

Análisis del déficit de flujo en un ventilador de tiro forzado: propuestas de modificación geométrica al diseño original

Flow shortfall analysis in a forced-draft fan: proposals of geometrical changes for the original design

A. Zaleta-Aguilar*, J. M. Belman-Flores*, J. P. Pérez-Trujillo*, L. A. Álvarez-Vargas*, S. A. Gámez-Arredondo*

RESUMEN

En este trabajo se presenta el análisis fluidodinámico mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) de un ventilador de tiro forzado, el cual ha sido modificado en su diseño original debido a la carencia de flujo volumétrico observado durante su operación. El análisis se inicia con la caracterización termodinámica del ventilador, partiendo de las modificaciones geométricas propuestas como aumento del álabes y el aumento del diámetro del rotor, encontrando con esto un flujo de 8800 m³/min. El siguiente análisis está relacionado con la influencia de la velocidad y presión del flujo de aire a la salida del ventilador a causa del aumento de la velocidad angular y potencia. Del análisis se obtiene una velocidad angular de 1185 rpm, una velocidad a la descarga de 25 m/s, con una presión total de 5.44 kPa; mientras que a la velocidad angular propuesta, estos valores son cercanos a 30 m/s y 7.5 kPa. Con el fin de verificar que las modificaciones propuestas al ventilador no presenten daños al equipo por efectos de vibración, se desarrolló un análisis por elemento finito con la finalidad de encontrar las frecuencias naturales y los modos de vibración. Para una frecuencia de operación de 19.75 Hz (1185 rpm) se obtuvieron cuatro frecuencias naturales, de las cuales las más cercanas son de 18.52 Hz y 18.58 Hz, mismas que se encuentran apenas por debajo de la frecuencia de operación. Con este estudio, se concluye que las modificaciones propuestas a la geometría del ventilador son adecuadas para su operación.

ABSTRACT

This paper presents fluid dynamic analysis through computational fluid dynamics (CFD) in a forced draft fan which has been modified from its original design due to its lack of volumetric flow observed during its operation. The analysis started with thermodynamic characterization of the fan, beginning from the proposed geometrical modifications like the increase of the blade size and the diameter of the rotor, achieving a flow of 8800 m³/min. Next analysis is related to influence of speed and pressure of the air flow to the fan outlet due of the increase of angular speed and potential. An angular speed of 1185 rpm and a discharge speed of 25m/s were obtained from the analysis with a total pressure of 5.44 kPa; while at the proposed angular speed, these values are closed to 30m/s and 7.5 kPa. With aim to verify that the proposed modifications do not damage the fan by vibration, a finite element analysis was developed with purpose of finding natural frequencies and vibration modes. For an operation frequency of 19.75Hz (1185 rpm), 4 natural frequencies were obtained in the analysis, in which the closest frequencies are of 18.52 Hz and 18.58 Hz, which are barely below the operation frequency. This study concluded that the proposed modifications to the geometry of the fan are adequate for its operation.

Recibido: 23 de septiembre de 2015
Aceptado: 6 de abril de 2016

Palabras clave:

Ventilador centrífugo; análisis termodinámico; simulación; CFD; flujo.

Keywords:

Centrifugal fan; thermodynamic analysis; simulation; CFD; flow.

Cómo citar:

Zaleta-Aguilar, A., Belman-Flores, J. M., Pérez-Trujillo, J. P., Álvarez-Vargas, L. A., & Gámez-Arredondo, S. A. (2016). Análisis del déficit de flujo en un ventilador de tiro forzado: propuestas de modificación geométrica al diseño original. *Acta Universitaria*, 26(2), 43-54. doi: 10.15174/au.2016.991

INTRODUCCIÓN

Los ventiladores centrífugos son ampliamente usados en diversas aplicaciones del sector industrial. Se emplean para proporcionar aire en un proceso de combustión, en el transporte de gases, en plantas de potencia, entre otros muchos usos. Debido al empleo por tiempos prolongados, algunos ventiladores son incapaces de satisfacer el mayor rendimiento requerido, por lo

* Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato. Carretera Salamanca-Valle de Santiago km 3.5+1.8, Salamanca, Guanajuato, México, C.P. 36885. Teléfono: 01 464 6479940 ext. 2419. Correo electrónico: jfbelman@ugto.mx

que deben ser re-adaptados para el mejoramiento de la capacidad del sistema termo-energético donde se encuentren instalados. En este sentido, Chunxi, Song & Yakui (2011) usaron el método de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) para el conocimiento de las características del flujo interno en un ventilador centrífugo; incrementaron el impulsor mediante la ampliación de las puntas de las palas y compararon sus resultados con los del ventilador original. Los resultados experimentales mostraron incrementos en la razón de flujo, la presión total, la potencia de la flecha y en los niveles de presión sonora; mientras que la eficiencia presentó un decremento cuando el ventilador operó con el impulsor alargado. Existen otros trabajos interesantes en relación con ventiladores centrífugos, como el de Sheam-Chyun & Ming-Lun (2012), en la cual realizaron un análisis sobre el rendimiento integrado para un ventilador inclinado. Estos autores mediante un análisis numérico desarrollaron detalladamente la visualización del flujo, la estimación del torque y la eficiencia, además realizaron un análisis de ruido. Tahsin, Mesut & Reinhard (2006) diseñaron ventiladores centrífugos, los cuales fueron fabricados y evaluados en el manejo y proceso de gases calientes para temperaturas por arriba de 1050 °C. Los autores evaluaron el desempeño de los impulsores mediante su variación geométrica, la velocidad en el eje y la temperatura del gas. Stafford, Walsh & Egan (2012) estudiaron la influencia de contornos de flujo de aire sobre dos ventiladores a escala. La reducción en el desempeño del ventilador se concluyó que aumentaba para incrementos en la velocidad de flujo transversal. Por otro lado, Fernández, Pereiras, González, Argüelles & Velarde (2013) presentaron una metodología numérica para segregar estructuras de flujos relativos y absolutos, permitiendo con esto un análisis profundo de la interacción impulsor-carcasa en ventiladores centrífugos. Staats & Brisson (2015) midieron experimentalmente las curvas de desempeño y consumo de potencia de ventiladores acoplados a un condensador, logrando el desarrollo de correlaciones para los parámetros de interés.

Así, la investigación alrededor del comportamiento de los ventiladores es de gran relevancia en diversas áreas de la ingeniería. El diseño y construcción de ventiladores constituye una actividad industrial muy desarrollada. Debido a ello, el estudio del flujo en el interior de cualquier turbomáquina se encuentra entre las aplicaciones más complejas de la mecánica de fluidos (González, Santolaria, Blanco & Fernández, 2004). En este contexto, las técnicas numéricas representan una herramienta muy útil en diversas áreas de la ingeniería, lo cual ha facilitado, en gran medida, el estudio

del proceso de flujo, así como de diversos parámetros (Hernández-Gutiérrez *et al.*, 2015; Lamas-Galdo, Rodríguez-Vidal & Rodríguez, 2013).

