figura 1. Corte diametral del freno electromagnético en donde se ubica el disco objeto del estudio.

La Figura 2 muestra la forma y dimensiones del disco de fricción N° 4 en su versión original, aquella en donde se observaban roturas. El mismo es un compuesto constituido por: Lana de

roca¹; celulosa; Kevlar²; fibra de vidrio, cortada y en polvo; caucho; pequeñas virutas de bronce; todo aglomerado con resina fenólica. Sus características mecánicas, medidas en laboratorio son: Tensión de rotura a tracción estática: 19,38 MPa; tensión de rotura por compresión estática: 68,14 MPa; dureza: 18 HB_{10/500/15}, Módulo de elasticidad longitudinal 4391 MPa y Relación de Poisson 0,0814.

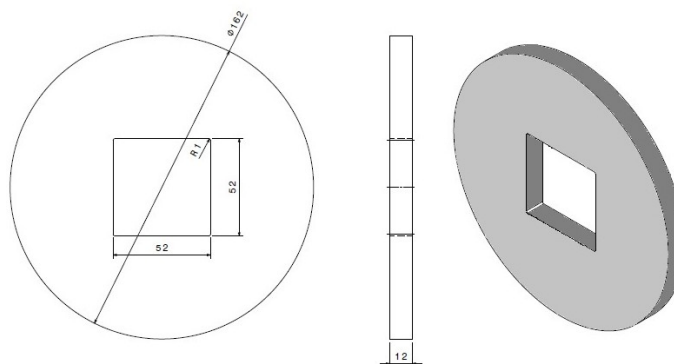


Figura 2 Geometría y dimensiones generales del disco de fricción en su versión original.

La Figura 3 muestra la distribución teórica de la presión superficial y el área afectada de 16.311 mm², generando una presión específica de 0,184 N/mm², suficientemente reducida para garantizar el bajo desgaste superficial. El coeficiente de roce, obtenido mediante ensayos realizados por los autores es de 0,34. Los resortes ejercen 3000 N de fuerza axial en total, obteniéndose un momento de torsión de freno de 234 Nm en promedio para superficies rectificadas y sin uso.

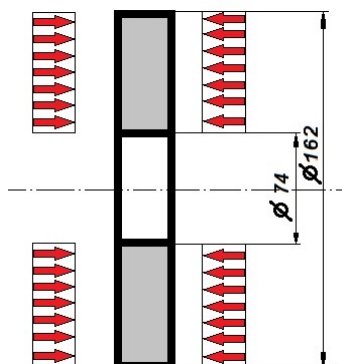


Figura 3. Distribución teórica admitida de la presión superficial.

¹ La lana de roca, perteneciente a la familia de las lanas minerales, es un material fabricado a partir de la roca volcánica. Se utiliza principalmente como aislamiento térmico.

² El Kevlar® de DuPont, o poliparafenileno tereftalamida es una poliamida sintetizada.

La transmisión del momento de torsión de frenado al árbol se realiza mediante la pieza N°5 de la Figura 1. Por razones de funcionamiento el empalme entre ellas no puede ser demasiado ajustado, por lo que dicha pieza tiene dimensiones levemente inferiores a las del agujero. La Figura 4 muestra este detalle.

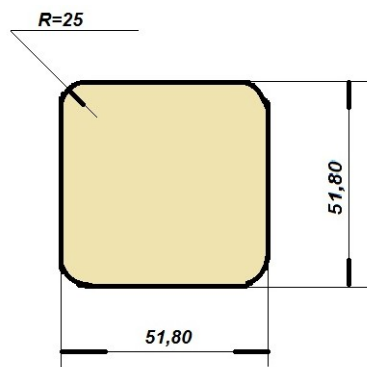


Figura 4. Medidas de la sección transversal de la pieza N°5 de la Figura 1.

Esta diferencia de medidas implica que el apoyo entre los laterales del agujero del disco y del cubo de arrastre no sea pleno. La figura 5 muestra esta circunstancia de manera exagerada para su mejor visualización, donde MR es el momento de torsión resistente y MF el de frenado.

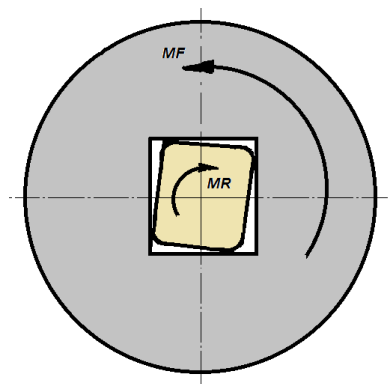


Figura 5. Apoyo irregular entre la pieza N° 4 y la N°5 (de la Figura 1).

