

Estudio numérico del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares NACA 66-209

Numerical study of the dynamic behavior of air flow through an automotive brake disk by NACA 66-209 profiles

Jesús Eduardo Rivera López,
SEPI, ESIME Azcapotzalco, México
eduardo_rivera1@hotmail.com

José Luis Arciniega Martínez*,
SEPI, ESIME Azcapotzalco, México
jarciniega@ipn.mx

Guadalupe Juliana Gutiérrez Paredes,
SEPI, ESIME Azcapotzalco, México
ggutierrezp@ipn.mx

Recibido 15, diciembre, 2017

Aceptado 20, marzo, 2018

Resumen

En el presente trabajo de investigación se estudia una nueva propuesta de carácter numérico e integral, para el diseño de discos de freno automotriz ventilados por medio de pilares tipo NACA. Los discos sirven para mejorar el análisis y diseño de los prototipos propuestos, se proponen tres diseños de disco de freno con densidades de álabes de 10, 15 y 20. Además, se desarrolló una metodología de diseño basada en el proceso de trazo de un ventilador centrífugo. La comprobación del mejor prototipo se realizó por medio del análisis integral de las propiedades aerodinámicas ψ y energéticas C_μ del flujo de aire a través de los prototipos propuestos. Las corridas numéricas se realizaron para las velocidades de rotación de 541, 641, 741, 841 y 941 rpm, y condiciones termodinámicas estándar. El estudio numérico se realizó con ANSYS 14.5® FLUENT® en su versión académica.

Palabras Clave. Disco de freno, NACA 66-209, análisis numérico, estudio integral, momento angular.

Mathematics Subject Classification (2010): 37N30

Abstract

In this paper, is studied a new fully numerical simulation focused in the study of the design of ventilated disk brakes (automotive) by NACA profiles. The discs are used to improve the analysis and design of the proposed prototypes, it's proposed one prototype of disk brakes with tree different configurations of the density of blades, 10, 15 and 20, respectively. Further, a design methodology based on the process line of a centrifugal fan was developed. For the validation of those results and the best configuration, was by the Integral analysis of the ψ aerodynamics and energetical properties of the airflow through the prototypes proposed. The simulations were developments for the rotation velocities, 541, 641, 741, 841, and 941rpm, and standard thermodynamics. The study was performed with ANSYS® FLUENT®, academic version.

Keywords. Automotive disk brake, NACA 66-209, numerical analysis, integral analysis, angular moment.

1. INTRODUCCIÓN

De los diversos sistemas que componen el automóvil, el frenado es uno de los más importantes, debido a que éste tiene un impacto importante en el comportamiento dinámico del vehículo, así como en el apartado de seguridad; durante el episodio de frenado, ocurre una transformación de energía cinética a energía térmica. Este incremento de temperatura es causado por la fricción ocurrida entre la balata y la pista del disco, donde la energía térmica es absorbida por la balata y el disco en un 90% y 10% respectivamente (Caribaño, González, del Amo, 2005), y expulsado al medio ambiente por medio de convección y radiación.

Experimentalmente se han medido cargas térmicas excesivas en el disco de freno que llegan a ser hasta 900°C (Talati, Jalifar, 2008); este gradiente de temperatura, tiene consecuencias adversas en el sistema de frenado, como lo son: Agrietamiento del disco debido a inestabilidad termo-elástica (TEI), aparición del efecto *judder*, formación de <<puntos calientes>>, desgaste prematuro del conjunto, sobrecalentamiento del líquido de frenos, así como falla de sellos y otros componentes (Limpert, 1975). Una forma en la que es posible reducir el efecto de sobrecalentamiento, es por medio de discos ventilados, que optimizan el flujo de aire a través de aletas o postes de ventilación que se ubican entre las superficies de contacto del disco (pistas de frenado). En este ámbito, se han llevado a cabo diversas investigaciones, las cuales se han centrado en reducir los efectos adversos provocados por cargas térmicas elevadas en el disco de freno por medio de convección forzada; estos trabajos se han enfocado en la mejora y desarrollo, tanto experimental, como analítico y numérico, por ejemplo, en el trabajo de McPhee-Jhonson (McPhee, Johnson, 2008), se utilizó la técnica *VIP* en dos dimensiones para medir la velocidad del aire a través de las aletas de ventilación del disco, así como en la descarga; por otro lado, en el trabajo de Wallis (Wallis, Leonardi, Milton, Joseph, 2002), por medio de software CFD, se calculó el coeficiente de transferencia de calor, así como la velocidad del flujo de aire de tres configuraciones diferentes de geometrías para la ventilación de rotores de disco de freno.