Basándose en lo anterior, en este trabajo se analizan las modificaciones propuestas a un ventilador de tiro forzado. La razón de este estudio se debe a la problemática del déficit de flujo que se presentaba en una planta termoeléctrica en el área de la caldera. Por ello, en esta investigación se proponen cambios en el diseño actual del ventilador, con el fin de incrementar el flujo de aire y dar solución a un problema que conlleva a la falta de generación de energía eléctrica. Entre los principales objetivos prácticos de este trabajo se mencionan:

- Modificaciones al diseño de un ventilador de tiro forzado en cuanto al incremento del álabe y del rotor. Se resalta una metodología de análisis con la finalidad de dar una solución al déficit de flujo sin afectar la operatividad del ventilador.
- Caracterización termodinámica para analizar el comportamiento del ventilador considerando las modificaciones realizadas al diseño. Con esto se determina un rango operacional de la velocidad angular que satisfaga el flujo de aire de diseño.
- Modelado del ventilador mediante CFD y análisis modal por elemento finito. Para esto se discretizó el volumen de control utilizando el *software Gambit 2.4.6* y se resolvieron las ecuaciones de gobierno, utilizando el método de volumen finito con la ayuda del *software* comercial ANSYS-FLUENT 15.0. Con los resultados obtenidos del análisis fluidodinámico y modal se buscó evitar posibles problemas por efecto de vibración debido a las modificaciones propuestas.

Modificaciones propuestas al ventilador

El acoplamiento del ventilador de tiro forzado analizado en este trabajo se encuentra físicamente localizado fuera de una caldera de vapor en una planta termoeléctrica; dicho acoplamiento ha presentado un déficit de manera continua en el flujo de aire. Así, en este trabajo de investigación se proponen ciertas modificaciones para aumentar el flujo de aire, además, se asegura que el ventilador no presente daños por vibración debido a los cambios en el diseño. Cabe mencionar que el acoplamiento consiste en dos ventiladores idénticos. Inicialmente, el flujo total de los ventiladores a plena carga (100%) era de 17 612 m³/min, con una presión estática en la descarga de 6.9 kPa, acorde con el desempeño de la caldera. De acuerdo con registros efectuados del flujo de aire en los ventiladores, es como se

identificó el déficit de flujo. En la figura 1 se muestra el historial del comportamiento de flujo volumétrico del conjunto de ventiladores en los últimos años; se puede apreciar claramente un déficit de flujo respecto al valor de diseño, disminuyendo notablemente desde el año 2011 con respecto al diseño original.

Con base en la experiencia y acciones que ha tomado el personal de la planta en este tipo de equipos, se desarrollaron propuestas de modificación geométrica con el objeto de alcanzar un flujo deseado. En la figura 2 se puede apreciar la primera propuesta, la cual consiste en el incremento del álabe mediante la colocación de ángulos en la parte final del mismo. En la imagen de la izquierda se observa un detalle de la colocación del ángulo al final del álabe, y en la imagen de la derecha se observa el ángulo colocado en cada uno de los álabes. Es importante mencionar que lo único que se modificó fue el diámetro exterior de los álabes; el resto de las dimensiones permaneció sin cambio alguno. El diámetro exterior antes de las modificaciones era de 2.05 m (2050 mm).

La segunda propuesta consiste en aumentar el diámetro del rotor en un 7.75%, añadiendo placas laterales y placas al final de los álabes, tal como se ilustra en la figura 3. Este incremento en el diámetro exterior del rotor es igual al que se logró colocando los ángulos; al observar que se obtuvo buen resultado mecánico se optó por colocar placas que se adecuaron a la forma del perfil del álabe; las dimensiones finales se presentan en la figura 4.

DESARROLLO

Caracterización termodinámica

Para fines prácticos, en esta sección solamente se describe la caracterización termodinámica del comportamiento de un solo ventilador. El modelado incluye las modificaciones propuestas a su geometría, con la finalidad de determinar el flujo volumétrico de aire que resulta al variar las condiciones atmosféricas, así como la velocidad angular del rotor, ω , simulando con ello un cambio en la frecuencia de rotación del motor que proporciona el movimiento al ventilador (Schobeiri, 2003). Acorde con la geometría de la configuración del ventilador, también es posible determinar la potencia mecánica y eléctrica que requiere el motor (Engin, Gur & Scholz, 2006). Basándose en un flujo volumétrico de aire de 8806 m³/min (diseño de un ventilador), la caracterización parte de la estimación de las velocidades y de la determinación de la presión en el rotor, mediante los triángulos de velocidad en la succión y descarga de los álabes (figura 5). Los parámetros que se

requieren para el análisis son: condiciones de presión, temperatura ambiente, humedad relativa, velocidad de operación del rotor y la presión estática en la descarga del ventilador; además, se incluyen los parámetros geométricos y la configuración de los álabes (diámetros del rotor, ancho axial, ángulos de succión y descarga).

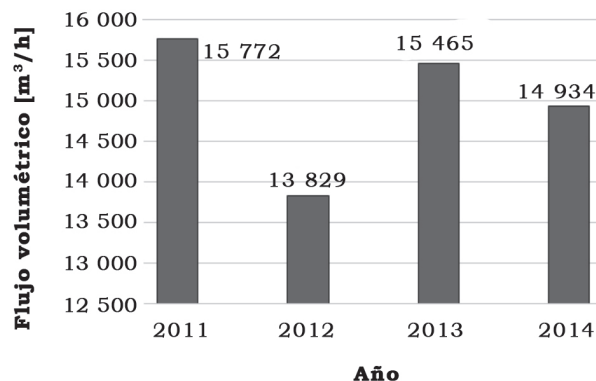


Figura 1. Historial en la medición de flujo volumétrico. Fuente: Elaboración propia.

