

InvenCenty: Software para la enseñanza del diseño aerodinámico de una familia de ventiladores centrífugos de alta eficiencia

López Santana Gabriela, Arla Odio Sandra, Delgado García Reinaldo
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Ecuador

Resumen—El método de diseño aerodinámico de ventiladores centrífugos, utilizando la velocidad específica de rotación y las ecuaciones de las curvas características de una familia de ventiladores centrífugos de alabes rectos atrasados, permite implementar un programa informático donde la interface de usuario admite ingresar valores de caudal y presión total, para determinar la potencia del ventilador, velocidad del rotor, eficiencia y los parámetros geométricos, diseñándolo como una turbomáquina hidráulica. Las curvas de rendimiento que se emplearon fueron obtenidas de ensayos en laboratorios rusos, por analistas especializados, que muestran principalmente las relaciones existentes entre el caudal y la velocidad específica, presión total, potencia y eficiencia. Se seleccionó un ventilador centrífugo de doce alabes rectos atrasados, por su mayor porcentaje de eficiencia y construcción económica pudiendo este ser replicado a otras escalas mediante la ley de semejanza geométrica. El algoritmo matemático puede ser utilizado para el diseño de otras familias de ventiladores centrífugos.

Índice de términos—alabes rectos atrasados, algoritmo, curvas características, modelo matemático, software, ventilador centrífugo.

I. NOMENCLATURA

Q : Caudal del ventilador centrífugo
 Q_{rel} : Caudal relativo del ventilador centrífugo modelo
 n : Velocidad específica del ventilador centrífugo modelo
 P_{rel} : Presión total relativa del ventilador centrífugo modelo
 N_{rel} : Potencia relativa del ventilador centrífugo modelo
 N : Potencia del ventilador centrífugo
 n_{rel} : Eficiencia relativa del ventilador centrífugo modelo
 ϕ : Humedad Relativa
 t : Temperatura
 h : Altura sobre el nivel del mar
 P_{20} : Presión total reducida a las condiciones normales
 ρ_{20} : Densidad del gas transportado a condiciones normales
 R : Constante del gas
 D_2 : Diámetro del impulsor
 F_2 : Área del impulsor en los extremos de los alabes
 u_2 : Velocidad periférica del impulsor
 P : Presión total del gas transportado
 ρ : Densidad del gas transportado
 p_a : Presión Atmosférica
 n : Velocidad de rotación del impulsor
 β_1 : Ángulo de entrada del álabe
 β_2 : Ángulo de salida del álabe

II. INTRODUCCIÓN

Los ventiladores generan un incremento de presión total pequeño, del orden de 1000 mm de la columna de agua, es decir tienen una relación de compresión menor a 1,1. Si el incremento de presiones no excede el valor indicado, la variación de volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador se puede diseñar como una máquina hidráulica con pequeñas variaciones de la densidad del gas. [1]

Un ventilador centrífugo es un aparato compuesto por un rodete de álabes dentro de una carcasa espiral. La trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y perpendicular al mismo a la salida.

Entre las aplicaciones de los ventiladores centrífugos se encuentran el manejo gases energéticos, gases corrosivos, gases de diferentes temperaturas, fluidos con polvo abrasivo en suspensión, de gran velocidad periférica y con varios escalones de compresión. [2]

Seleccionar o diseñar un ventilador centrífugo resulta una actividad científica técnica que un ingeniero mecánico debe estar en condiciones de realizar.

La práctica habitual para la selección consiste en el cálculo de caudal y de las pérdidas del sistema para obtener los valores de presión estática, encontrando coincidencia o aproximación por exceso de los valores de estos parámetros en los catálogos de fabricantes. [3]

Los fabricantes de los ventiladores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección. Todos los ventiladores que entre si poseen medidas proporcionales pertenecen a una misma serie de fabricación o familia de ventiladores. Si no hay un ventilador en serie para cumplir con los parámetros deseados en los catálogos de los fabricantes, debe ser diseñado. Al usar los parámetros geométricos y aerodinámicos exactos, se asegura el empleo de la cantidad correcta de material y la selección óptima de la potencia a ser utilizada lo cual representa un ahorro en el consumo de energía y un menor costo de instalación.