En el caso de los discos de freno ventilados, existen 2 tipos de configuraciones más empleadas: la de aletas y la de pilares. Las aletas (Figura 1a) se extienden de manera radial desde el diámetro interno de la pista (succión), hasta el diámetro externo de la pista (descarga). Esta configuración es la que se usa de manera más extensa en los sistemas de frenado de la mayoría de los vehículos, la principal desventaja de las aletas de ventilación es que en ciertas condiciones de diseño (número de aletas bajo, -menor a 20-) se presenta el fenómeno de recirculación del flujo (Tirovic, 2007). En el caso de los discos con pilares (Figura 1b), estos son pequeños postes con geometrías, arreglos y orientación específicos, cuyo objetivo es el de incrementar la velocidad del flujo de aire para tener un mejor desempeño del disco a altas velocidades angulares.

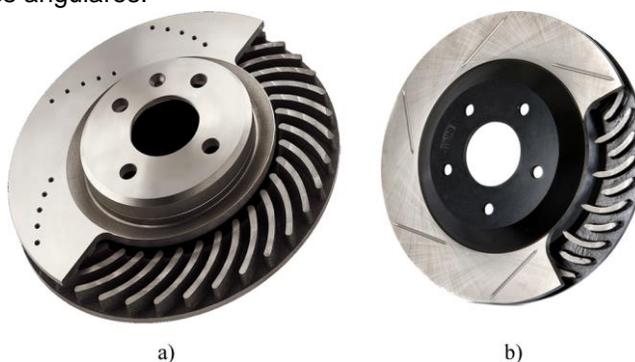


Figura 1. Configuración del disco de freno a) con aletas de ventilación, b) con pilares de ventilación.

Por lo antes expuesto, se propone un nuevo diseño de disco de freno automotriz. En esta nueva propuesta, se conciben pilares de ventilación basados en perfiles aerodinámicos tipo NACA 66-219 (A. H., A. E., Von, 1945). Para sustentar esta propuesta de diseño, se realizan experimentos numéricos

para diferentes velocidades de rotación y densidades de alabes, con el objetivo de obtener resultados para utilizarlos en la ecuación del principio del momento angular con el fin de sustentar el mejor diseño de disco de freno.

2. MÉTODOS Y MATERIALES

El análisis cinemático y energético de una partícula de fluido que entra y se desplaza dentro de un volumen de control (VC), en donde el VC rota en un marco de referencia inercial, el cual está caracterizado en la ecuación (1):

$$\vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{vc} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_f = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV + \int_{sc} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot dA \quad (1)$$

En donde, \vec{r} corresponde al vector posición en (m), \vec{F}_s es el vector superficial de la fuerza en (N), \vec{g} es la aceleración gravitacional en (m/s^2), ρ es la densidad de la substancia en (kg/m^3), dV es la derivada del volumen, dA es la derivada del área, \vec{T}_f es el torque en la flecha del volumen de control en (N-m), y $\frac{\partial}{\partial t}$ es la derivada parcial del tiempo. Aplicando el principio del momento angular (ec. 1) al volumen de control de la Figura 2, y tomando las hipótesis de flujo estacionario, volumen de control fijo, momentos ejercidos por las fuerzas superficiales despreciables. Por la simetría del rotor, los momentos debidos a la masa son despreciables y los perfiles de velocidad son uniformes a la entrada y salida [8 y 9], por lo que la ecuación del momento angular queda expresada en (2):

$$\vec{T}_f = \int_{sc} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot dA \quad (2)$$

En donde, \vec{r} son los radios a la entrada y salida del VC en (m), \vec{V} es la velocidad absoluta de la partícula de fluido en la entrada y salida en (m/s), V_n y V_t son las componentes normal y tangencial de la velocidad absoluta en (m/s), W es la velocidad relativa de la partícula a la entrada y salida en (m/s), ω es la velocidad periférica del rotor en (rad/s), U es la velocidad tangencial a la entrada y salida (m/s), β es el ángulo de ataque del álabe, α es el ángulo de la velocidad absoluta respecto a la horizontal.