Para la obtención de las tensiones resultantes se ha supuesto que el momento de frenado se transmite al cubo de arrastre a través de cuatro generatrices de apoyo, como muestra la Figura 5.

3. METODOLOGÍA APLICADA

A partir de la presencia de fallas en el disco original (Figura 2) consistentes en fisuras en sus vértices, con orientación a 45° de los ejes de referencia, se modeló un cuerpo equivalente y se aplicó el software de análisis de tensiones para obtener la magnitud de dichas tensiones críticas y comprobar, con los datos del material obtenidos de ensayos, la eficacia de la modelización. El resultado de este primer paso se muestra en las Figuras 6 y 7, que son la representación gráfica que entrega el software.

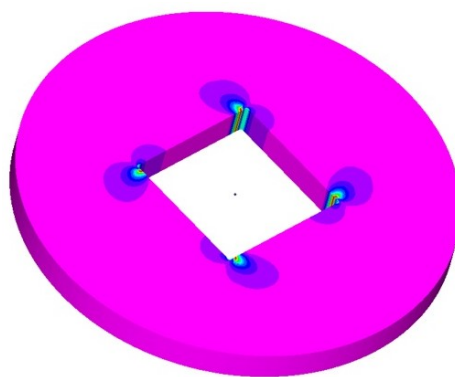


Figura 6. *Distribución de tensiones en el agujero cuadrado del disco original.*

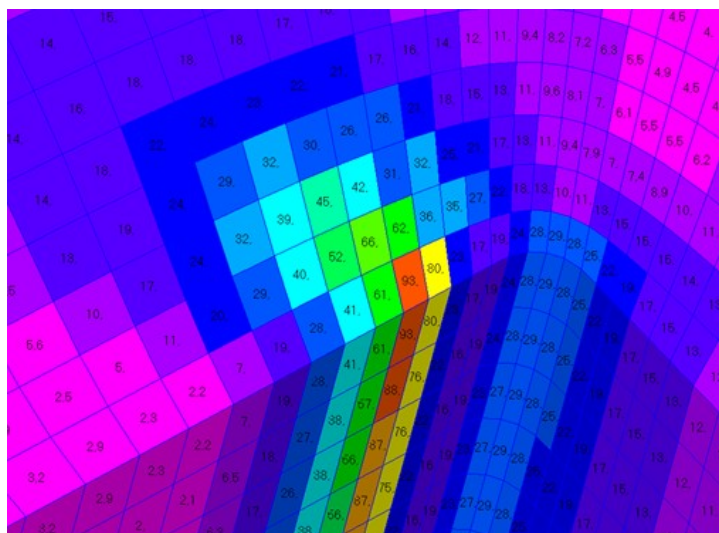


Figura 7. *Detalle de la distribución de tensiones en el interior del agujero cuadrado del disco original.*

Se observa la tensión de compresión en la generatriz de apoyo de 93 MPa, y de tracción de 29 MPa en el radio de acuerdo. Ambas superiores a la de rotura, por lo que se verifica en el modelado lo sucedido en la realidad.

3.1. Primera propuesta de mejora.

La Figura 8 muestra el esquema de cambio en las dimensiones del disco original. Se modifican los radios de enlace en los vértices del agujero cuadrado y se aumenta el espesor del disco.

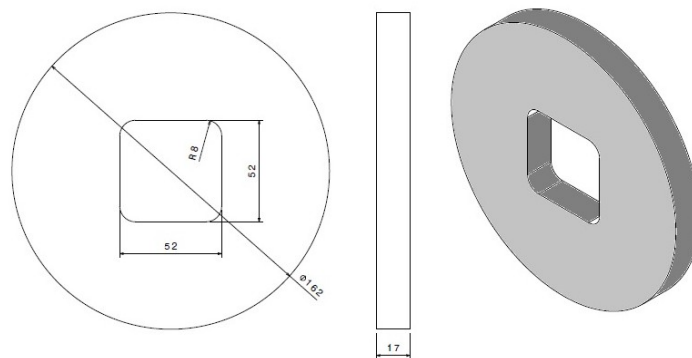


Figura 8. *Primer propuesta de mejora del disco.*

La Figura 9 muestra la representación gráfica de la distribución de tensiones en los lados internos del agujero cuadrado del disco de primera mejora.