Lo anteriormente relacionado conlleva a realizar una investigación con el objetivo de desarrollar un algoritmo matemático para el diseño de una familia de ventiladores centrífugos como herramienta que conjugue ambos diseños. Para este propósito se utilizó el método de selección del prototipo, basados en curvas con las características aerodinámicas previamente desarrolladas.

III. FUNDAMENTACIÓN

Se pretende profundizar los conocimientos en cuanto a los ventiladores centrífugos y lenguajes de programación que permitan obtener un algoritmo matemático para el diseño, selección y construcción de ventiladores centrífugos.

Una de las características de los ventiladores centrífugos es la diversidad de su diseño aerodinámico, el cual permite elegir la mejor opción para cada una de las condiciones predefinidas, al mismo tiempo que complica la construcción de un solo ventilador por lo que se eligió el ventilador con alabes rectos atrasados, por buena eficiencia y sencilla construcción [4]

En Colombia se encontró el estudio realizado por Gutiérrez, Sanz, Oliveros y Orozco titulado: *Ventiladores para secadores de café*, en esta investigación se abordó el diseño y construcción económica de ventiladores centrífugos, acoplando un ventilador a un secador. Este análisis permitió suplir necesidades específicas de la producción industrial colombiana de café, se creó un programa para ayudar a la selección de ventiladores centrífugos donde el algoritmo consiste en un método iterativo que arroja como resultados las dimensiones principales del ventilador, ingresando los datos de presión y caudal de aire y comparándolos con las curvas características obtenidas de diferentes intercambiadores de calor en aplicaciones específicas de secado. En esta publicación no se ha tratado la modelación matemática para una familia de ventiladores centrífugos de manera global, como se realiza en el presente trabajo, pero de esta se tomaron las especificaciones necesarias para el diseño de ventiladores. [5]

En Perú, el trabajo de titulación *Estudio Teórico-Experimental de un Ventilador Centrífugo de Alabes Rectos Radiales del Laboratorio de Energía-PUCP de la Pontificia Universidad Católica de Perú* definió el método de selección de ventiladores centrífugos utilizando el diagrama de Courier por lo que se vale de los parámetros adimensionales: diámetro específico y velocidad específica. Revisa diferentes teorías para determinar el ancho del rodete haciendo suposiciones del comportamiento del ventilador centrífugo de alabes rectos radiales como una turbomáquina. [6]

De esta investigación se respalda el estudio sobre el funcionamiento y dimensionamiento de un ventilador partiendo de los principios de una máquina hidráulica, pero a cambio de utilizar el diagrama de Courier para determinar nuevos parámetros aerodinámicos, se utilizará las curvas características propias para ventiladores centrífugos de alabes rectos atrasados, con una geometría preestablecida.

En Rusia, Solomahovoy del instituto de aerodinámica de Moscú escribió el libro: *Ventiladores Centrífugos* donde se muestra el diseño aerodinámico de ventiladores centrífugos de varios tipos y configuraciones diferentes, las características adimensionales y dimensionales de los mismos. El estudio de esta científica abarca varios años, proporcionando las dimensiones de los prototipos, probando cada uno y graficando sus curvas características adimensionales. [7]

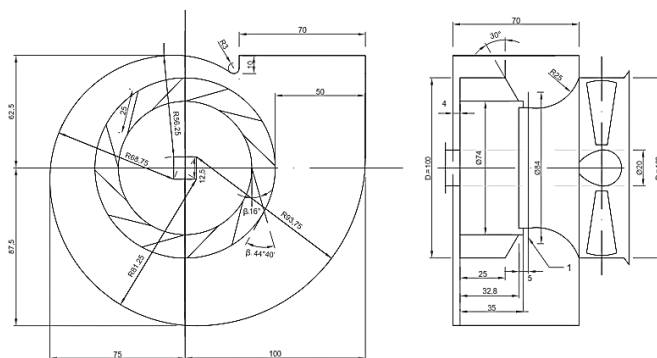


Fig. 1. Esquema de un ventilador centrífugo modelo de álabes rectos atrasados.