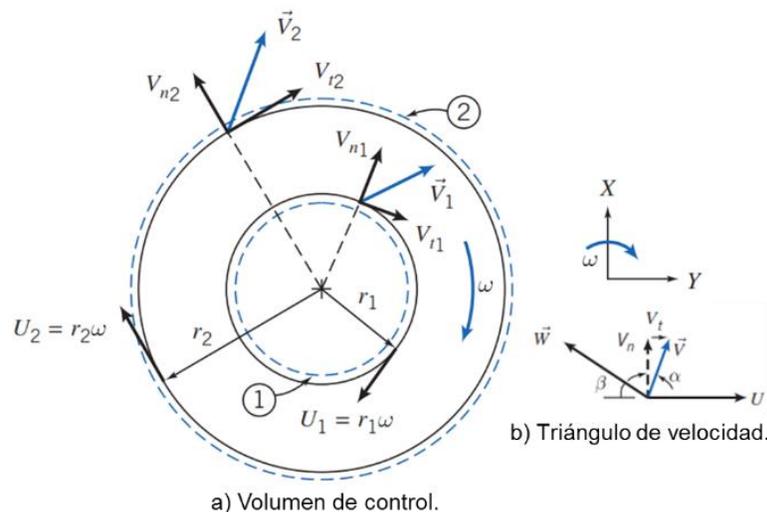


Figura 2. Componentes de la velocidad en el análisis de momento angular (Fox, McDonald, A.T., 2011).

Desarrollando la ecuación 2, para las secciones de entrada y salida del rotor obtenemos (3).

$$T_f = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (3)$$

Multiplicando (3) por la velocidad angular se puede determinar el trabajo desarrollado por el rotor hacia el fluido, obteniendo (4) y (5). Por tanto:

$$\dot{W} = \vec{T}_f \cdot \vec{\omega}$$

$$\dot{W} = \omega(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (4)$$

$$\dot{W} = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (5)$$

Ahora, dividiendo la ecuación (5) entre el flujo másico y multiplicando por la densidad de la sustancia se obtiene una expresión para poder calcular la presión del aire que desarrolla el disco ventilado.

$$\Delta P = \rho \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \rho(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \quad (6)$$

La ecuación (6), es también conocida como ecuación de Euler de las turbo máquinas hidráulicas, esta expresión permitirá en el actual caso de estudio tener una aproximación del comportamiento dinámico del aire a través del disco ventilado. Además, si en el diseño se hace la consideración de flujo radial a la entrada, la ecuación (6) queda de la siguiente forma:

$$\Delta P = \rho \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \rho(U_2 V_{t2}). \quad (7)$$

Finalmente, la relación de ΔP con el término $\rho(U_2 V_{t2})$ es la eficiencia aerodinámica, (ecuación (8)). Con esta expresión “ ψ ”, se estima la eficiencia aerodinámica de los diseños propuestos.

$$\psi = \frac{\rho(U_2 V_{t2})}{\Delta P} \quad (8)$$

DISEÑO GEOMÉTRICO Y CINEMÁTICO

Mediante el estudio cinemático del movimiento de una partícula de aire a lo largo de una trayectoria curva, es posible seleccionar el borde de entrada que debe tener el perfil NACA 66-209. Sin embargo, se requiere un criterio para la selección más eficiente del borde de entrada, es decir, el ángulo β_1 (ángulo de ataque) que permita que el perfil maneje el volumen de aire máximo necesario para evitar que el disco se sobre caliente, (Figura 3a.). En este esquema, se generaliza el procedimiento de trazo geométrico de la curvatura de un impulsor centrífugo radial, conocido como método de triángulo de error de Kaplan. La curvatura obtenida, es utilizada como guía para la colocación de los perfiles NACA 66-209 dentro del disco de freno ventilado, Figura 3b.