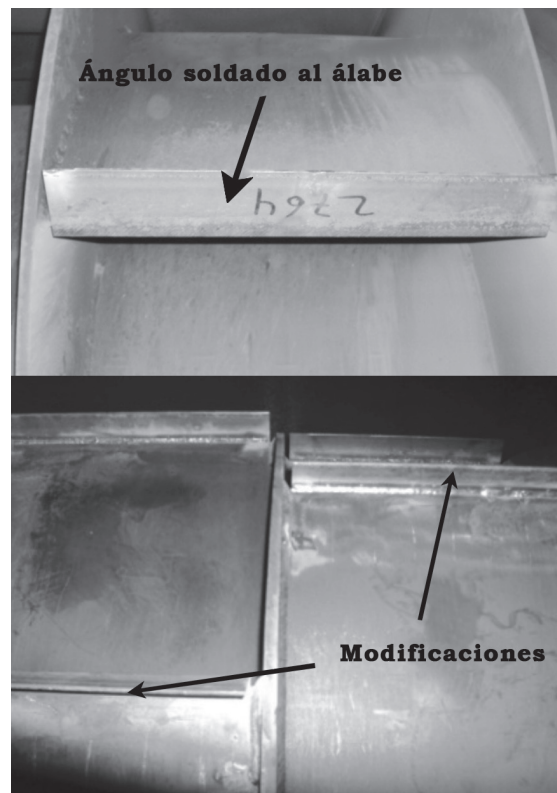


Figura 2. Incremento del álabe mediante colocación de ángulos. Fuente: Elaboración propia.

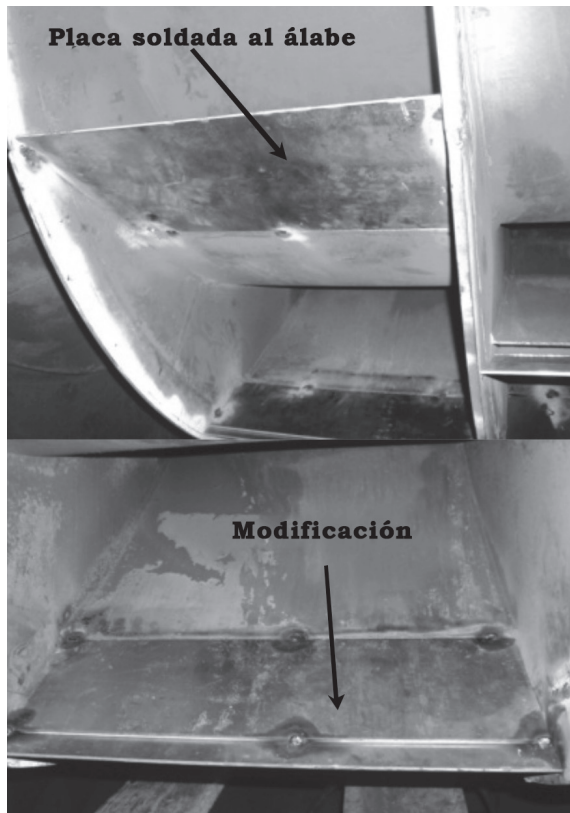
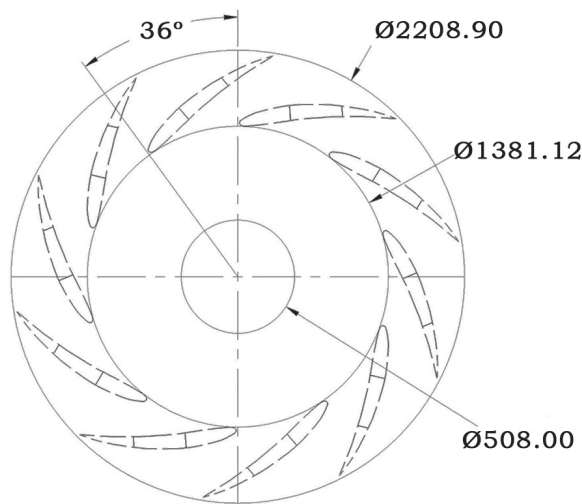


Figura 3. Incremento del diámetro del rotor mediante placas.
Fuente: Elaboración propia.



Vista lado transmisión

Figura 4. Incremento del diámetro del rotor mediante placas.
Fuente: Elaboración propia.

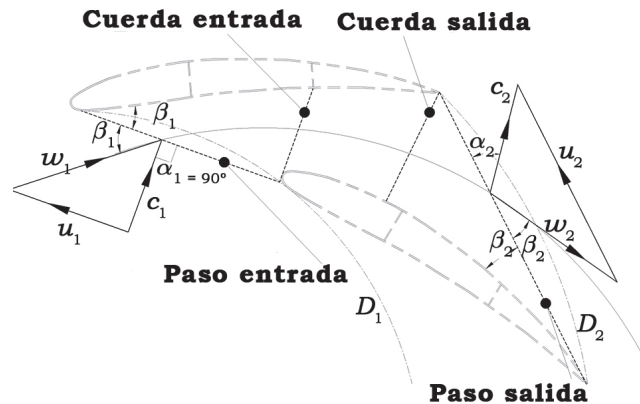


Figura 5. Triángulo de velocidades en la succión y descarga del ventilador.
Fuente: Elaboración propia.

Para la estimación de los ángulos β_1 y β_2 se trazan dos líneas denominadas *cuerda* y *paso*. Las cuerdas son perpendiculares al álabe, ya que parten del inicio de este hacia la superficie del siguiente álabe, como se aprecia en la figura 5. Se tiene entonces que:

$$\beta_1 = \arcsin(\text{cuerda de entrada} / \text{paso de entrada}) \quad (1)$$

$$\beta_2 = \arcsin(\text{cuerda de salida} / \text{paso de salida}). \quad (2)$$

Con los ángulos de succión y descarga se estiman las velocidades absolutas y relativas del fluido mediante las ecuaciones siguientes (Sheam-Chyun & Chia-Lieh, 2002):

$$w_1 \sin \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1, \quad (3)$$

$$w_1 \cos \beta_1 + c_1 \cos \alpha_1 = u_1, \quad (4)$$

$$w_2 \sin \beta_2 = c_2 \sin \alpha_2, \quad (5)$$

$$w_2 \cos \beta_2 + c_2 \cos \alpha_2 = u_2. \quad (6)$$

La caída de presión es obtenida a través de la ecuación de Euler y la potencia mecánica por medio de las velocidades tangenciales relativas y velocidades tangenciales del rotor, por lo que la caída de presión en el ventilador está en términos de las velocidades tangenciales del rotor y del flujo:

$$\tau = \dot{m}(r_2 w_{t2} - r_1 w_{t1}), \quad (7)$$

$$\dot{W}_m = \tau \cdot \omega, \quad (8)$$

$$\dot{W}_m = \Delta P \cdot Q_d, \quad (9)$$

$$\Delta P_r = \rho(u_2 w_{t2} - u_1 w_{t1}), \quad (10)$$

La caída de presión típica en un ventilador ocurre en dos pasos (Datong, Yijun, Xiaoliang & Minjian, 2009): primeramente sucede un incremento en la presión del rotor y luego un incremento de presión ocurre en el caracol de la carcasa, la cual tiene la finalidad de convertir la energía cinética en energía potencial. La caída de presión en el caracol de la carcasa se determina como la diferencia entre la velocidad absoluta del fluido saliente del rotor y la velocidad con la que finalmente sale de la carcasa.