Sobre la base de esta investigación se desarrolla este proyecto utilizando el esquema del ventilador de la Fig 1., que para efectos de la continuación del documento se conocerá como ventilador modelo, del cual se obtuvo la interpretación gráfica y la función matemática de las curvas características para esta familia de ventiladores centrífugos, Fig 2., y el método de diseño aerodinámico de ventiladores centrífugos, utilizando la velocidad específica de rotación.

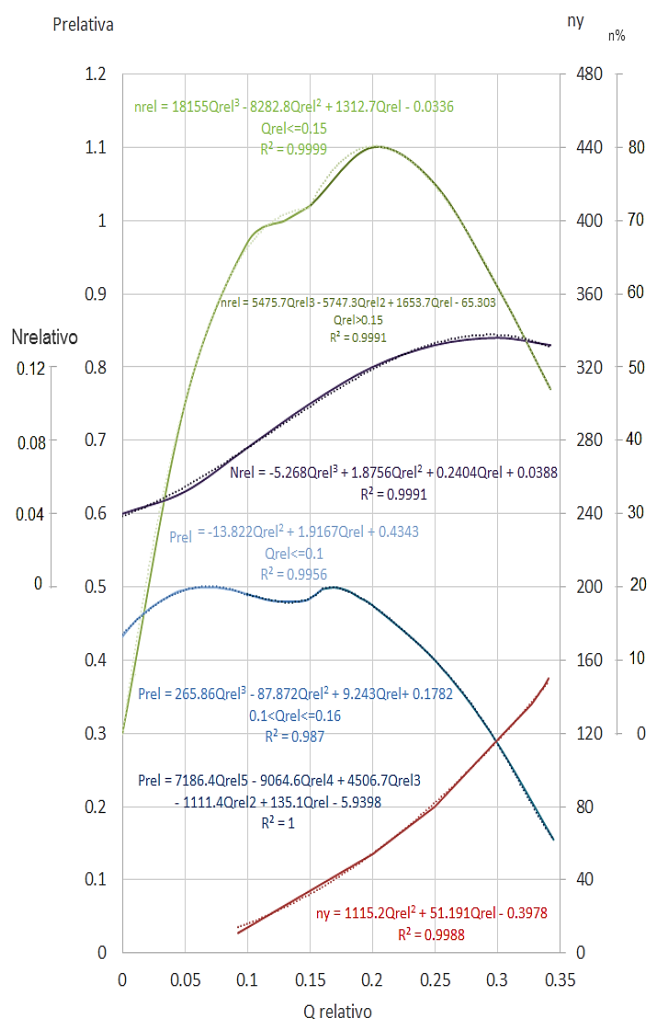


Fig. 2. Curvas de las características aerodinámicas del ventilador centrífugo de álabes rectos atrasados.

Sin embargo se observó que a pesar de ser un estudio exhaustivo de ventiladores centrífugos su alcance está limitado a la comunicación y a la transmisión de información a través de libros, dado que en los años en que se realiza este estudio, no se había logrado el desarrollo tecnológico que en la actualidad se dispone, de lo cual la enseñanza universitaria no era ajena.

Las denominadas Tecnologías de la Información y la Comunicaciones (TIC), han ido ocupando un lugar cada vez más importante en todas las esferas sociales. En el proceso de perfeccionamiento que se viene realizando en la educación superior se presta especial interés al empleo de TIC en el proceso de enseñanza-aprendizaje. [8]

Estas condiciones propician la creación de una herramienta informática capaz de unir los fundamentos del diseño aerodinámico y mecánico de ventiladores centrífugos y su lógica algorítmica para la formación y desempeño del ingeniero mecánico.

