

Optimización energética de bombas centrífugas a través de un análisis paramétrico en CFD y modelos de pérdida de energía

Energy optimization of centrifugal pumps through parametric analysis in CFD and energy loss models

DOI: <http://doi.org/10.17981/ingecuc.16.1.2020.01>

Artículo de Investigación Científica. Fecha de Recepción: 08/09/2019. Fecha de Aceptación: 27/01/2020

Cesar Fontalvo Conrado 

Universidad del Atlántico. Barranquilla (Colombia)
cesarafontalvo@mail.uniatlantico.edu.co

Rafael Pineda Arrieta 

Universidad del Atlántico. Barranquilla (Colombia)
rpineda@mail.uniatlantico.edu.co

Jorge Duarte Forero 

Universidad del Atlántico. Barranquilla (Colombia)
jorgeduarte@mail.uniatlantico.edu.co

Para citar este artículo:

C. Fontalvo Conrado, R. Pineda Arrieta y J. Duarte Forero, "Optimización energética de bombas centrífugas a través de un análisis paramétrico en CFD y modelos de pérdida de energía", INGE CUC, vol. 16, no. 1, pp. 1–21, 2020. DOI: <http://doi.org/10.17981/ingecuc.16.1.2020.01>

Resumen

Introducción– La optimización energética de bombas centrífugas comprende diversas formas de estudio, entre ellas, la aplicación de análisis paramétricos sobre una bomba centrífuga comercial, generando cambios dimensionales que puedan ser estudiados a través de CFD y que permitan obtener una configuración paramétrica con mejores niveles de eficiencia. Adicionalmente, la incorporación de modelos de pérdida de energía sobre los análisis paramétricos, permite comprender de forma más detallada las causas de reducción de eficiencia bajo distintas condiciones de operación.

Objetivo– En este estudio se busca optimizar una bomba centrífuga usando análisis paramétrico en CFD y modelos de pérdida de energía, con el fin de mejorar la eficiencia energética.

Metodología– Se realizó un análisis energético que combina estudios paramétricos y modelos de pérdida de energía, aplicando la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) por medio del software OpenFOAM. Los modelos constaron de cuatro (4) configuraciones geométricas: Número de álabes, diámetro de salida, ángulo de salida y espesor de salida del impeler. Los modelos energéticos para el estudio de pérdidas de energía se basaron en Turbulent Kinetic Energy (TKE) y el comportamiento de la eficiencia hidráulica.

Resultados– Finalmente, se obtuvo que el parámetro que tuvo mayor influencia en la eficiencia y la turbulencia fue el aumento del espesor, disminuyendo las pérdidas de energía más influyentes sobre el desempeño de la bomba, logrando aumentos en la eficiencia de 4.71% y reducción de la TKE en 4.24 m²/s² respecto a la bomba original.

Conclusiones– La interface entre el impulsor y la voluta genera turbulencia por el gradiente de velocidad presente en las partículas, debido a que pasan de altas velocidades a un medio de baja velocidad. Las configuraciones que aumentaban el área de flujo entre los álabes presentaban mayores niveles de eficiencia, al permitir desplazar una mayor cantidad de fluido, permitiendo un comportamiento de las velocidades más adecuado, reduciendo las pérdidas debida a la fricción del fluido con las paredes de la voluta.

Palabras clave– Optimización energética; parametrización; modelos de pérdida de energía; turbulent kinetic energy; CFD

Abstract

Introduction– The energy optimization of centrifugal pumps includes several ways of study, among them, the application of parametric analysis on a commercial centrifugal pump, generating dimensional changes that can be studied through CFD and that allow obtaining a geometric configuration with better levels of efficiency. Additionally, the incorporation of energy loss models in the parametric analyses allows a more detailed understanding of the causes of efficiency reduction on different operating conditions.

Objective– This study seeks to optimize a centrifugal pump using parametric analysis in CFD and energy loss models, to improve energy efficiency.

Methodology– An energy analysis was performed combining parametric studies and energy loss models, applying Computational Fluid Dynamics (CFD) through OpenFOAM software. The models consisted of four (4) geometric configurations: Number of blades, output diameter, output angle, and impeller output thickness. The energy models for the study of energy losses were based on Turbulent Kinetic Energy (TKE) and the behavior of hydraulic efficiency.

Results– Finally, it was obtained that the parameter that had the greatest influence on efficiency and turbulence was the increase on thickness, decreasing the most influential energy losses on pump performance, achieving increases in efficiency of 4.71% and reduction of the TKE by 4.24 m²/s² concerning the original pump.

Conclusions– The interface between the impeller and the volute generates turbulence due to the velocity gradient present in the particles since they go from high velocities to a low-velocity medium. The configurations that increased the flow area between the blades had higher levels of efficiency, allowing to displace a greater amount of fluid, allowing a more adequate velocity behavior, reducing losses due to the friction of the fluid with the walls of the volute.

Keywords– Energy optimization; parameterization; energy loss models; turbulent kinetic energy; CFD



I. INTRODUCCIÓN

Actualmente el estudio y diseño de las bombas es de gran importancia debido a las múltiples aplicaciones que tienen en la industria y sectores residenciales. Por tanto, es importante conocer y entender su funcionamiento y los principales factores que intervienen en su desempeño, con el fin de obtener diseños óptimos desde un punto de vista energético, factores que son de gran relevancia si se tiene en cuenta que los estudios realizados por la Comisión Europea, donde se especifica que casi un 22% de la energía producida por motores eléctricos era consumida por los sistemas de bombeo [1]–[4].

Existen varios métodos que conducen a obtener un diseño óptimo de una bomba antes de manufacturarla, entre estos métodos se puede resaltar el modelo teórico, pero da una visión poco realista, lo cual limita el diseño y se vuelve poco confiable para su fabricación. Por otro lado, el método experimental puede ayudar a encontrar diseños que mejoren la eficiencia de las bombas, pero este consume mucho tiempo y dinero lo cual lo hace impráctico [5].

El método más relevante en los últimos años ha sido la aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Este enfoque para el estudio de bombas empezó hace 30 años con el desarrollo del método de elementos finitos y aplicación de métodos numéricos por medio de ordenadores de alto rendimiento, contribuyendo en gran medida a la simplicidad de las soluciones en 3D [6]–[8]. El uso de métodos numéricos empezó hace décadas con estudios básicos y poco eficientes de flujo de fluidos; Kawaguti en 1953 y utilizando una calculadora mecánica obtuvo la solución para el flujo alrededor de un cilindro, trabajando 20 horas por semana durante 18 meses [9]. En la actualidad la disponibilidad de computadores con más capacidad de procesamiento y con esto, el avance en la exactitud y precisión de los métodos, deja al CFD en un nivel muy competitivo en la industria donde se busca realizar dichas optimizaciones y predecir el comportamiento del flujo en diferentes partes de las máquinas hidráulicas antes de su fabricación, lo que permite el potenciamiento de la misma [9]–[12]. En el mercado encontramos muchos programas disponibles para el uso del CFD como son FLUENT, CFX, Fidap, Star CD, OpenFOAM. Normalmente estos programas brindan tres métodos de cálculo: MRF (Multiple Reference Frame), plano múltiple y malla deslizante [13].