$$\Delta P = \Delta P_r + 1/2\rho(c_2^2 - c_a^2), \quad (11)$$

$$Q_d = A \cdot c_d. \quad (12)$$

Con la caída de presión total en el ventilador es posible estimar el flujo, la potencia mecánica y la potencia eléctrica del motor. Para esta última, se consideran los datos de placa del motor eléctrico, teniendo un factor de potencia de 0.89 y una eficiencia de motor del 96%. La potencia eléctrica, \dot{W}_e , para un motor trifásico se obtiene como:

$$\dot{W}_e = (\sqrt{3} \cdot I \cdot V \cdot FP) \quad (13)$$

$$\dot{W}_m = \dot{W}_e \cdot \eta_{me}. \quad (14)$$

Resultados de la simulación

A continuación se muestran los comportamientos de los principales parámetros operacionales del ventilador, como flujo volumétrico, caída de presión total y la potencia eléctrica, con base en la variación de su velocidad angular. En la figura 6 se ilustra el comportamiento del flujo volumétrico para un rango de la velocidad angular que va de 1150 rpm a 1400 rpm. Sobre la figura se muestra un punto de referencia acorde con las mediciones del flujo efectuadas en el 2011 para uno de los ventiladores de tiro forzado. También se representa otro punto donde se asegura una operación de flujo volumétrico cercano al valor de diseño del orden de 8800 m³/min. Para alcanzar este flujo se requiere manipular la velocidad angular a un valor por arriba de 1350 rpm. Con este valor de velocidad se asegura una operación con flujo de aire cercano al diseño, junto con una caída de presión estática en la descarga de 6.86 kPa.

En la figura 6a se puede apreciar que para una velocidad de giro constante del rotor, las caídas de presión al variar la carga de operación son poco significativas, por lo que al incrementar las revoluciones del rotor la presión a la descarga no presentaría afectaciones que comprometan drásticamente el funcionamiento del ventilador. Finalmente, la variación de los parámetros anteriores está directamente relacionada con la

potencia demandada en el motor. La figura 6b muestra este comportamiento, donde la operación actual representa una potencia de 1100 kW, y la operación para cumplir con el flujo y presión de diseño es de 1780 kW; esto es aproximadamente un 60% mayor a la condición de diseño. En la tabla 1 se muestra un resumen de las condiciones operacionales actuales y las propuestas en el ventilador. Las condiciones se proponen para cumplir con el objetivo de incrementar el flujo hasta 8800 m³/min, y así suministrar el flujo requerido en la cámara de combustión para operar el ciclo de potencia a una carga del 100%. Los resultados mostrados en la tabla 1 indican que para lograr el flujo deseado se debe incrementar la potencia del motor en un 61.8%, la velocidad de rotación en un 25.45%, y con ello asegurar el tiro adecuado para lograr el flujo lado gases, incrementando la presión a la descarga del ventilador en un 37.2%. A pesar de los incrementos resultantes, las modificaciones resultaron simples y de muy bajo costo en comparación con otras alternativas.

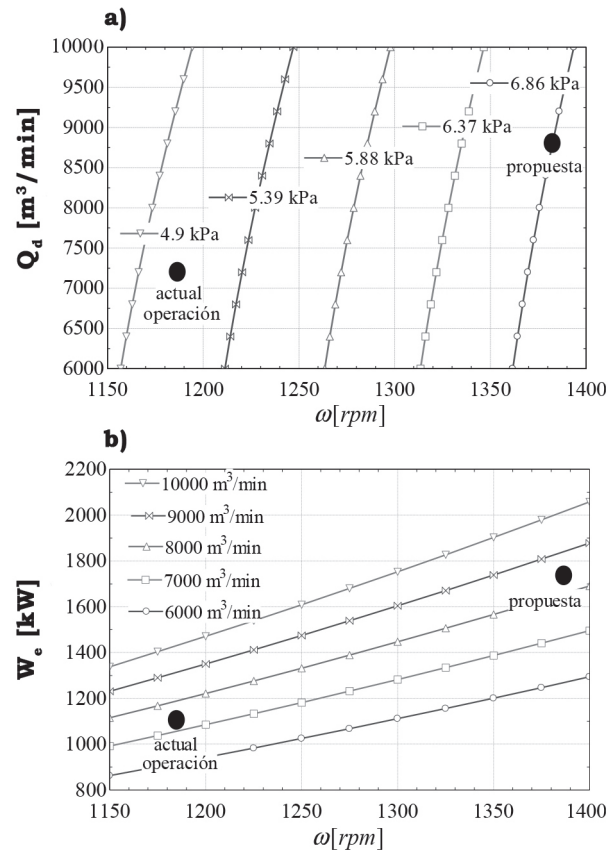


Figura 6. Influencia de la velocidad angular. a) Flujo volumétrico, b) Potencia eléctrica Fuente: Elaboración propia.

Tabla 1.
Resumen comparativo entre operación actual y la propuesta.

	Operación actual	Operación propuesta
Velocidad de giro (rpm)	1185	1380
Flujo volumétrico (m ³ /min)	7257	8800
Caída de presión a la descarga (kPa)	5	6.86
Potencia eléctrica (kW)	1100	1780

Fuente: Elaboración propia.

Basándose en los resultados anteriores, se plantea el uso de un motor de mayor capacidad. Para esto, es importante determinar si a las condiciones propuestas el ventilador modificado puede operar correctamente sin problemas de vibración.

Modelado por volumen finito

Con el fin de analizar la fluidodinámica del aire al pasar por el ventilador, se procede a desarrollar el análisis por volumen finito, el cual consta de los siguientes aspectos:

- Formulación del problema.
- Generación de una malla (discretización) en volúmenes finitos.
- Establecimiento de las condiciones de contorno.
- Solución de las ecuaciones.
- Análisis y comparación de resultados.