IV. DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO

Cada ventilador se caracteriza por su valor óptimo de velocidad específica, parámetro propio de las máquinas hidráulicas. Para determinar la velocidad específica es necesario seleccionar la velocidad de rotación del ventilador, que es dada ocasionalmente en las condiciones del proceso. Es deseable que el ventilador esté conectado directamente al eje del motor, sin engranajes. La frecuencia de rotación se determina por la capacidad de la unidad, en este caso se coloca en una serie estándar de 500 a 3000 revoluciones por minuto para evitar la vibración excesiva. [7]

El método de diseño de ventiladores usando la velocidad específica de rotación inicia con el cálculo de la misma, para lo cual es necesario conocer la cantidad de aire a ser alimentado por el ventilador, que se conoce como caudal Q y la resistencia del aire que el ventilador debe vencer para transportar el flujo que se conoce como presión P .

A. Implementación del algoritmo matemático

Se considera que los valores a condiciones normales atmosféricas¹ como la densidad, temperatura y humedad relativa son los mismos para todos los ventiladores de una familia. Así como los coeficientes adimensionales de caudal, presión y potencia se consideran relativos y también son comunes para una familia de ventiladores centrífugos. En la Fig 2. aparecen los valores adimensionales que cada una de las curvas características relacionan.

Esto permite que la velocidad específica proveniente de los parámetros desarrollados por el ventilador, condicione el diseño aerodinámico óptimo. La velocidad específica se determina mediante la fórmula:

$$n_y = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{P^{\frac{1}{4}}_{20}} \quad (1)$$

¹ Las condiciones normales a las que se transporta el gas son:

$\rho_{20} = 0,122 \text{ kg} \cdot \frac{\text{s}^2}{\text{m}^3}$, $t = 20^\circ\text{C}$, $P_a = 760 \text{ mm Hg}$, $\varphi = 50\%$

La densidad del aire se encuentra dividida entre la gravedad, expresada en unidades del sistema internacional $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$.

Aunque la velocidad específica de rotación n_y es un parámetro adimensional, debe emplearse unidades convenientes para especificarla. Es imprescindible que n este en rpm , Q en $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, P_{20} en $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$.

Se consideró que para condiciones anormales de presión se utilice la ecuación:

$$P_{20} = \frac{P_{\rho 20}}{\rho} \quad (2)$$

El rango de la velocidad específica se ve restringido de $11 \leq n_y \leq 80$ por ser los valores para ventiladores centrífugos de flujo unilateral y de una sola etapa.

Habiendo determinado la velocidad específica, se establecen los parámetros adimensionales en los esquemas de las características aerodinámicas de los ventiladores de la Fig 2., a lo largo de la curva $n_y(Q_{rel})$, se debe encontrar el régimen de operación con el valor de velocidad específica, y determinar sus correspondientes coeficientes adimensionales de Q_{rel} , P_{rel} , N_{rel} y η_{rel} .

Para encontrar las curvas características aerodinámicas, se buscó primero digitalizar las curvas de la literatura rusa como se ve en la Fig 2., se utilizó el método tabular, para luego encontrar las líneas de tendencia polinómica de cada curva y su coeficiente de correlación.

Con el valor de la velocidad específica obtenida anteriormente, se encuentra el caudal relativo:

$$Q_{rel}(n_y) = \frac{-51.191 + \sqrt{4395.03 + 4460.8 n_y}}{2230.4} \quad (3)$$

Los parámetros P_{rel} , N_{rel} y η_{rel} se encuentran en función de Q_{rel} , y son reemplazados:

$$P_{rel}(Q_{rel}) = \begin{cases} -13.822Q_{rel}^2 + 1.9167Q_{rel} + 0.4343 & Q_{rel} \leq 0.1 \\ 265.86 Q_{rel}^3 - 87.872Q_{rel}^2 + 9.243Q_{rel} + 0.1782 & 0.1 < Q_{rel} \leq 0.16 \\ 7186.4Q_{rel}^5 - 9064.6Q_{rel}^4 + 4506.7Q_{rel}^3 - 1111.4Q_{rel}^2 + 135.1Q_{rel} - 5.9398 & Q_{rel} > 0.16 \end{cases} \quad (4)$$