El interés creciente por la optimización energética en bombas centrífugas ha permitido el desarrollo de técnicas computacionales implementado a análisis paramétricos: Diseños y experimentos de impulsores de una bomba centrífuga con álabes de entrada retorcidos, estudiando la influencia que tuvo la parametrización en el rendimiento de la bomba [14]. Estudios sobre la influencia de la altura de la paleta de un difusor de bomba centrífuga en su rendimiento dinámico [15]. Usando CFD se estudiaron los efectos del difusor radial sobre el rendimiento hidráulico de una bomba de petróleo crudo, basados en el método RANS y modelaron cuatro tipos de difusores radiales, denominados de doble arco, triple arco, línea en espiral equiangular y línea en espiral lineal variable. Obteniendo el mejor rendimiento usando el tercer diseño mencionado [16]. De igual forma usando CFD, se investiga la influencia de la variación del ancho de la holgura lateral de un impulsor semi-abierto en el rendimiento de una bomba centrífuga a diferentes tasas de flujo. Las simulaciones fueron validadas con resultados experimentales y se demostró que la holgura lateral tiene un gran efecto de regresión sobre el rendimiento de la bomba centrífuga [17].

Durante el funcionamiento de una bomba centrífuga se pueden presentar distintos tipos de pérdidas de energía, lo que conlleva a la disminución de la eficiencia y mayores consumos energéticos. Estos tipos de pérdida de energía básicamente están compuestos por pérdidas mecánicas, las cuales abarcan las pérdidas producidas en la bomba producto de la fricción mecánica. Las pérdidas hidráulicas, comprenden las pérdidas de superficie y pérdidas de forma. Las pérdidas debido a fugas o pérdidas volumétricas, constituyen uno de los tipos de pérdidas más importantes, están constituidas por pérdidas volumétricas exteriores e interiores, la primera hace referencia al flujo de fluido al exterior que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje de la bomba y la segunda al caudal cortocircuito debido a la diferencia de presiones en distintos puntos de la bomba [18], [19].

Algunos investigadores proponen el estudio combinado de Modelos de Pérdida de Energía (ELM) y CFD para la optimización de una bomba centrífuga multietapa. Los estudios

revelaron resultados interesantes, por ejemplo, la potencia hidráulica perdida del difusor representa el 17% de la potencia total en el eje, lo que indica un rendimiento hidráulico del difusor bastante bajo. Por otro lado la investigación también revela que la rugosidad superficial de la cubierta del impulsor tiene una influencia significativa sobre el rendimiento de la bomba y reduce la potencia en el eje [20]. Con base en las pérdidas hidráulicas en la bomba, se ha modelado tomando en cuenta la relación entre los parámetros hidráulicos y parámetros geométricos, como son el coeficiente de altura, el coeficiente de velocidad y el coeficiente de caudal [21]. Posteriormente, se ha generalizado el método de Neumann con el fin de minimizar la suma de todas las pérdidas de energía en las bombas de paletas fuera de las condiciones de trabajo [22].

El método de producción de Energía Cinética de la Turbulencia (TKE) es utilizado por un gran número de autores para cuantificar y evaluar las pérdidas en las bombas. Hay quienes presentaron contornos de TKE para visualizar la turbulencia en el impulsor y el difusor y con esto lograron analizar la relación entre los patrones de flujo y la pérdida en su bomba de estudio [23]. Por otro lado, también se evaluaron distintas rugosidades y su influencia en la eficiencia de la bomba a través de la TKE concluyendo que la formación de torbellinos cambia el campo de velocidad y presión cerca de las paredes e incrementa el arrastre [24]. Utilizando la TKE para evaluar el efecto de la turbulencia en diferentes impulsores con cambios en su espesor se ha podido concluir que variar el espesor del impulsor es una de las mejores y más económicas maneras de aumentar la eficiencia en la bomba [25]. Además, se estudia la influencia del corta-agua en la eficiencia y utilizó la producción TKE para visualizar la turbulencia producida por este parámetro [26]. Empleando la producción TKE para evaluar y analizar la producción de turbulencia al variar el diámetro de salida de distintos difusores, llegando a la conclusión que el mayor causante de la variación en la pérdida de energía es la formación de torbellinos en la interface entre el impulsor, el difusor y la voluta [27].

Todos estas investigaciones brindan una idea sobre la importancia de optimizar las bombas centrifugas al variar sus parámetros geométricos, e identificar los diferentes tipos de pérdida para evaluar la influencia sobre la eficiencia. Es por esto que la presente investigación se enfoca en combinar análisis paramétricos en CFD y el estudio de modelos de pérdida de energía, entendiendo a profundidad las causas físicas de la reducción de eficiencia producto del aumento en las pérdidas y la obtención de una configuración geométrica de la bomba que mitigue este efecto.

II. METODOLOGÍA

El objetivo principal para el proceso de optimización se centra en el rendimiento de la bomba centrífuga. Por medio de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes, es posible predecir el comportamiento tridimensional de la bomba centrífuga. Sin embargo, aunque la turbulencia es totalmente descrita por las ecuaciones de Navier-Stokes, resulta imposible resolverlas solo mediante simulaciones numéricas puesto que presentan fluctuaciones en la velocidad demasiado pequeñas y muy frecuentes, elevando el requerimiento computacional disponible hoy en día. Por esta razón, se aplican procedimientos de promediación en el tiempo, siendo el de Reynolds el más usado, dando como resultado las ecuaciones Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) [28]. Con estas ecuaciones se obtiene una variación suave en la velocidad y en los campos de presión y se eliminan las demás estructuras turbulentas.

A. Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ realizable

El software libre OpenFOAM, resolviendo las ecuaciones RANS predice de forma fiable y precisa el comportamiento de la bomba centrífuga en estudio. Adicionalmente, el modelo $k-\varepsilon$ realizable añade un parámetro en función de las velocidades de rotación y de los campos de turbulencia, el cual, junto con un algoritmo de solución acoplado basado en presión, es ampliamente utilizado en máquinas de fluidos rotativas debido a que presenta un mejor rendimiento para flujos turbulentos [29]–[32].