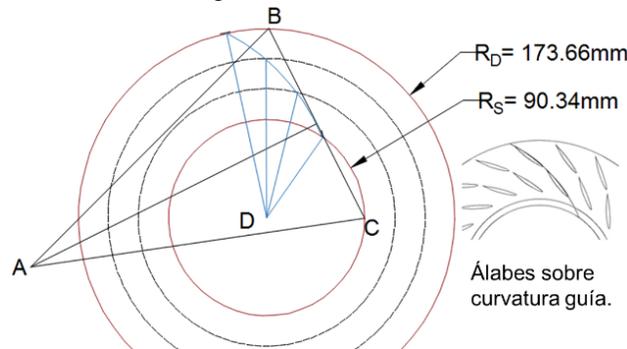


Figura 3. Procedimiento geométrico para el trazo de curvatura de un álabe y ejemplo de colocación de los perfiles NACA 66-209 sobre la curvatura guía.

Para este diseño, se propone el borde de ataque a la entrada de $\beta_1 = 45^\circ$ (Hernández, J. L., Rojas, A. A., 2011). El objetivo de tomar este ángulo, es producir en el flujo de entrada una velocidad totalmente

radial de succión, teniendo como resultado, que la magnitud de la componente tangencial de la velocidad absoluta V_{t1} se iguale con la velocidad tangencial del disco " U_1 " (ver Figura 1b). por tanto, la velocidad absoluta a la entrada V_1 y la componente normal de la velocidad V_{n1} se igualen ($V_1 = V_{n1}$), reduciendo el polígono de velocidad en la entrada a un triángulo rectángulo (Fox, McDonald, A.T., 2011) y (White, 2009). Otro aspecto importante de considerar el ángulo $\beta_1 = 45^\circ$, es la reducción de la ecuación 6, ya que $V_{t1} = 0$, ver ecuación (7). Con las consideraciones de diseño propuestas, se pretende, un aumento de la circulación de la mayor cantidad de flujo de aire a través del disco (Hernández, J. L., Rojas, A. A., 2011), con el objeto de aumentar la convección forzada en el interior del disco y por consiguiente conseguir reducir el sobrecalentamiento de los materiales de construcción.

Para complementar el estudio numérico y mejorar el diseño del disco de freno, se plantea la necesidad de determinar la cantidad adecuada de álabes en el interior del disco, debido a que no se cuenta con alguna referencia o norma que proporcione la cantidad ideal de álabes. Por tal razón, se realizaron experimentos numéricos con la propuesta de tres diferentes densidades de álabes, Figura 4, (de arriba abajo) se tiene la propuesta de 20, 15 y 10 álabes a estudiar. El experimento numérico se realizó para las velocidades de rotación de 541, 641, 741, 841 y 941 rpm (condición frontera) a las tres propuestas de diseño de álabes. Dichos establecimientos, tienen el objetivo de reproducir las velocidades de rotación del disco, además de tener puntos necesarios para poder caracterizar el caso de estudio.

EXPERIMENTO NUMÉRICO

El primer paso para realizar el experimento numérico, es efectuar el discretizado del espacio computacional y obtener la malla del dominio. Dadas las características de la geometría CAD, se obtiene una malla bidimensional. El modelo discretizado tuvo un ángulo normal de curvatura de 18° y una relación de crecimiento de 1.05. Posteriormente se desarrolló la independencia de malla, esto, para minimizar errores del discretizado, y asegurar la mejor precisión en las soluciones del sistema de ecuaciones.