$$N_{rel} = -5.268Q_{rel}^3 + 1.8756Q_{rel}^2 + 0.2404Q_{rel} + 0.0388 \quad (5)$$

$$\eta_{rel}(Q_{rel}) = \begin{cases} 18155Q_{rel}^3 - 8282.8Q_{rel}^2 + 1312.7Q_{rel} - 0.0336 & Q_{rel} \leq 0.15 \\ 5475.7Q_{rel}^3 - 5747.3Q_{rel}^2 + 1653.7Q_{rel} - 65.303 & Q_{rel} > 0.15 \end{cases} \quad (6)$$

Estos parámetros relativos permiten calcular D_2 . Usando la combinación de las fórmulas de presión total y velocidad periférica del impulsor:

$$P = P_{rel}\rho u_2^2 \quad (7)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (8)$$

El diámetro del impulsor viene definido por la fórmula a continuación:

$$D_2 = \frac{19.1}{n} \sqrt{\frac{P}{\rho_{rel} \rho}} \quad (9)$$

El área de la sección transversal del impulsor se obtiene mediante:

$$F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} \quad (10)$$

La potencia deseada en el eje del ventilador en kW está definida por:

$$N = \frac{N_{rel} \rho F_2 u_2^3}{102} \quad (11)$$

Las variables calculadas comparan exhaustivamente el tamaño del impulsor, las dimensiones generales de la carcasa espiral de la máquina, la potencia en el eje y el control de la curva. Para el cálculo de las dimensiones geométricas del nuevo ventilador centrífugo de alabes rectos curvados hacia atrás, con ángulos $\beta_1 = 16^\circ$ y $\beta_2 = 44^\circ 40'$, se utilizaron las condiciones de similitud geométrica para ventiladores centrífugos con la misma configuración aerodinámica. El diámetro del impulsor D_2 determina el tamaño característico del nuevo ventilador, lo que permite aplicar la semejanza entre el ventilador centrífugo modelo, Fig 1., y el ventilador diseñado aerodinámicamente.

En el desarrollo del algoritmo también se tomaron en cuenta las condiciones atmosféricas anormales de trabajo para lo cual se calculó P_a en $\frac{kg}{m^2}$ y Ren m/°C condicionadas por h en msnm, t °C, ϕ en %. La densidad del gas transportado se obtiene de la ecuación de Clapeyron.

$$\rho = \frac{P}{gRT} \quad (12)$$

B. Diagrama de bloque para el diseño de ventiladores

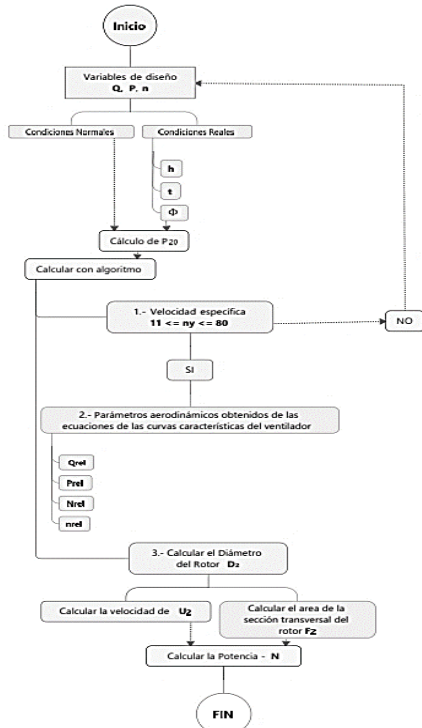


Fig. 3. Diagrama de bloque para el diseño del ventilador

C. Interfaz gráfica – InvenCenty

InvenCenty un programa ejecutable, con una tamaño de 3.91 MB, Se utilizó programación orientada a objetos con un lenguaje de codificación sencillo, BASIC. En esta plataforma se creó el programa a partir del algoritmo descrito anteriormente para diseñar ventiladores centrífugos y determinar para cada caso el de mayor eficiencia, optimizando así su diseño y selección.