Las ecuaciones de transporte para el modelo $k-\varepsilon$ realizable son (1) y (2):

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (1)$$

Y,

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \\ & + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_1 \epsilon \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \end{aligned} \quad (2)$$

Donde,

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\epsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3)$$

G_{ke} representa la generación de energía cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad media, G_b es la generación de energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad, Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación general, C_2 y $C_{1\epsilon}$ son constantes, σ_ϵ y σ_k son los números turbulentos de Prandtl, S_k y S_ϵ son los términos de fuente definidos por el usuario. Las constantes del modelo se toman como $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_2 = 1.9$, $\sigma_\epsilon = 1.0$, $\sigma_k = 1.2$. Estas constantes han sido usadas por una variedad de autores para configurar el solver k- ϵ realizable, presentando resultados acertados y acordes al fenómeno físico estudiado [30], [33]–[35]. Adicionalmente, este modelo ha sido comparado con otros modelos de turbulencia, simulando una bomba centrífuga en la investigación de S. M. Selim et al. Los resultados arrojaron que el modelo k- ϵ realizable predice el flujo dentro de la bomba con una precisión aceptable [32].

B. Modelo energético basado en Turbulent Kinetic Energy (TKE)

La energía cinética asociada a la turbulencia es el trabajo necesario para formar y acelerar los torbellinos con una masa determinada. Estos torbellinos o, en otras palabras, turbulencia, interactúan y extraen energía del flujo principal a través de un proceso llamado *vortex stretching* ocasionando así pérdidas hidráulicas, y se forman continuamente por la acción de la interface del impulsor y la voluta [27]. Luego se rompen y dividen en torbellinos más pequeños los cuales también se dividen y producen torbellinos aún más pequeños. A este proceso se le conoce como dispersión. Los torbellinos transfieren su energía cinética a los torbellinos más pequeños en el proceso de división descrito anteriormente. Cuando estos son demasiado pequeños para mantener el movimiento rotacional y por lo tanto su energía cinética disipan dicha energía en forma de calor. Esta disipación conlleva a un aumento en las pérdidas de energía asociada con los flujos turbulentos [36], [37].

Para entender la relación entre los patrones de flujo turbulento y la pérdida en la bomba centrífuga, se realiza un análisis de la pérdida en el fluido a través de la ecuación de energía. Para un flujo turbulento incompresible sin transferencia de calor o variación de temperatura, la ecuación de energía en la bomba puede simplificarse (4);

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{u}_j \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 + \bar{p} + \rho g z \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{u}_i \rho \overline{u'_i u'_j}) \\ & + \mu \frac{\partial (\bar{u}_i \overline{D_{ij}})}{\partial x_j} - (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - (\mu \overline{D_{ij}}) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4)$$

Donde μ representa la viscosidad cinemática y D_{ij} se expresa en la fórmula (5),

$$\overline{D_{ij}} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5)$$

Luego cada término de la ecuación es integrado sobre el volumen de la bomba, además, con el fin de analizar completamente el flujo, se debe tener en cuenta la potencia suministrada por el impulsor al fluido quedando la ecuación (6):

$$\begin{aligned} P_u = & - \iiint_V \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \right) dV + \iiint_V \frac{\partial (-\bar{u}_i \overline{\rho u'_i u'_j})}{\partial x_j} dV \\ & + \iiint_V \mu \frac{\partial (\bar{u}_i \overline{D_{ij}})}{\partial x_j} dV + \iiint_V (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} dV \\ & + \iiint_V (\mu \overline{D_{ij}}) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} dV + P_{in} \end{aligned} \quad (6)$$

Donde P_u es la potencia mecánica transferida al fluido o potencia útil, P_{in} es la potencia en el impulsor o potencia disponible.

Ahora bien, para mantener el balance de energía, la diferencia entre P_u y P_{in} será la pérdida hidráulica en la bomba, definida (7):

$$P_l = P_{in} - P_u \quad (7)$$

Por lo tanto, la pérdida quedara expresada de la forma (8):

$$\begin{aligned} P_l = & - \iiint_V \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \right) dV + \iiint_V \frac{\partial (-\bar{u}_i \overline{\rho u'_i u'_j})}{\partial x_j} dV \\ & + \iiint_V \mu \frac{\partial (\bar{u}_i \overline{D_{ij}})}{\partial x_j} dV + \iiint_V (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} dV + \iiint_V (\mu \overline{D_{ij}}) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} dV \end{aligned} \quad (8)$$

Donde,

- El Término 1 representa la variación de la energía cinética en el flujo medio y muestra que estos cambios están gobernados principalmente por interacciones de la turbulencia.
- Los Términos 2 y 3 corresponden a la difusión de la energía cinética la cual es causada por el trabajo de los torbellinos más pequeños contra los esfuerzos viscosos.
- El Término 4 es la energía cinética de la turbulencia o *Turbulence Kinetic Energy*, el cual representa la transferencia de la energía cinética del fluido a la energía cinética de la turbulencia.
- El Término 5 muestra la disipación viscosa, el cual brinda una contribución negativa a la ecuación debido a una suma de tasas de deformaciones fluctuantes cuadradas [23].

La producción y disipación de energía cinética de la turbulencia están estrechamente vinculadas. El modelo asume que para ε los términos de producción y destrucción son proporcionales a los términos de producción y destrucción de k . Esto asegura que ε se incrementa rápidamente en cuanto k incrementa su valor y que disminuya lo suficientemente rápido como para evitar valores negativos de energía cinética de la turbulencia si k disminuye.

II. SIMULACIÓN CFD Y DEFINICIÓN DE PARÁMETROS

La técnica de simulación CFD se utiliza para diversos fines investigativos, entre ellos, determinar la eficiencia de una máquina o sistema durante su diseño, o también puede utilizarse para analizar dificultades con una máquina o sistema existente y conducir a un diseño mejorado

con niveles de eficiencia más altos. En este estudio se aplica la técnica de rediseño realizando los pasos ilustrados en el diagrama de flujo de la Fig. 1, donde se plasma la metodología para la simulación CFD, iniciando con la creación de la geometría, mallado, definición física o de condiciones de frontera, solución y post-procesamiento de los resultados para la validación del modelo CAD.