En este punto se requiere conocer el efecto que causan las modificaciones geométricas y el aumento de velocidad angular en el flujo de aire dentro del ventilador, por lo que se crea el modelo de ventilador en el *software SolidWorks* 2014. Posteriormente, se realiza el mallado del volumen de control utilizando el *software Gambit* 2.4.6, obteniendo un total de 1 949 751 sub-volúmenes para el análisis en CFD. Este mallado se evaluó a las condiciones de operación actuales y se comparó con datos experimentales de velocidad y presión estática a la descarga del ventilador. Las mediciones fueron realizadas por la planta termoeléctrica en la descarga del ventilador utilizando un tubo de Pitot modificado, el cual es capaz de tomar varias lecturas de presión en la sección de interés. El área transversal rectangular considerada fue de 5.5 m² (2.5 m × 2.2 m). Los valores medidos fueron: velocidad de 21.98 m/s, presión

estática de 5.003 kPa, temperatura interior de 38.6 °C y temperatura exterior de 29.4 °C. Con estos valores se determinó el flujo másico en la descarga igual a 136 kg/s. El modelo numérico se evaluó con el mismo flujo másico, el cual fue dividido en dos, ya que el ventilador presenta doble aspiración, obteniéndose una presión estática en la descarga de 5.061 kPa y una velocidad de 25.09 m/s; arrojando un error de 1.16% y 14.15% para la presión y la velocidad, respectivamente, por lo que el modelo numérico es adecuado para el estudio del ventilador, asegurando con esto un proceso de cálculo relativamente rápido. Se procede a colocar las condiciones de contorno de entrada y salida del flujo así como determinar los volúmenes y paredes que estarán en rotación (volúmenes y paredes correspondientes a superficies de álabes y placas de soporte fijas a la flecha con movimiento), al igual que los volúmenes y paredes fijos (paredes de los ductos de entrada de flujo y paredes de la carcasa); finalmente, se establece el método de solución para resolver el análisis. Las ecuaciones de gobierno en forma tensorial usadas en este trabajo se indican a continuación.

Conservación de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho c_k) = 0 \quad (15)$$

Conservación del momento:

$$\rho \frac{\partial c_i}{\partial t} + \rho c_k \frac{\partial c_i}{\partial x_k} = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(- \frac{2}{3} \mu \frac{\partial c_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial c_i}{\partial x_j} + \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i \quad (16)$$

Conservación de la energía:

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \rho c_k \frac{\partial e}{\partial x_k} = -p \frac{\partial c_k}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial c_k}{\partial x_k} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial c_i}{\partial x_j} + \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \quad (17)$$

La figura 7 muestra las superficies seleccionadas para la entrada y salida de flujo. Las dimensiones del rotor con las modificaciones realizadas han sido definidas previamente en la figura 4.

La entrada de flujo se divide en dos por la doble aspiración del ventilador, por lo que cada superficie de entrada admite la mitad del flujo que maneja el ventilador. El área de admisión de cada superficie es de 2.64 m² (3.508 m × 0.752 m).

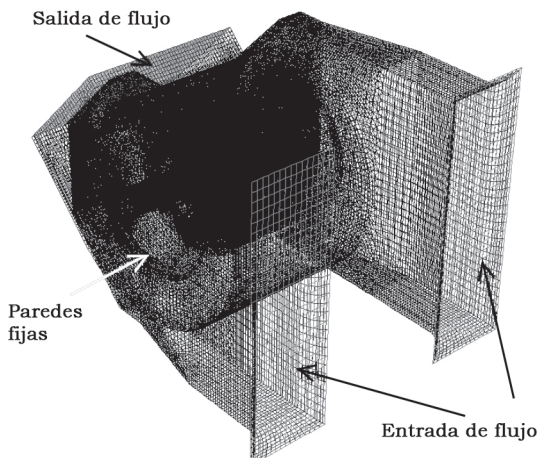


Figura 7. Condiciones de frontera del modelo del ventilador.
 Fuente: Elaboración propia.

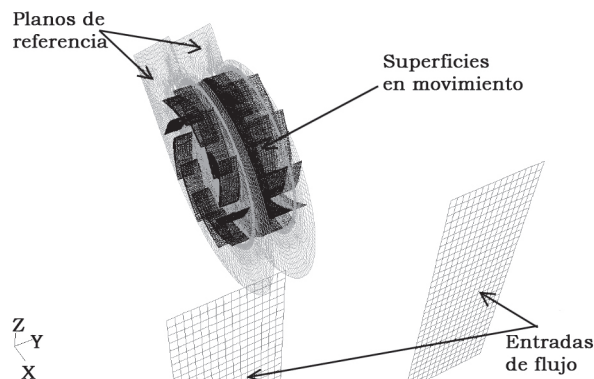


Figura 8. Paredes en movimiento y planos de referencia visibles ocultando paredes estáticas.
 Fuente: Elaboración propia.

Tabla 2.
 Condiciones de frontera.

Zona	Tipo de condición	Parámetros ingresados
Superficie de entrada de flujo	Entrada de flujo másico	$\dot{m}=68 \text{ kg/s}$ y 82.5 kg/s $IT=4\%$ Diámetro hidráulico = 1.9044 m $T_{in} = 302.535 \text{ K}$
Salida de flujo	Salida de presión	$T_{out} = 311.75 \text{ K}$ $IT = 4\%$ Diámetro hidráulico = 2.343 m
Superficies de álabes, flecha y placas de soporte	Pared móvil	Movimiento rotacional relativo al fluido, $\omega = 1185$ y 1380 rpm Material acero
Superficies de ductos, carcasa y placas del estator	Pared estacionaria	$\omega = 0$ Material acero

Fuente: Elaboración propia.

La figura 8 muestra las superficies que se encuentran en movimiento así como las superficies o planos que servirán para la visualización de los contornos de velocidad y/o presión dentro del fluido. Se considera como superficies en movimiento las paredes que definen a los álabes, las paredes se agrupan para cada álabes y se les asigna la velocidad de rotación que sea de interés. El rotor cuenta en total con veinte álabes, dividido en diez cada lado. Se definen dos planos de referencia, cada uno ubicado a la mitad del espesor de los álabes. El resto de las paredes se consideran estáticas con la condición de no deslizamiento.

En la tabla 2 se muestra un compendio de los parámetros ingresados para configurar el caso actual (referencia) a 1185 rpm y la velocidad propuesta a 1380 rpm (figura 6). La intensidad de turbulencia se estima como $IT = 0.16/Re^{1/8}$; para todos los casos se calculó una intensidad de turbulencia promedio a 2.5% , pero en estos cálculos se considera que el fluido a la entrada no presenta filtros de aire, los cuales ocasionan turbulencia en la entrada; para considerar este efecto se incrementó la turbulencia hasta 4% en la entrada y salida del volumen de control. El modelo de turbulencia usado fue el modelo $k-\epsilon$ por su amplia aplicabilidad en el estudio de fenómenos físicos y su bajo costo computacional.