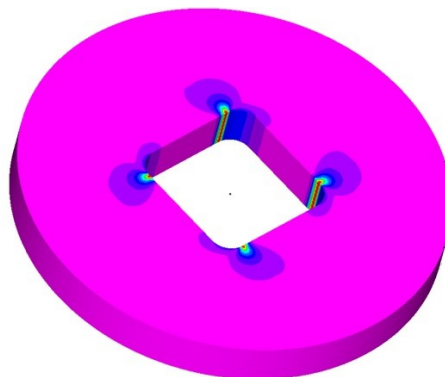


Figura 9 *Distribución de tensiones en el agujero cuadrado del disco de primer propuesta de mejora.*

Se obtuvo, 98 MPa de tensión de contacto en la generatriz, y 17 MPa de tracción en el radio de empalme de los lados, lográndose una disminución de esta última.

3.2. Segunda propuesta de mejora.

Con el fin de reducir aún más las tensiones concentradas en los vértices del agujero y disminuir las tensiones de aplastamiento en sus caras internas, se propone otra alternativa geométrica para el mismo. En la Figura 10 se muestra la segunda propuesta de diseño del agujero central del disco. Este se aplica sobre el disco de espesor aumentado de la Figura 8.

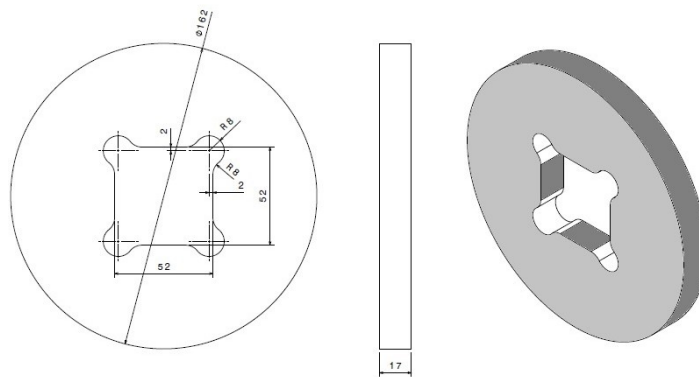


Figura 10. Segunda propuesta de mejora en el diseño del agujero central cuadrado del disco modificado.

La representación gráfica de distribución de tensiones se muestra en la Figura 11. Si bien las tensiones localizadas han disminuido a 71 MPa en la generatriz y 17 MPa de tracción en el fondo del empalme; se observan otras de 24 MPa en las cercanías de la generatriz de apoyo.

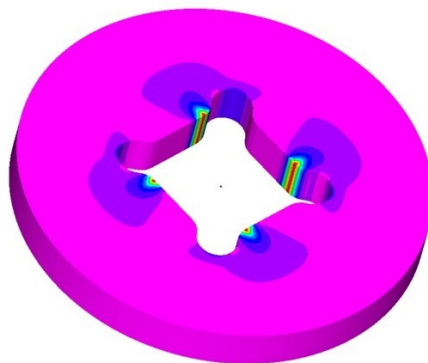


Figura 11. Distribución de tensiones en el agujero cuadrado del disco de segunda propuesta de mejora.

3.3. Tercera propuesta de mejora.

Con la tercera propuesta de mejora de diseño se busca disminuir aún más las tensiones de aplastamiento, sin perder las ventajas de la disminución de las tensiones localizadas en los vértices. La Figura 12 muestra el esquema de agujero central con forma elíptica.

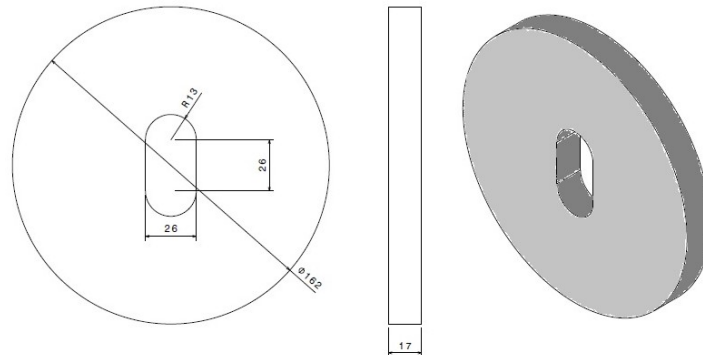


Figura 12. *Agujero central elíptico.*

La Figura 13 exhibe la representación gráfica que entrega el software con la distribución de tensiones obtenidas. El valor de la de contacto es de 86 MPa y 27 de tracción en el interior del radio de la elipse.