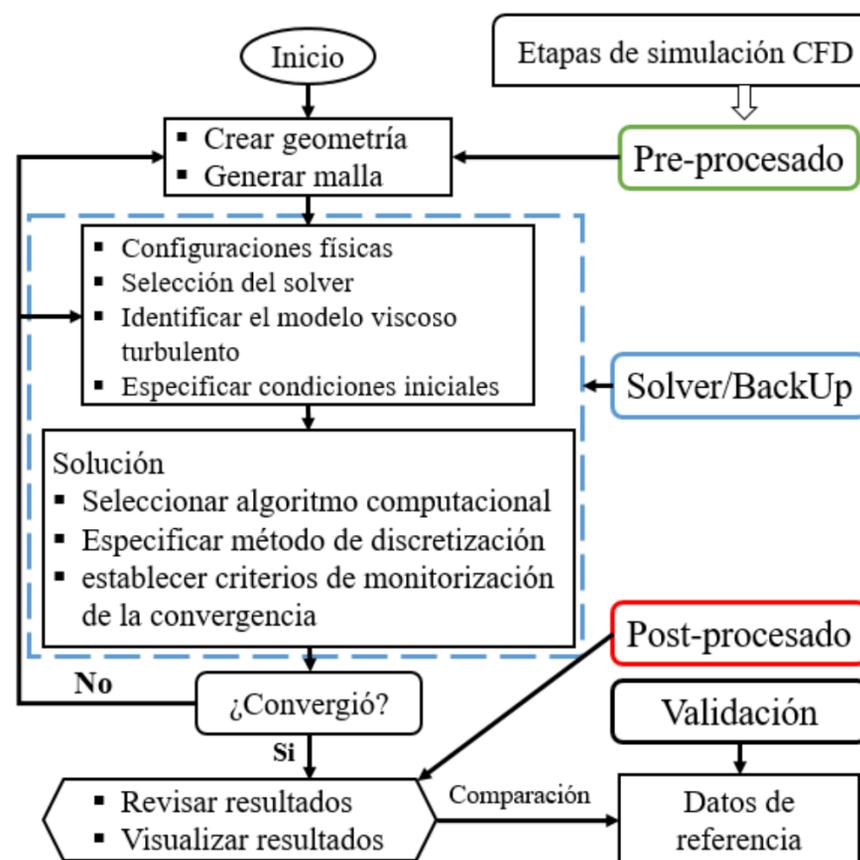


Fig. 1. Diagrama de flujo de la metodología de estudio CFD.
Fuente: Adaptado [38].

A. Geometría y parámetros operacionales de la bomba

Para la creación de la geometría CAD se ha seleccionado como bomba original, una bomba centrífuga de una etapa con 5 álabes, de la empresa BARNES®. La bomba maneja un caudal máximo de 35G PM y una cabeza máxima de 21.5 mca (MCA: Metros Columna de Agua), diámetro de succión de 1-1/4" y en la descarga 1". Los principales parámetros de la bomba se enumeran en la Tabla 1.

TABLA 1. PARÁMETROS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.

Descripción	Parámetro	Valor	Unidades
Caudal de diseño	Q_d	35	GPM
Cabeza	H	21.5	mca
Velocidad de rotación	n	3500	RPM
Número de álabes del impulsor	Z	5	-
Diámetro de salida del impulsor	D_2	111.76	mm
Espesor de salida del impulsor	b_2	9.3	mm
Ángulo de salida del álabe	B_2	15.09	°

Fuente: Autores.

Adicionalmente se puede resaltar que la bomba está diseñada para trabajar a una temperatura máxima del líquido de 158°F (70° C). El material del cuerpo de la bomba es hierro fundido ASTM A-48, clase 30; el impulsor de la bomba es cerrado balanceado dinámicamente según ISO G6,3 y está compuesto de un material termoplástico llamado Noryl. El tipo de acoplamiento es mono bloque y el tipo de sello es mecánico 5/8" TIPO 6.

Modelo CAD: Inicialmente, en un lugar despejado se procedió al desarme de las partes de la bomba, como lo son, carcasa, sellos, impulsor, anillos de desgaste, entre otras piezas. Luego del desmonte, con la utilización de un vernier se midieron las dimensiones necesarias para generar la geometría de las piezas y proceder a usar un *software* especializado para la construcción del CAD, el cual, para este trabajo de investigación se usó el software Solidworks.

Finalmente, después de una cuidadosa y detallada recreación de las piezas se obtiene el modelo CAD, como se puede observar en la vista explosionada de la Fig. 2.

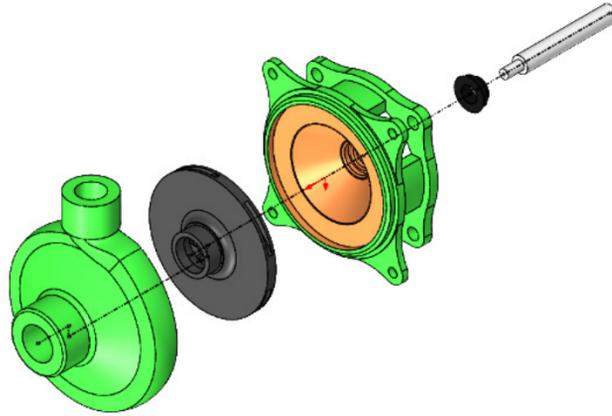


Fig. 2. Vista explosionada de la bomba centrífuga.
Fuente: Elaboración propia.

B. Mallado de la geometría

El impacto de un tipo particular de malla sobre la precisión de la solución puede ser sustancial. Una malla hexaédrica proporciona una rápida solución con alta precisión debido a que posee menos elementos en comparación a un mallado tetraédrico, el cual ofrece mayor facilidad para representar una geometría compleja, pero compromete el tiempo de procesamiento [39].

Dicho esto, debido a la complejidad de la geometría y zonas intrincadas se utilizó un mallado tetraédrico con el uso de la herramienta de mallado SALOME el cual utiliza BlockMESH, que permite capturar eficientemente la geometría. Sin embargo, su calidad no es lo suficientemente alta por lo que se toman acciones adicionales. Por consiguiente, para elevar la calidad del mallado tetraédrico y asegurar que se obtiene la mejor malla para la solución, se tomó un mallado por defecto con un grado de refinamiento de 100 para luego configurar en el BlockMESH el tamaño de los elementos y así vigilar el número de elementos totales en la malla. Después se aplicó un *Mesh-Layer* en las zonas cercanas a las paredes, especificando el número de capas a insertar, espesor de capas y tasa de expansión. Finalmente, se puede observar la Fig. 3, la cual presenta el mallado de la bomba de estudio.