Resultados del análisis por CFD

Como resultado de las simulaciones por volumen finito, en las figuras 9 y 10 se representan dos de los contornos más relevantes: el de presión total y la distribución de velocidad. La figura 9 ilustra los contornos de la presión total del fluido circundante a los álabes. En la figura 9a se puede apreciar el aumento de presión en el rotor por el movimiento del fluido y el incremento de presión que ocurre en el caracol de la carcasa debido al incremento en el área de la sección transversal. A pesar de que en la descarga de los álabes se aprecian ligeramente valores de presión más elevados respecto a la velocidad de rotación de 1185 rpm (figura 9b); las presiones más negativas debajo de los álabes indican un cambio de energía potencial a energía cinética más pronunciado.

En la figura 10 se presentan los contornos de velocidad para los dos casos analizados. Al aumentar la velocidad de rotación en el rotor del ventilador se esperaba que aumentara la presión estática en la descarga y que el flujo másico también se viera afectado. La figura 10b muestra los contornos de velocidad con una velocidad máxima de aproximadamente 170 m/s , mientras que en la figura 10a se presenta una velocidad máxima cercana a 145 m/s . Los resultados más

relevantes del análisis indican que a una velocidad angular de 1185 rpm, la velocidad a la descarga es de aproximadamente 25 m/s con una presión total de 5.44 kPa, mientras que a la velocidad angular propuesta estos valores son cercanos a 30 m/s y 7.5 kPa, respectivamente.

Análisis modal del rotor

Con el fin de determinar que las modificaciones propuestas al ventilador de tiro forzado no presenten daños al equipo por efectos de vibración, en esta sección se muestra el análisis general sobre las frecuencias naturales y los modos de vibración (Sinha & Turner,

2011). Para el análisis modal se considera solamente el modelo geométrico realizado en CAD, justo como se muestra en la figura 11.

En la discretización del modelo se utilizan elementos tetraédricos (SOLID187) (Min, Duffy, Choi, Provenza & Kray, 2013); se trata de elementos de alto orden con 10 nodos y 3 grados de libertad por nodo, desplazamientos en las direcciones x , y y z . Este tipo de elemento es adecuado para superficies irregulares y para reproducir efectos de plasticidad, hiperelasticidad, ruptura, grandes deformaciones, etcétera. El modelo mallado se muestra en la figura 11b. En la tabla 3 se muestran las propiedades mecánicas del material del cual está construido el ventilador y que son necesarias para el análisis.

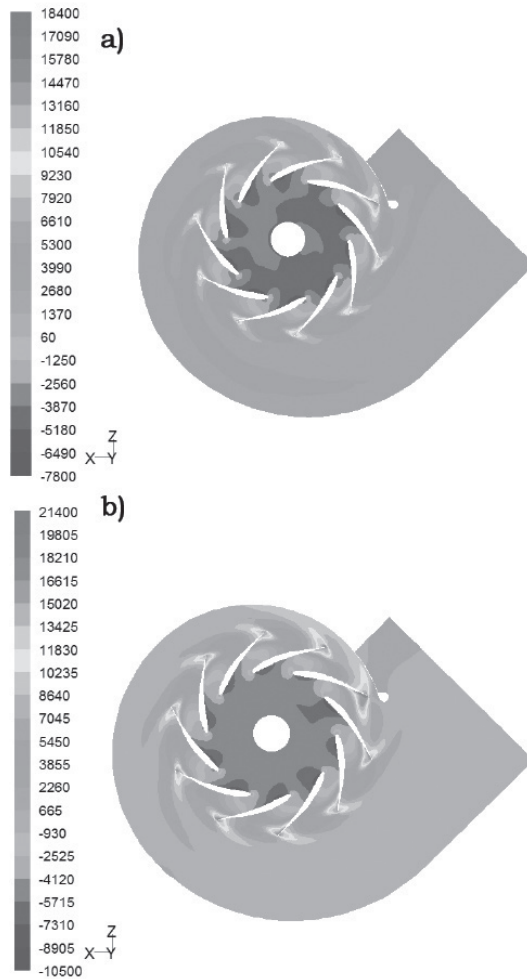


Figura 9. Contornos de presión total (Pa). a) 1185 rpm, b) 1380 rpm. Fuente: Elaboración propia.

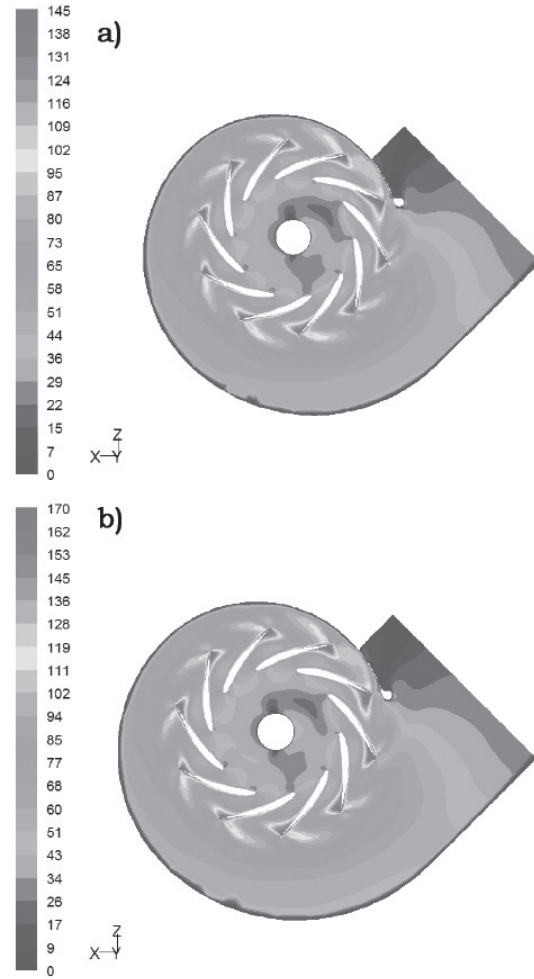


Figura 10. Contornos de velocidad (m/s). a) 1185 rpm, b) 1380 rpm. Fuente: Elaboración propia.

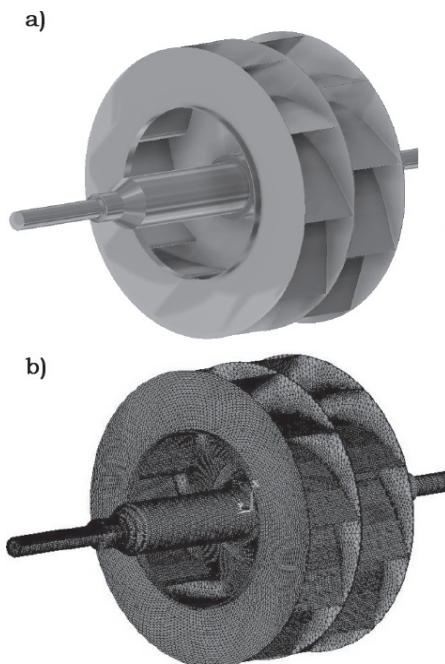


Figura 11. Modelado geométrico del ventilador. a) Modelo 3D, b) Discretización. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.