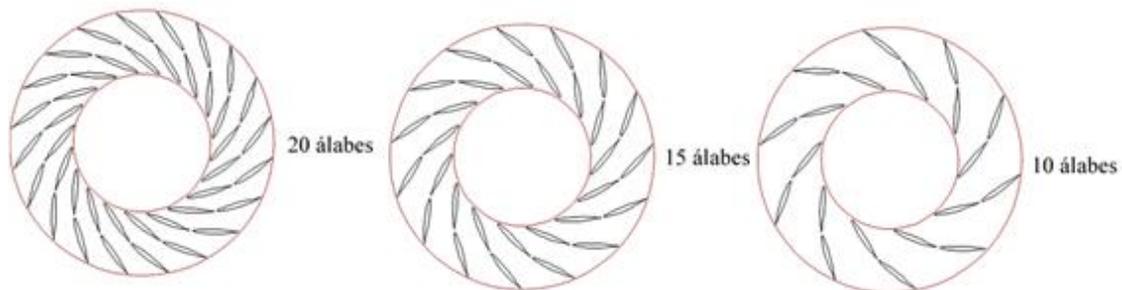


Figura 4. Propuesta de diseño para diferente densidad de álabes.

El estudio de validación se realizó con tres tipos de mallas con diferente número de elementos (42106, 157128 y 189587 elementos), al ejecutar cada simulación, se observó que la desviación en los resultados de flujo másico es reducida, esto con el objetivo de obtener independencia de la malla en los resultados. En la Figura 5 se observa el dominio interno el cual corresponde a la superficie del fluido que interactúa con las paredes de los perfiles NACA (66-209).

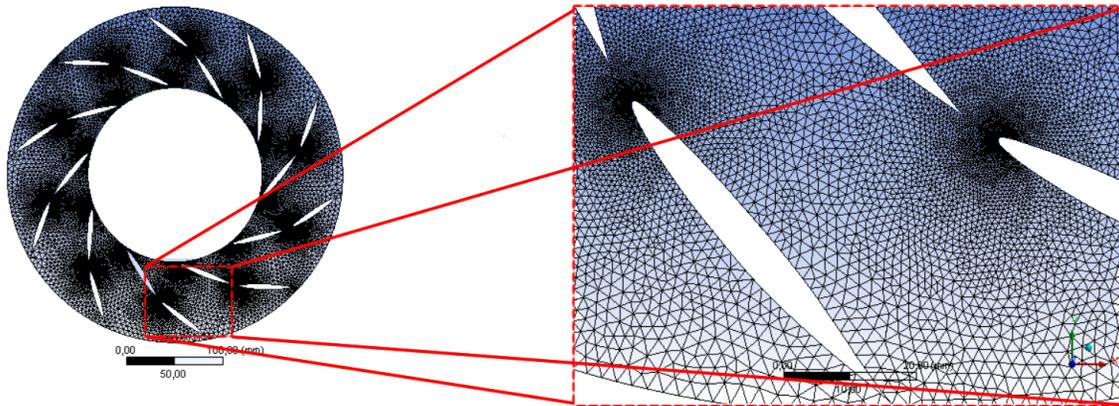


Figura 5. Ejemplo del mallado del volumen de control.

Las condiciones de frontera se asignaron al diámetro de succión como *INLET*, al diámetro de descarga como *OUTLET* y a los álabes como *WALL*. La simulación se realizó en FLUENT® 14.5, para lo cual el *pre-procesamiento* para la simulación es la siguiente:

- Solver: Pressure-Based (Flujo incompresible).
- Régimen: Estacionario.
- Condiciones operacionales: Cd. De México.
- Modelo de viscosidad: $\kappa - \omega$ en término realizable.
- Fluido: Aire.
- Paredes: Aluminio, adiabáticas.
- Marco de rotación: Superficie del disco.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados de las corridas (*loops*) numéricas se presentan en las siguientes tablas. En la Tabla 1 se muestra, los valores obtenidos de la velocidad tangencial (V_{t2}) a la salida del disco de freno; para cada valor de la velocidad de rotación y para cada densidad de álabes propuestos. De manera similar en las tablas 2, 3 y 4, se muestran los resultados, del flujo másico de aire desplazado, la diferencia de presiones a la entrada y salida del disco y el coeficiente de momento (C_μ), respectivamente. Este último término (C_μ), permitirá definir la calidad de los diseños propuestos, ya que mide, la cantidad de momento cinético que el disco transfiere al fluido.

Tabla 1. Resultados, V_{t2} (m/s).