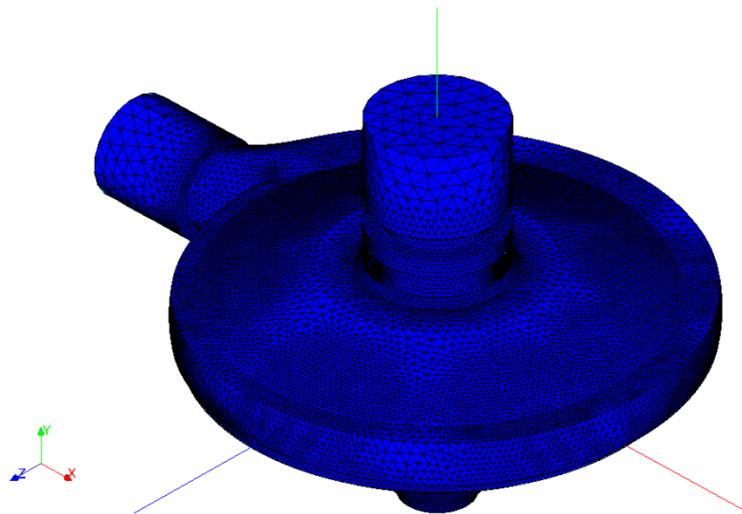


Fig. 3. Mallado de la geometría.
Fuente: Elaboración propia.

Análisis de independencia de malla: Se realiza un análisis de independencia de malla para determinar un número óptimo de elementos tal que los resultados del modelo fuesen independientes del mallado y demás configuraciones relacionadas con esta. Para esto se selecciona un valor de velocidad de entrada la cual se mantiene fija en el estudio y solo se varía el tamaño de los elementos en la malla, partiendo desde un tamaño de elemento máximo y reduciendo poco a poco hasta encontrar una configuración que brinde el mejor equilibrio entre la precisión y los recursos computacionales.

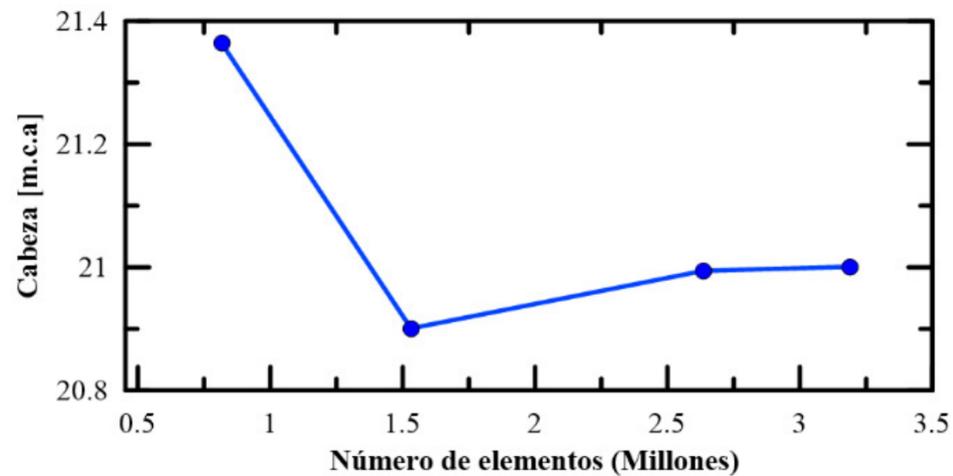


Fig. 4. Análisis de independencia de malla.
Fuente: Elaboración propia.

De la Fig. 4 se observa que los valores de cabeza se estabilizan a medida que se aumenta el número de elementos de la malla hasta un valor de 2635017 elementos, a partir de este valor no se presenta variación significativa sobre la cabeza de la bomba, por tanto, se trabajan todas las simulaciones con el número de nodos anteriormente mencionado.

Calidad de la malla: La calidad de la malla juega un papel importante en la precisión del cálculo numérico y en la convergencia del *solver* simpleFOAM, el cual refleja una buena descripción física del objeto en estudio y muestra que los detalles geométricos importantes fueron bien capturados.

Para evaluar el mallado del proyecto se analizaron los estadísticos de asimetría y relación de aspecto. Con el software SALOME se reportaron valores mínimos, máximos y promedios de estos parámetros con el fin de compararlos con los rangos ideales y poder revisar a detalle la calidad de la malla.

Estos valores se presentan en la Tabla 2 y se observa que la malla especificada, tiene un valor promedio de asimetría en el rango aceptable, por lo tanto, se decide que sería la malla a trabajar.

TABLA 2. ESTADÍSTICOS DE MALLADO.

Medidas	Asimetría	Relación de aspecto
Min	8.1710-7	1.1578
Max	0.99789	976.22
Promedio	0.23146	1.8639
Desviación estándar	0.12304	1.5396
Elementos	2635017	
Nodos	499026	

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se detallan los valores los parámetros de calidad mencionados y se puede distinguir la agrupación de los elementos sobre los valores óptimos de malla ubicados del lado izquierdo en el eje x y un mínimo grupo de elementos sobre los valores aceptables (Fig. 5).

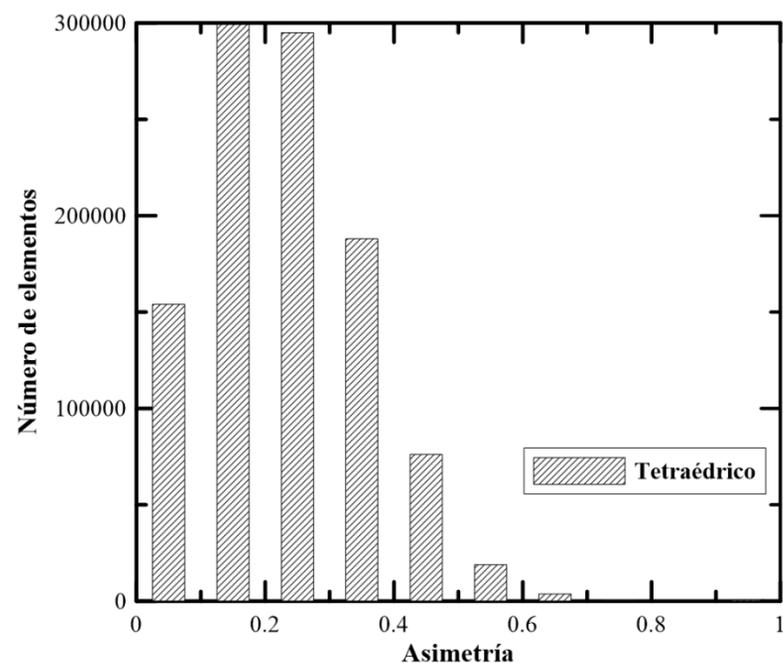


Fig. 5. Gráfico de asimetría.
Fuente: Elaboración propia.