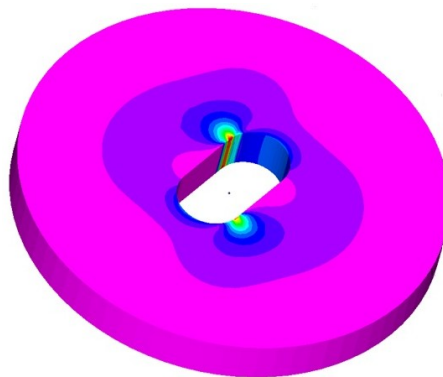
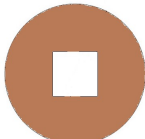
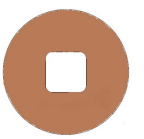
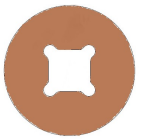
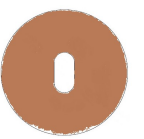


Figura 13. *Distribución de tensiones en el agujero elíptico de la tercera propuesta de mejora.*

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

La Tabla 1 se resume los resultados obtenidos para las distintas alternativas. En todos los diseños se supera la tensión de rotura por compresión. En dos de ellos la tensión de tracción está por debajo de la de rotura.

Tabla 1. Resumen de valores de tensión obtenidos para distintas configuraciones geométricas del agujero central del disco de fricción N° 4 de la Figura 1.

Tensiones MPa	Disco N° 4 de la Figura 1			
	Original	Primera propuesta de mejora	Segunda propuesta de mejora	Tercer propuesta de mejora
				
En el radio de acuerdo.	29	17	16	27
De aplastamiento en la generatriz de apoyo.	-93	-98	-71	-86

3. CONCLUSIONES

Se ha aplicado un software de análisis de tensiones por elementos finitos a una pieza de freno, constituida por un material compuesto no homogéneo. Se obtuvieron valores de las tensiones localizadas en los vértices del agujero central y tensiones de aplastamiento en los bordes internos.

Los resultados indican el motivo de las fallas observadas sobre el diseño original, también que en todos los casos se supera la tensión de rotura por compresión y sólo en la primera y segunda propuesta de mejora se reduce la tensión de tracción. La tensión de compresión produce pequeñas fisuras que combinadas con el frotamiento incrementan rápidamente el desgaste superficial. Las de tracción generan fisuras que luego se propagan hasta la rotura.

El diseño de la primera propuesta de mejora resulta económico en la manufactura de un equipo de producción industrial. Este diseño es el que se llevó a la práctica, con resultados satisfactorios en cuanto a la inexistencia de roturas. No obstante es evidente la necesidad de optimizarlo para disminuir las tensiones de contacto.

4. REFERENCIAS

- [1] Budynas Richard G., Nisbett J. Keith, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8° edición, McGraw Hill Interamericana, México, 2008.
- [2] Harper Graham A., Brakes and Friction Materials, The history and development of the Technologies, Mechanical Engineering Publications Ltd., EEUU, 1997.
- [3] Baker Alan K., Industrial Brake and Clutch Design, A ferodo design manual, Pentech Press London, Inglaterra, 1992.

- [4] Shigley Joseph E., Mischke Charles R., Diseño en ingeniería mecánica, 6° edición, McGraw Hill, México, 2002.
- [5] Hamrock Bernard J., Jacobson Bo, Schmid Steven R., Elementos de máquinas, McGraw Hill, México, 2000.
- [6] Mott Robert L., Diseño de elementos de máquinas, 2° edición, Prentice Hall Hispanoamericana, México, 1995.
- [7] Ferodo™: <http://www.ferodo.com/es-es/Acerca-nosotros/Pages/nuestra-historia.aspx>, consultada en febrero de 2014.
- [8] Brake one. http://www.brakeone.com.mx/tips_materiales_de_friccion.php. Consultada en febrero de 2014.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la empresa Antrieb Sudamericana SA quien ha financiado el costo del desarrollo mediante el aporte de los materiales y mecanizados de probetas; al Ing Jorge Cabrera responsable del Laboratorio de Ensayo de materiales de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Lomas de Zamora por los ensayos realizados y a los alumnos Ariel Vilas y Alejandro Simoncelli por la elaboración de los dibujos.