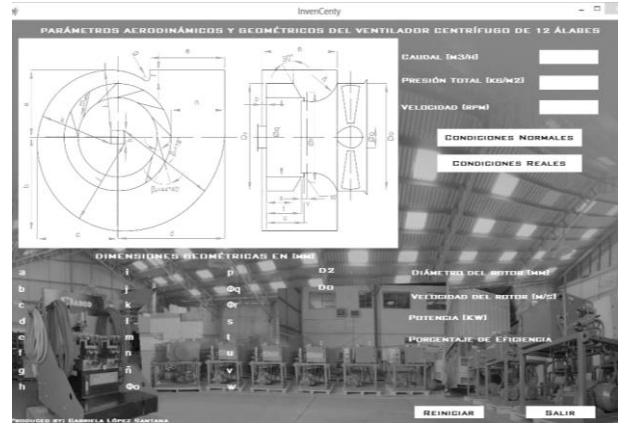


Fig. 4. Interfaz gráfica programa InvenCenty

Al elegir el botón de condiciones normales automáticamente aparecerán los valores de altitud sobre el nivel del mar, temperatura del gas transportado y humedad relativa, no así a condiciones anormales, estos valores son ingresados por el usuario. Y al presionar el botón calcular se imprimirá en pantalla el diámetro y la velocidad del rotor, la potencia, su porcentaje de eficiencia así como las dimensiones geométricas del rotor y la carcasa en forma de caracol.

Existen restricciones para ayudar al usuario. El rango de n , para un óptimo funcionamiento varía entre 500 y 3000 rpm. Para valores diferentes aparecerá un mensaje de advertencia. Debido a la restricción de n , se debe seleccionar valores que cumplan cierta correspondencia con la gráfica de la curva característica. Cuando el usuario salga de este rango el programa devolverá un mensaje de error, dentro del mismo se encuentra el valor de la presión nominal que puede vencer con los datos ingresados de presión en kg/m^2 y velocidad en rpm.

V. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Se toma como referencia el catálogo de Soler & Palau el cual proporciona información valiosa sobre su línea de ventiladores centrífugos modelo CM, de simple aspiración y con un rodete de alabes rectos atrasados. Son equipos que brindan prestaciones de caudal y presión, con bajo consumo de energía y nivel sonoro bajo, ideales para la inyección o extracción de aire en aplicaciones comerciales e industriales. [9]

Para ensayar el software se va a suponer que el caudal que se necesita suministrar es de $3200 \frac{m^3}{h}$ y la presión que necesita vencer es de $80 \frac{kg}{m^2}$ para una velocidad del rotor de 1450 rpm.

En el catálogo se busca el ventilador que más se asemeje a los requerimientos y se los compara con los datos obtenidos por el software.