C. Validación del modelo CFD

Para una correcta validación del modelo CFD se realizaron pruebas experimentales con la bomba en estudio, con el fin de recolectar datos suficientes que permitan la elaboración de la curva característica de Cabeza-Caudal y la respectiva curva de instalación, permitiendo hacer comparaciones entre la curva experimental y la obtenida por medio de simulaciones en el software OpenFOAM. Adicionalmente, con la intercepción entre la curva de la bomba e instalación, se puede encontrar el punto de operación con el cual se realizarán algunos análisis posteriores.

Banco de pruebas: La Fig. 6 presenta el esquema del montaje del circuito hidráulico, realizado para tabular las respectivas presiones a la succión y descarga de la bomba para 5 caudales preestablecidos, a fin de obtener la respectiva curva característica de Cabeza-Caudal para la bomba en estudio.

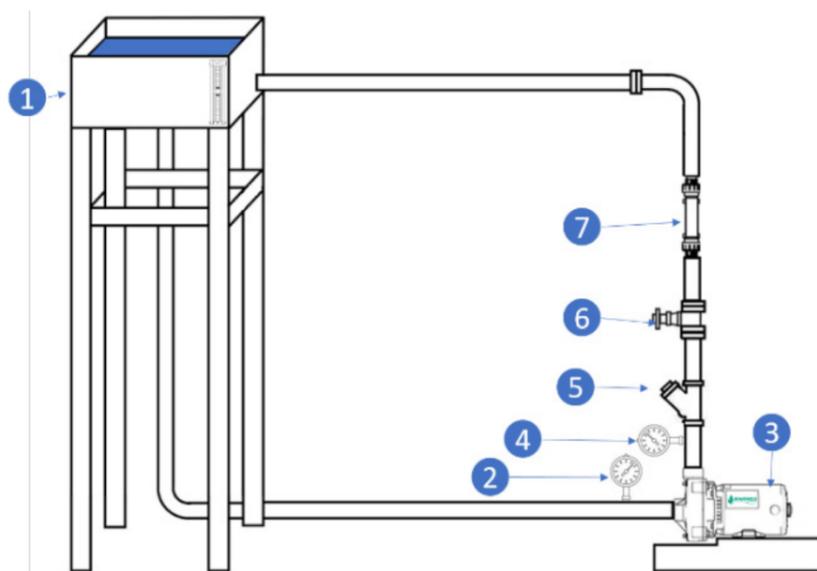


Fig. 6. Banco de pruebas.
Fuente: Elaboración propia.

Partiendo de un enrutamiento con tubería de PVC, al banco de pruebas se le adicionaron los componentes esenciales enumerados en la Fig. 6, los cuales presentan las siguientes características principales:

1. *Reservorio:* Tanque abierto a la atmósfera de almacenamiento de agua con capacidad de 80 litros a temperatura ambiente.
2. *Medidor de presión de vacío PA158B-V30:* Empleado para medir la presión en la succión.

3. *Bomba Centrífuga Barnes 1A0077*: Se optó por una bomba centrífuga de 22 mca de cabeza, 0.5 hp y 35 gpm o 132.47 lpm.
4. *Manómetros Pedrollo MR6*: Empleado para medir la presión en la descarga con un rango de 0 a 90 psi.
5. *Válvula de retención*: Con un ángulo inclinado tipo 303 de ABS con manguito encolable.
6. *Válvula de tipo globo PRV-1 2" DN50*: Este modelo de válvula de regulación de presión, logra mantener automáticamente el valor de consigna de salida para este factor específico, dentro de un rango establecido sin problemas por las fluctuaciones en la línea de entrada.
7. *Rotámetro LZT-4040M*: Medidor de flujo de composición de plástico de policarbonato que mediante un flotador de indicación que se desplaza dentro de un tubo vertical ligeramente cónico, permite determinar el flujo con precisión mediante lectura directa en gpm o lpm.

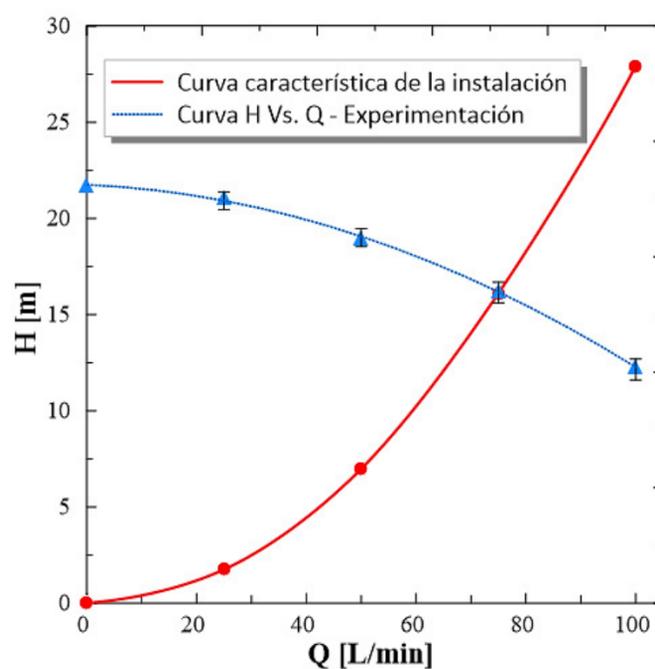


Fig. 7. Curva H - Q experimental y curva de la instalación.
Fuente: Elaboración propia.

La curva característica de la instalación se puede ver en la Fig. 7. Adicionalmente, se grafica la curva característica de Cabeza-Caudal de la bomba obtenida con datos experimentales, para presentar el punto de operación del circuito hidráulico en 75 L/min.

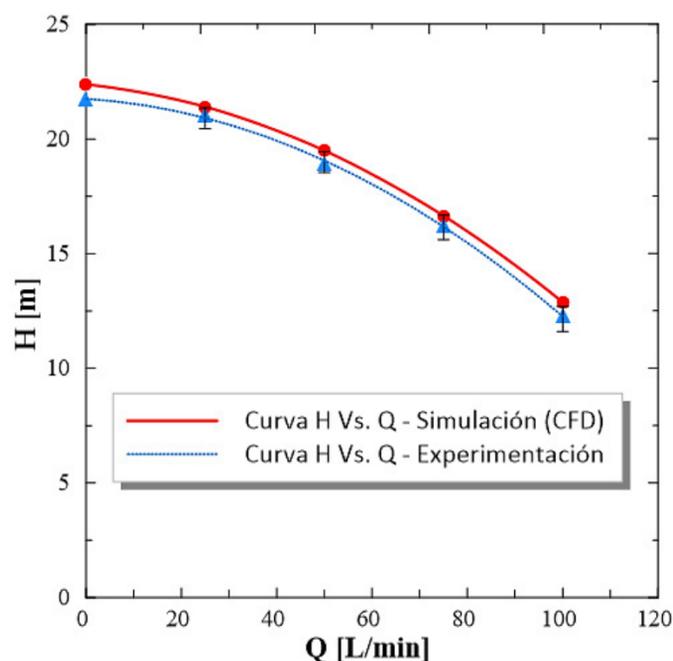


Fig. 8. Comparación entre curvas H - Q experimental y CFD.
Fuente: Elaboración propia.