No. Álabes	541 rpm	641 rpm	741 rpm	841 rpm	941 rpm
10	5.2373	7.2849	8.4055	9.7725	10.7309
15	5.8038	7.2182	9.1452	9.7071	11.6690
20	6.8575	7.3590	9.4147	10.4296	11.3071

Tabla 2. Resultados, \dot{m} (kg/s).

No. Álabes	541 rpm	641 rpm	741 rpm	841 rpm	941 rpm
10	4.2018	3.6156	4.2018	4.5196	5.2844
15	4.2019	3.5879	4.2019	4.5196	5.2866
20	3.0594	4.3110	4.2019	4.5196	5.2845

Tabla 3. Resultados, ΔP (Pa).

No. Álabes	541 rpm	641 rpm	741 rpm	841 rpm	941 rpm
10	93.50	124.10	146.11	175.24	201.15
15	95.37	124.88	155.02	177.23	215.82
20	110.49	119.37	157.03	185.31	209.80

Tabla 4. Resultados, C_μ .

No. Álaves	541 rpm	641 rpm	741 rpm	841 rpm	941 rpm
10	0.1481	0.2487	0.2468	0.2667	0.3959
15	0.1590	0.2787	0.2675	0.2954	6.1230
20	0.2729	0.2179	0.2721	0.3144	0.4699

Con los resultados de la Tabla 1 y la ecuación (7), es posible calcular el término $\rho(U_2V_{t2})$. Sabiendo que la densidad del aire es $\rho = 1.20 \text{ kg/m}^3$ y que $U = 2\pi NR_D/60$, donde N son las revoluciones por minuto del disco y R_D es el radio de descarga del disco de freno, (Figura 3). Con las soluciones alcanzadas de $\rho(U_2V_{t2})$ y los resultados de ΔP (Tabla 3), es efectivo calcular la eficiencia aerodinámica ψ de los tres diseños propuestos. La variación de los resultados se muestra en la gráfica de la Figura 6, en función del flujo másico (Tabla 2). Como se puede observar, la eficiencia aerodinámica depende de los incrementos del flujo másico y por consiguiente del aumento de las revoluciones del disco, $\psi = \psi(m/m_{max})$. A demás, utilizando los resultados de las Tablas 2 y 4, se gráfica la variación del coeficiente de momento cinético en función de la relación de flujo másico, $C_\mu = C_\mu(m/m_{max})$, ver Figura 7.

De forma general, tanto en la Figura 6 como en la 7, se observan tres zonas de importancia para la caracterización de los diseños propuestos.

La primera zona está dada por el intervalo de flujo $(m/m_{max}) \leq 0.79$ (Figura 6 y 7), para una velocidad $N = 541 \text{ rpm}$. En estas condiciones de flujo y velocidad, se aprecia en la dispersión de los datos, resultados bajos en eficiencia y momento cinético en los tres prototipos propuestos. De tal modo, esto último da pauta para considerar la *existencia* de efectos de bloqueo y estrangulación del flujo, ya que afecta de forma directa a la eficiencia aerodinámica, y se asume que aumenta el bloqueo debido a la densidad de álaves (disco con 20 álaves) y a una baja velocidad de rotación del disco.

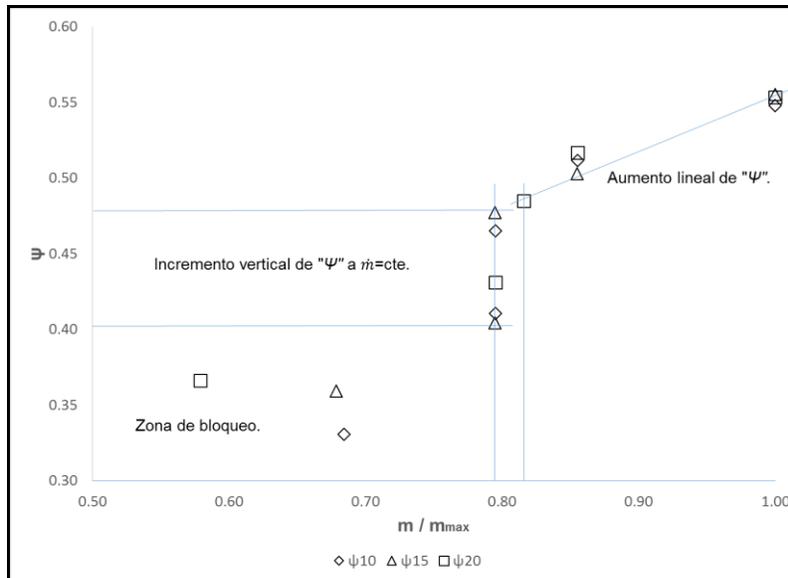


Figura 6. Variación de la eficiencia aerodinámica de los tres diseños propuestos.