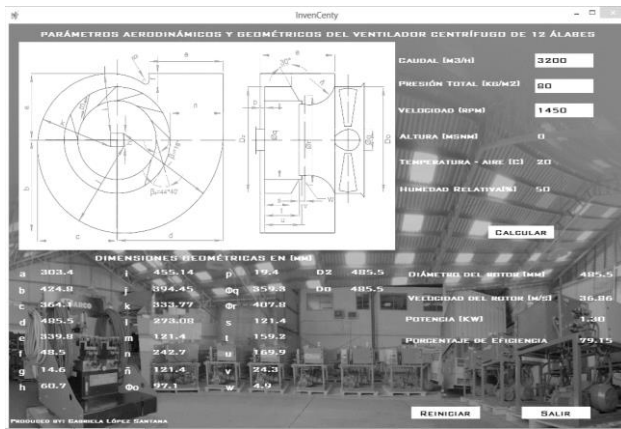


Fig. 5. Simulación de procesamiento de datos

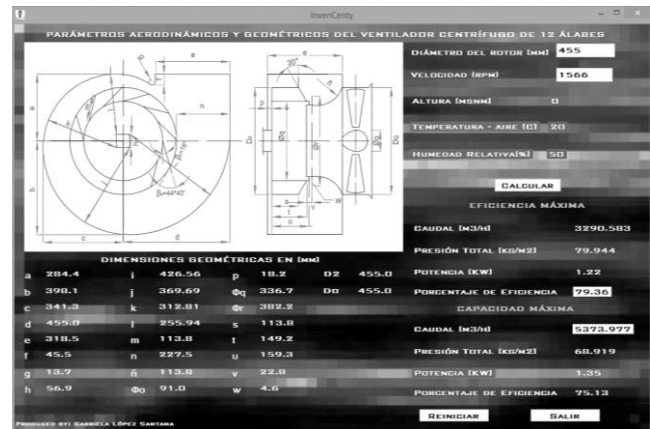


Fig. 6. Simulación del programa inverso

TABLA I
COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE SOLER & PALAU E
INVENCENTY

	S & P	InvenCentry	Diferencia Porcentual (%)
Diámetro del rotor(mm)	455	485.5	6.7
Revoluciones (rpm)	1566	1450	-7.4
Caudal (m³/h)	3203	3200	-0.1
Presión (kg/m²)	88.9	80	-10
Potencia (KW)	1.24	1.3	4.8
Eficiencia (%)	73.60	79.1	7.5

Para la comparación porcentual se toma el 100% para Soler & Palau. En el catálogo se encuentran valores por exceso siendo el caudal y la presión mayores a los requeridos. Se observa un decremento de: 0.1% para el caudal, un 10% para la presión y un 7.4% en las revoluciones. Sin embargo, se observa un incremento del 6.7% en el diámetro del rotor, 4.8% en la potencia y 7.5% en la eficiencia.

Los resultados obtenidos arrojan un ventilador de alta eficiencia mayor al 75%.

El hecho de que los valores obtenidos por el software estén tan próximos a los del catálogo de una empresa de reconocimiento mundial, por su calidad y fiabilidad, demuestra la validez del algoritmo matemático que se diseñó. Cambios menores a la unidad en los valores del diámetro y las revoluciones implican cambios significativos en el caudal y la presión por lo cual se decide igualar los diámetros de InvenCentry con los del catálogo.

Con este fin se elaboró un código de programación, basado en el algoritmo matemático estudiado anteriormente pero que realiza el proceso inverso. Después de ingresar el diámetro del rotor y las revoluciones calcula los valores de caudal, presión, potencia y eficiencia.

TABLA II
COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE SOLER & PALAU E
INVENCENTY

	S & P	InvenCentry	Diferencia Porcentual (%)
Caudal (m³/h)	3203	3290	2.72
Presión Estática(kg/n)	88.9	78.01	-12.25
Potencia (KW)	1.24	1.22	-1.61
Eficiencia (%)	73.60	79.36	7.83

Los resultados muestran que con el mismo diámetro de rotor y revoluciones, el ventilador propuesto es más eficiente en un 7.83% y económico, ya que necesita menor potencia en 1.61%. El caudal que puede manejar es mayor al del modelo CM 455 en un 2.72% pero la presión estática² que puede vencer es menor en un 12.25%.

A partir de los parámetros geométricos obtenidos en InvenCentry, dos estudiantes han diseñado y construido un ventilador de 300 mm diámetro de rotor perteneciente a la familia estudiada para verificar, en un banco de ensayos, los datos de las curvas características reales y compararlos con los de las curvas teóricas obtenidas en el software.

VI. CONCLUSIONES

Los ventiladores diseñados aerodinámicamente y geométricamente por el software, forman parte de una familia de ventiladores centrífugos de alabes rectos atrasados, sin embargo el método de análisis del algoritmo puede ser replicado para otras familias de ventiladores centrífugos con diferentes parámetros y otras curvas características.

El cumplimiento del objetivo propuesto en este trabajo, anima a pensar en la buena calidad del análisis de InvenCentry. Esta herramienta computacional mejorará los resultados de aprendizaje de los estudiantes así como las competencias profesionales de los ingenieros mecánicos. Mediante la modelación matemática se ha logrado el estudio del proceso real basado en las acciones que se desarrollan desde el trabajo

² La presión estática se calcula mediante la diferencia de presión total menos presión dinámica.

multidisciplinar, a partir de la contextualización de los procesos básicos de la ingeniería mecánica.