La Fig. 8 muestra las curvas de cabeza – caudal para la bomba simulada usando CFD y la obtenida con datos experimentales. De la Tabla 3 se puede observar que los errores entre los diferentes puntos de operación varían entre un 2.50% y 4.7%, que en términos de Cabeza (H) se tiene una diferencia entre 0.54m y 0.61m; lo cual se puede considerar permisible para llevar a cabo este estudio de acuerdo a la norma ISO 9906 la cual enmarca el diseño de las curvas características de las bombas, y especifica que la tolerancia de la curva de cabeza-caudal debe estar entre $\pm 7\%$ [40].

TABLA 3. COMPARACIÓN ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y CFD.

Q [L/min]	Resultados experimentales	Resultados de simulación CFD	Desviación entre los resultados experimentales y numéricos [%]
	H [m]	H [m]	H
0	-	22.38	-
25	20.87	21.41	2.50%
50	18.95	19.50	2.84%
75	16.21	16.65	2.66%
100	12.27	12.88	4.70%

Fuente: Elaboración propia.

Siguiendo este criterio se puede validar el modelo CAD de la bomba en estudio y se proceden a realizar las configuraciones paramétricas con base en la revisión bibliográfica, para así, estimar los cambios más influyentes sobre la eficiencia de la bomba centrífuga.

D. Definición de parámetros geométricos a variar

La Tabla 4 se especifican las modificaciones realizadas sobre la bomba original para el presente estudio. En la tabla se puede apreciar que se estudiaron 3 impeler con 6, 5 y 4 álabes, siendo el impeler de 5 álabes el original de la bomba. El diámetro de salida y espesor de salida, se variaron $\pm 10\%$ sobre el parámetro original; y el ángulo de salida del impeler se varió $\pm 5^\circ$.

TABLA 4. PARÁMETROS DE ESTUDIO.

Parámetros a modificar	+1	0	-1	Unidades
Z	6	5	4	
D2	122.94	111.76	100.58	mm
b2	10.23	9.3	8.37	mm
B2	20.09	15.09	10.09	°

Fuente: Elaboración propia.

III. RESULTADOS Y ANÁLISIS

OpenFOAM permite procesar la información contenida en la solución del CFD para visualizar los resultados de una manera sencilla mostrando el parámetro de *Turbulence kinetic energy*. Esta herramienta permite analizar las distribuciones de turbulencia en la bomba centrífuga, además ilustra la intensidad de esta y las fluctuaciones de velocidad lo que conlleva a pérdidas hidráulicas deteriorando así la eficiencia de la misma [41].

A continuación, se presentan las distribuciones de energía cinética de turbulencia o *Turbulent Kinetic Energy* (TKE) en la bomba centrífuga original y modificada para un punto de operación de 75 L/min. En la parte izquierda de los contornos se presenta la relación entre los valores de TKE y sus respectivos colores en el modelo, los cuales son útiles para comparar los resultados y visualizar de una mejor forma el fenómeno. Puede decirse que cuanto más azul sean los contornos en la bomba menor será la transferencia de energía a la turbulencia y por lo tanto la eficiencia presentará valores más altos [36].

A. Análisis de TKE para el número de álabes

En la Fig. 9 se observan las distribuciones TKE en la bomba centrífuga con 4 álabes (Fig. 9a) y 6 álabes (Fig. 9c). Es notable que en ambas variaciones la energía cinética de la turbulencia disminuye, por lo que las eficiencias aumentaron gradualmente como se puede observar en la Fig. 10, llegando a su máximo valor en el punto de operación en el cual se obtuvieron valores bajos de turbulencia y en el caso del impulsor de 6 álabes, una disminución considerable con respecto a los otros dos modelos.

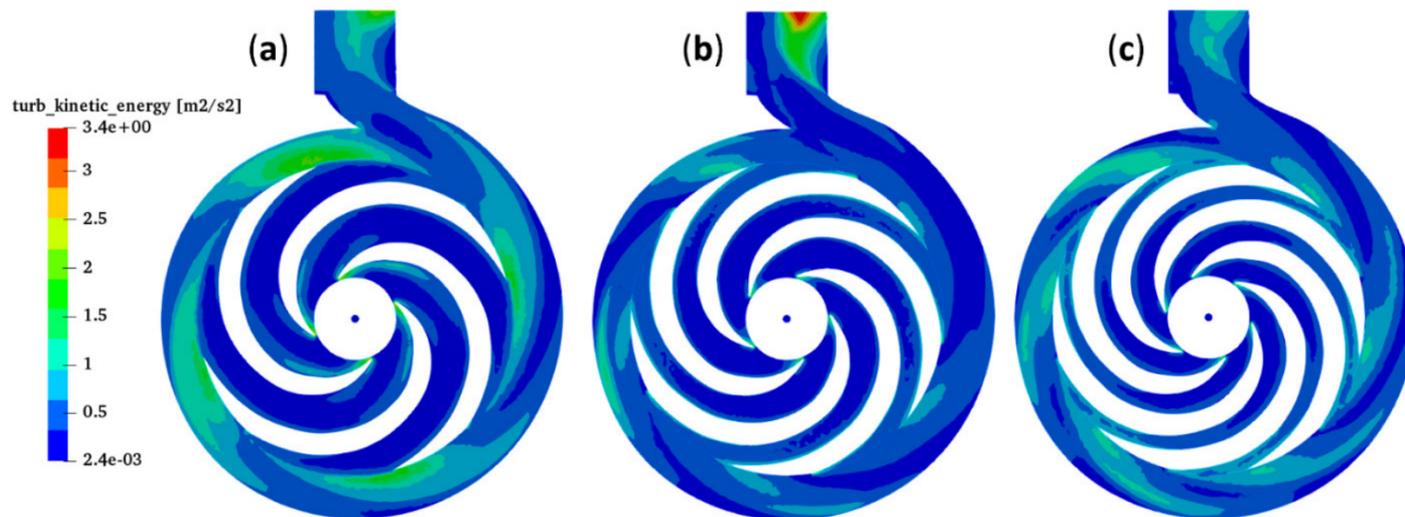


Fig. 9. Contornos de turbulente kinetic energy, (a) 4 álabes, (b) 5 álabes (original), (c) 6 álabes.
Fuente: Elaboración propia.