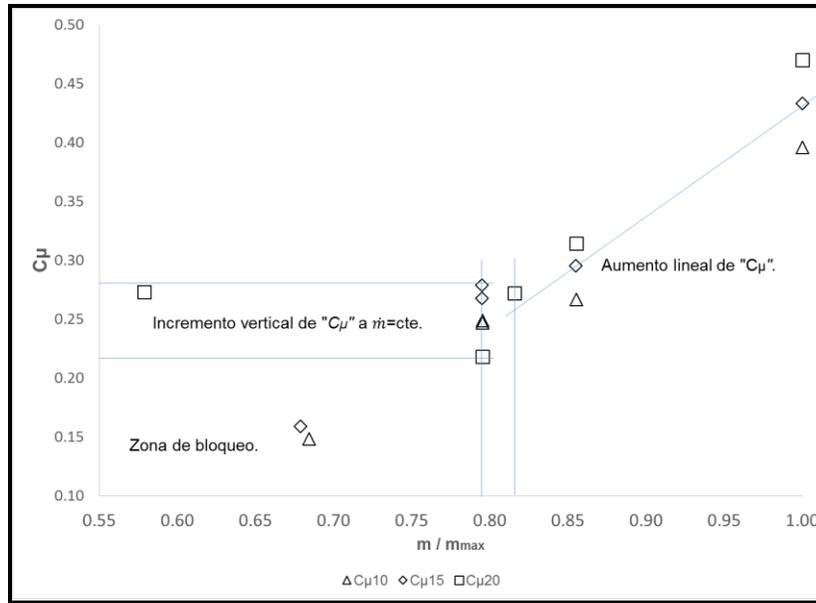


Figura 7. Variación de la eficiencia energética de los tres diseños propuestos.

La segunda zona detectada en ambas gráficas, está dado a flujo constante (m/m_{max}) = 0.79, $N = 641$ rpm. En esta condición, se establece un aumento vertical de la eficiencia definido por el intervalo de ($0.40 \leq \Delta\psi \leq 0.48$) y del momento cinético ($0.22 \leq \Delta C_{\mu} \leq 28$). Por lo cual, se puede asumir que el bloque para estas condiciones de flujo desaparece, y la eficiencia y el momento cinético tienen su primer incremento de forma importante en los tres diseños propuestos. Siendo el diseño de 15 álabes el que obtuvo para esta condición, el mayor incremento, ver graficas de las Figuras 6 y 7.

La tercera zona detectada en las dos gráficas, está dada por el aumento de (m/m_{max}) ≥ 0.82 y $N = 741$ rpm. En estas condiciones, el aumento de la eficiencia y del momento cinético es lineal con pendiente positiva para cada aumento de la velocidad de rotación del disco de freno.

4. CONCLUSIONES

En esta propuesta de estudio para el diseño de disco de freno ventilado, en la que se estudiaron las propiedades aerodinámicas (ψ) y energéticas (C_{μ}) de los diseños propuestos (10,15, 20 álabes), se concluye lo siguiente:

1. Para la configuración de 20 álabes, se observó bloqueo en el flujo de aire a bajas velocidades de rotación ($N = 541$ rpm), esto debido en gran medida a la reducción del área efectiva de la superficie del disco de freno, es decir, la cantidad de álabes perjudica directamente a la circulación de aire.
2. En las tres propuestas de diseño, para velocidad de rotación $N \geq 641$ rpm, el efecto de bloqueo desaparece (ver Figuras 6 y 7). Por consecuencia, la eficiencia aerodinámica y el momento cinético del flujo de aire aumentan.
3. Para la configuración de 10 álabes, es posible observar en las curvas correspondientes a la gráfica de la Figura 7, que posee el más bajo momento cinético, lo anterior es debido a la baja densidad de álabes, por tal razón, la energía proporcionada al flujo tiene un contenido energético menor comparado con los otros dos diseños (15 y 20 alabes), así también, observando las curvas de la Figura 6, la eficiencia aerodinámica también es baja comparada con las otras dos propuestas.