Propiedades mecánicas del acero de los álabes.

Propiedad mecánicas del acero estructural ASTM A514 Gr B	Valor
ρ (kg/m ³)	7850
E (Pa)	200×10^9
ν (-)	0.3
S_y (Pa)	690×10^6
S_u (Pa)	$760 \text{ a } 895 \times 10^6$
Temperatura de referencia (K)	295

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.

Frecuencias naturales cercanas a la frecuencia de operación.

Modo	Desplazamiento min. (cm)	Desplazamiento max. (cm)	Frecuencia (Hz)	Vel. crítica (rpm)
1	8.9×10^{-4}	3.37	0.001	0.06
2	2.28×10^{-10}	5.56	18.52	1111.08
3	4×10^{-9}	5.55	18.58	1115.04
4	1.34×10^{-7}	3.44	33.91	2034.66

Fuente: Elaboración propia.

Para determinar las velocidades críticas de operación del ventilador se realizó un análisis de frecuencias naturales y modos de vibración, en el cual se extrajeron

30 modos de vibración para un rango de frecuencia lo bastante amplio. Para fines prácticos solo se presentan las frecuencias naturales cercanas a las frecuencias de operación de 19.75 Hz y 23 Hz correspondientes a las velocidades de operación analizadas de 1185 rpm y 1380 rpm, respectivamente, mostradas en la tabla 4.

Como se puede observar en la tabla 4, las frecuencias naturales para los modos 2 y 3 están por debajo de la frecuencia de operación de 19.75 Hz (1185 rpm), mientras que para el modo 1 la frecuencia es cercana a cero, el modo 4 corresponde a 33.91 Hz (2035 rpm) con 850 rpm por encima de la velocidad de operación. En la figura 12 se ejemplifican los modos de vibración, representando los puntos más relevantes.

En la tabla 5 se evidencia un resumen de los resultados del análisis modal del rotor, además se describe cada uno de los modos de vibración presentes en el modelo.

Considerando los resultados obtenidos del análisis modal al variar la velocidad angular de operación, se recomienda:

1. No operar el ventilador cerca de las frecuencias naturales mostradas, ya que de ser así el sistema podría entrar en resonancia y, por ende, sufrir grandes daños en su estructura.
2. De acuerdo con el análisis modal y los resultados fluidodinámicos, con una velocidad propuesta de 1380 rpm, el ventilador puede satisfacer perfectamente los requerimientos de flujo y presión sin correr el riesgo de sufrir daños por resonancia. Dado que la velocidad de operación es de 1185 rpm, las velocidades críticas más cercanas son las del modo de vibración 3 de 1115.04 rpm y la del modo de vibración 4 de 2034.66 rpm. Ello significa que el ventilador puede operar perfectamente bien a cualquier velocidad dentro de ese rango.

Puesta en marcha de los ventiladores

Una vez realizadas las modificaciones y los análisis respectivos mostrados anteriormente, se procedió a la incorporación de los ventiladores por parte de la planta termoeléctrica, donde además se consiguió un nuevo motor. Con base en las mediciones efectuadas del flujo volumétrico, se obtuvieron valores globales promedio de 19 250 m³/min. Cabe mencionar que este valor está por encima del punto de referencia a plena carga (100%), por lo que se concluye que las modificaciones simples al diseño, y sobre todo de bajo costo, permitieron incrementar el flujo de aire, logrando un rendimiento global mayor.

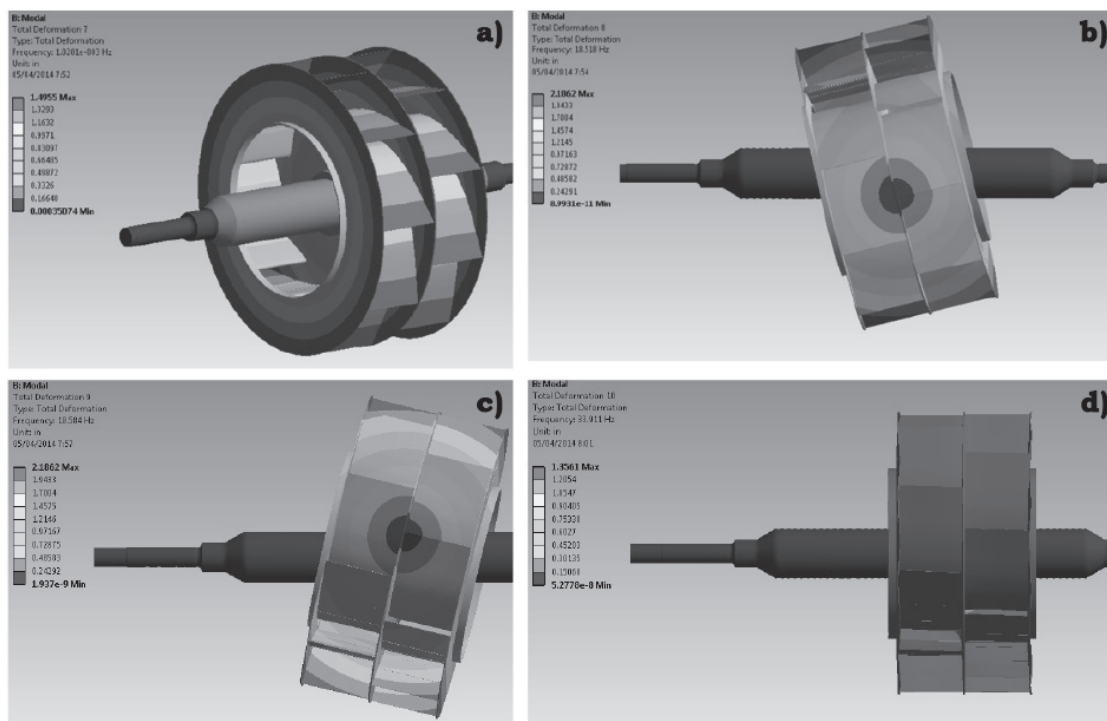


Figura 12. Modos de vibración. a) Modelo de vibración 1: 0.06 rpm; b) Modelo de vibración 2: 1111.08 rpm; c) Modelo de vibración 3: 1115.04 rpm; d) Modelo de vibración 4: 2034.66 rpm.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.
Resumen del análisis modal del rotor.