Fuerzas Armadas ESPE. Ha dictado clases de Termodinámica y Termo fluidos y es el director del grupo de investigación de energías renovables.

REFERENCIAS

- [1] R. W. Fox y A. T. McDonald, Introducción a la Mecánica de Fluidos, México: Mc Graw Hill, 1995.
- [2] Nuga, «Ventilador,» 2012. [En línea]. Available: <http://aranuga.com/ventilador>
- [3] Sodeca, «Conceptos Básicos de Ventilación,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.construnario.com>
- [4] Chicago Blower, «Clasificación de los Ventiladores Industriales,» 2006. [En línea]. Available: http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores.htm.
- [5] J. M. Gutiérrez Flórez, J. R. Sanz Uribe, C. E. Oliveros Tascón y C. A. Orozco Hincapié, Ventiladores para Secadores de Café, Chinchiná: CENICAFÉ, 2012.
- [6] J. Vargas Alayo, «Tesis del Estudio Teórico-Experimental de un Ventilador Centrífugo de Alabes Rectos Radiales del Laboratorio de Energía-PUCP,» Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, 2013.
- [7] T. Solomahovoy, Центробежные Вентиляторы [Ventiladores Centrífugos], Moscú: Машиностроение, 1975.
- [8] Unesco, Las tecnologías de la información y la comunicación en la formación docente, Paris: Unesco, 2004, pp 79-90.
- [9] Soler & Palau, «Ventiladores Centrífugos de Álabes atrasados CM Tipo Vent-Set,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.dicsaleon.com/PDF/centrifugado/centrifugos.pdf>

Gabriela Belén López Santana nació en Ecuador, el 15 de Noviembre de 1991. Egresó de la carrera de ingeniería mecánica en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, 2015. Estudió en la Pontificia Universidad Católica del Ecuador donde obtuvo su título de Peritaje en el Idioma Inglés, 2010.



Fue ayudante de cátedra en el programa prometeo en el área de energías renovables, 2014. Entre sus campos de interés están el estudio de la mecánica de fluidos y turbomáquinas.

Sandra Magdalena Arla Odio nació en Cuba, el 31 de Marzo de 1958. Se graduó de ingeniera mecánica en 1982, y posteriormente obtuvo el Diplomado en Diseño de Elementos de Maquinas Modernas en 1984, en el Instituto Superior Politécnico José Antonio Echevarría de la Habana, Cuba. Estudió la maestría de Ingeniería en Saneamiento Ambiental en la Universidad de La Habana, 2000.



Ejerció profesionalmente la docencia en el: Instituto Superior Politécnico "José A. Echeverría" del 2002 al 2003 y en las universidades ecuatorianas: UNITA desde el 2005-2012 y en la Universidad de las

Fuerzas Armadas ESPE donde labora actualmente. Ha dictado clases de: Física, Termodinámica, Mecanismos, Refrigeración Aire Acondicionado, entre otros. Entre sus campos de interés estaban las líneas de investigación de saneamiento ambiental y el rediseño curricular de la carrera de ingeniería mecánica en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Reinaldo Delgado Garcia nació en Cuba, el 22 de mayo de 1948. Se graduó de ingeniero mecánico en el Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría de La Habana, Cuba en 1977 y posteriormente obtuvo el título de Doctor en Ciencias Técnicas en 1987 en la Universidad Politécnica de San Petersburgo en Rusia.



Ejerció profesionalmente la docencia en la Facultad de Energía Nuclear del instituto Superior Politécnico José A. Echeverría desde 1996 hasta el 2006, en la Academia de Ciencias de Cuba como investigador principal hasta el año 2009, como investigador principal de sistemas de desarrollo de sistemas energéticos. Desde 2012 se desempeña como docente e investigador del Departamento de Ciencias de Energía y Mecánica en la Universidad de las