4. En todas las configuraciones propuestas, a velocidades mayores a 741rpm, el comportamiento aerodinámico y energético tiene el mismo comportamiento.

Finalmente, se concluye que el disco con densidad de álabes de 15 es la mejor opción de diseño, esto debido a que no tiene efectos de bloqueo a bajas velocidades, además, aerodinámica y energéticamente presenta un mejor comportamiento respecto a las otras dos propuestas.

5. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Instituto Politécnico Nacional, al Laboratorio de Ingeniería Hidráulica de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Azcapotzalco.

6. REFERENCIAS

- E. Caribaño , M. González y M. del Amo, (2005), *Diseño de Discos de Freno desde un Punto de Vista Multidisciplinar*, DYNA, vol. 80, nº 3, pp. 27-32.
- F. Talati y S. Jalifar, (2008), *Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disc brake rotor with straight radial rounded vanes*, Journal of Applied Sciences, vol. 8, nº 20, pp. 3583-3592.
- R. Limpert, (1975), *Cooling analisis of disc brake rotors de Truck Meeting*, Philadelphia.
- A. McPhee y D. Johnson , (2008), *Experimental heat transfer and flow analysis of a vented brake rotor*, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, nº 4, p. 458.467.
- L. Wallis, E. Leonardi, B. Milton y P. Joseph, (2002), *Air flow and heat transfer in ventilated disc brake rotors with diamond and tear-drop pillars*, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 41, nº 6-7, pp. 643-655.
- M. Tirovic (2007), *Development of ventilated brake discs*, de JUMV International Automotive Conference with Exhibition, Beograd, Servia.
- A. H., A. E. y D. Von, (1945), *NACA Report 824 Summary of Airfoil Data*, Langley Field, National Advisory Committee for Aeronautics.
- Fox, R.W., McDonald, A.T., (2011), *Introduction to Fluid Mechanics*, 8th. Edition, Wiley and Sons, USA.
- White, F. M., (2009), *Fluid Mechanics*, 7th. Edition, McGraw-Hill, USA.
- Hernández, J. L., Rojas, A. A., (2011), *Diseño de los Álabes de un Impulsor para Enfriar un Freno Magnético*, Memorias del XVII Congreso Internacional Anual de la SOMIM. México.

Este artículo puede citarse de la siguiente forma:

Citación estilo APA sexta edición

Rivera López, J.E., Arciniega Martínez, J.L. & Gutiérrez Paredes, G.J. (enero-abril de 2018). Estudio numérico del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares NACA 66-209. *Revista Multidisciplinaria de Avances de Investigación*, 4(1), 13-21.

Citación estilo Chicago decimoquinta edición

Rivera-López, Jesús Eduardo, Arciniega-Martínez, José Luis & Gutiérrez-Paredes, Guadalupe Juliana. Estudio numérico del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares NACA 66-209. *Revista Multidisciplinaria de Avances de Investigación*, 4 No. 1 (enero-abril de 2018): 13-21.

Citación estilo Harvard Anglia

Rivera López, J.E., Arciniega Martínez, J.L. & Gutiérrez Paredes, G.J., 2018. Estudio numérico del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares NACA 66-209. *Revista Multidisciplinaria de Avances de Investigación*, enero-abril, 4(1), pp. 13-21.

Citación estilo IEEE

[1] J.E. Rivera-López, J.L. Arciniega-Martínez y G.J. Gutiérrez-Paredes. Estudio numérico del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares NACA 66-209. *Revista Multidisciplinaria de Avances de Investigación*, vol. 4 No. 1, pp. 13-21, enero-abril de 2018.