Modo	En caso de resonancia
1	Los desplazamientos del ventilador se dan en dirección axial
2	La principal deflexión se lleva cerca de la unión entre los álabes y el rotor, por lo que el punto de fractura iniciaría en esta zona.
3	Los álabes tienden a deformarse hacia el lado del motor presentando también una inclinación, por lo que el punto de fractura iniciaría en la zona de unión entre álabes y eje.
4	La deformación se da hacia el lado derecho de forma axial sin que los álabes presenten inclinación, por lo que el punto de fractura iniciaría en la zona de unión entre álabes y eje.

Fuente: Elaboración propia.

CONCLUSIONES

En este trabajo se presentaron dos cambios propuestos al diseño original de un ventilador de tiro forzado, ubicando en la caldera de una planta termoeléctrica: alargamiento de los álabes e incremento del rotor.

Las modificaciones geométricas se propusieron como solución al déficit de flujo presentado de manera continua en el funcionamiento de los ventiladores. Así, dentro de los resultados más importantes se comentan los siguientes:

- Se expusieron nuevas condiciones de operación para el ventilador propuesto, ocasionando el uso de un motor de mayor capacidad al actual, con el objeto de alcanzar una velocidad de 1380 rpm y una presión en la descarga de 6.86 kPa para un flujo volumétrico de 8800 m³/min.
- Acorde con los análisis fluidodinámico y modal, el ventilador puede satisfacer perfectamente los requerimientos de flujo y presión sin correr el riesgo de sufrir daños por resonancia. Dado que la velocidad de operación es de 1185 rpm, las velocidades críticas más cercanas son las del modo de vibración 3 de 1115.04 rpm y la del modo de vibración 4 de 2034.66 rpm, significando que el ventilador puede operar perfectamente bien a cualquier velocidad dentro de ese rango.

- El acoplamiento de ventiladores modificados se puso en marcha consiguiendo un 10% de incremento en el flujo volumétrico con respecto al diseño de referencia.
- Finalmente, se establece una metodología en la recuperación de flujo en ventiladores de tiro forzado, analizando de manera oportuna el adecuado funcionamiento del ventilador una vez puesto en marcha.

μ : Viscosidad dinámica (kg/m s)

ρ : Densidad (kg/m³)

τ : Torque (N m)

ν : Viscosidad cinemática (m²/s)

ω : velocidad de rotación (rpm)

NOMENCLATURA

A: Área (m²)

c: Velocidad absoluta en los álabes (m/s)

D: Diámetro del rotor (m)

E: Módulo de Young (Pa)

FP: Factor de potencia

I: Corriente (A)

IT: Intensidad a la turbulencia (%)

k: Conductividad térmica (W/m K)

\dot{m} : Flujo másico de aire (kg/s)

P: Presión (kPa)

Q: Flujo volumétrico (m³/min)

r: Radio (m)

S: Esfuerzo del material (Pa)

u: Velocidad tangencial en el rotor (m/s)

V: Voltaje (V)

w: Velocidad relativa del fluido en los álabes (m/s)

\dot{W} : Potencia (kW)

t: Tiempo (s)

T: Temperatura (K)

Greek symbols

α : Ángulo de la velocidad absoluta (°)

β : Ángulo de la velocidad relativa (°)

η : Eficiencia (%)

Subíndices

1: Entrada al rotor

2: Salida del rotor

e: Eléctrica

in: Entrada al ventilador

k: Coordenada espacial, x, y, z.

m: Mecánica

me: Motor eléctrico

out: Salida del ventilador

u: Esfuerzo último

y: Esfuerzo de cedencia

REFERENCIAS

- Chunxi, L., Song Ling, W., & Yakui, J. (2011). The performance of a centrifugal fan with enlarged impeller. *Energy Conversion and Management*, 52(8-9), 2902-2910.
- Datong, Q., Yijun, M., Xiaoliang, L., & Minjian, Y. (2009). Experimental study on the noise reduction of an industrial forward-curved blades centrifugal fan. *Applied Acoustics*, 70(8), 1041-1050.
- Engin, T., Gur, M., & Scholz, R. (2006). Effects of tip clearance and impeller geometry on the performance of semi-open ceramic centrifugal fan impellers at elevated temperatures. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(6), 565-577.
- Fernández Oró, J. M., Pereiras García, B., González, J., Argüelles Díaz, K. M., & Velarde Suárez, S. (2013). Numerical methodology for the assessments of relative and absolute deterministic flow structures in the analysis of impeller-tongue interactions for centrifugal fans. *Computers & Fluids*, 86(5), 310-325.
- González Pérez, J., Santolaria Morros, C., Blanco Marigorta, E., & Fernández Francos, J. (2004). Modelización numérica del flujo en bombas centrífugas. *DYNA*, 79(5), 11-17.

- Hernández-Gutiérrez, I. V., Barbosa-Saldaña, J. G., Gutiérrez-Torres, C. C., Jiménez-Bernal, J. A., Moreno-Pacheco, L. A., & Quinto-Diez, P. (2015). Simulación numérica de la convección mixta en un canal horizontal con aletas. *DYNA*, 90(4), 433-441.
- Lamas-Galdo, M. I., Rodríguez-Vidal, C. G., & Rodríguez García, J. D. (2013). Modelo de mecánica de fluidos computacional para el estudio de la combustión en un motor diésel de cuatro tiempos. *DYNA*, 88(1), 91-98.
- Min, J. B., Duffy, K. P., Choi, B. B., Provenza, A. J., & Kray, N. (2013). Numerical modeling methodology and experimental study for piezoelectric vibration damping control of rotating composite fan blades. *Computers and Structures*, 128, 230-242.
- Schobeiri, M. T. (2003). *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance* (2nd edition). USA: Springer.
- Sheam-Chyun, L., & Chia-Lieh, H. (2002). An integrated experimental and numerical study of forward-curved centrifugal fan. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26(5), 421-434.
- Sheam-Chyun, L., & Ming-Lun, T. (2012). An integrated performance analysis for a backward-inclined centrifugal fan. *Computers & Fluids*, 56, 24-38.
- Sinha, S. K., & Turner, K. E. (2011). Natural frequencies of a pre-twisted blade in a centrifugal force field. *Journal of Sound and Vibration*, 330(11), 2655-2681.
- Staats, W. L., & Brisson, J. G. (2015). Active heat transfer enhancement in air cooled heat sinks using integrated centrifugal fans. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 82, 189-205.
- Stafford, J., Walsh, E., & Egan, V. (2012). The effect of global cross flows on the flow field and local heat transfer performance of miniature centrifugal fans. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(7-8), 1970-1985.
- Tahsin, E., Mesut, G., & Reinhard, S. (2006). Effects of tip clearance and impeller geometry on the performance of semi-open ceramic centrifugal fan impellers at elevated temperatures. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(6), 565-577.