Al reducir el número de álabes a 4 (Fig. 10a) y aumentar el área de flujo del fluido, los niveles de turbulencia, reflejados en los valores de TKE se reducen drásticamente para valores de caudal por encima de 50 L/min, aumentando sustancialmente las presiones en la bomba y mejorando la eficiencia energética en 2.15%. Por otro lado, aumentar el número de álabes a 6 (Fig. 10b) permite un flujo más estable y uniforme al interior del rodete, genera una menor recirculación de fluido y una menor variación de presión, esto producido por la cercanía entre las caras de los álabes, aumentando en menor medida la eficiencia de la bomba en 0.98%.

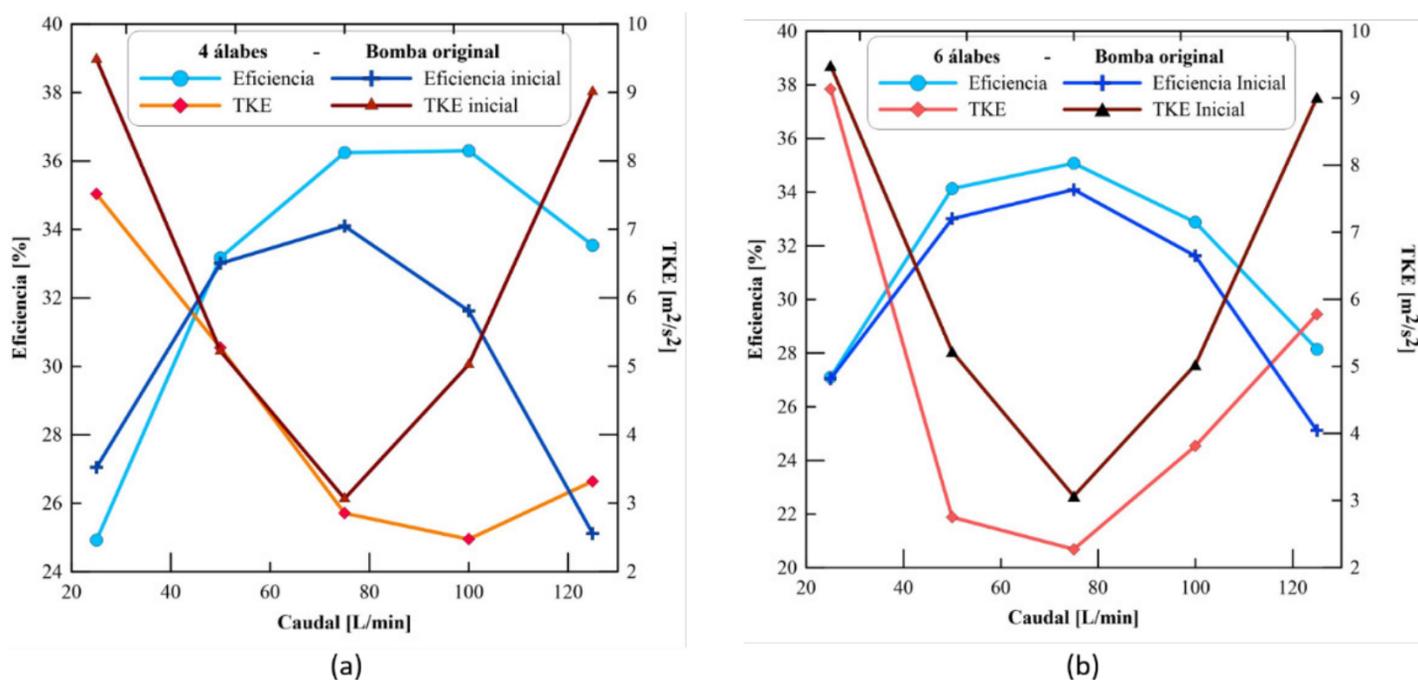


Fig. 10. Gráfica eficiencia vs caudal vs turbulente kinetic energy, (a) 4 álabes vs bomba original, (b) 6 álabes vs bomba original.
Fuente: Elaboración propia.

En la Fig. 10 para los puntos de 125 L/min se resalta una gran diferencia en la TKE para el impulsor de 4 y 6 álabes con respecto a la bomba original, por tanto, las curvas de eficiencia se separan en gran medida cuanto mayor sea la variación de TKE. En el estudio de pérdida

en una bomba centrífuga [27] se analizó la turbulencia que se presentaba y afirman que la razón principal de la pérdida de energía es la formación de turbulencia o torbellinos a la entrada de la voluta y la separación de estos torbellinos de la superficie de los álabes, lo cual se evidencia también en los contornos de TKE de la Fig. 9 y explicaría el comportamiento de las curvas especialmente con caudales más bajos donde se genera mayor pérdida por fricción debido a esta interface [27], [42].

Por último, al examinar los valores de turbulencia en la Fig. 10a se puede notar que se mantienen bajos solo hasta llegar al caudal de 100 L/min donde sufre un pequeño incremento, este comportamiento se ve reflejado en la curva de eficiencia, la cual mantiene valores altos para los caudales de 75 L/min y 100L/min, y luego de esto comienza a bajar debido al aumento de la turbulencia producto del impacto del fluido abandonando el impulsor a alta velocidad y encontrándose con las partículas de menor velocidad en la voluta y sus paredes. Este comportamiento de la turbulencia para la Fig. 10a, es influenciado por el aumento en el área transversal del álabe, lo cual refleja mejores niveles de velocidad en la bomba respecto a las demás configuraciones [24], [43].

B. Análisis de TKE para el diámetro de salida del impulsor

Se puede apreciar claramente en la Fig. 11, que la turbulencia se genera y se concentra en el corta-agua de la bomba al aumentar el diámetro de salida del impulsor, esto es debido a que este cambio intensifica la influencia del corta-agua en el rendimiento de la bomba puesto que cambia abruptamente el flujo del fluido [44]. La disminución en el rendimiento y cabeza es un efecto directo de la modificación, en este caso, la disminución del pasaje entre el corta-agua y el impeler debido al aumento en el diámetro del mismo. Por tanto, se infiere que este parámetro tiene peso sobre la cabeza generada por la bomba y explica por qué la curva de eficiencia para la bomba de mayor diámetro aumenta considerablemente en comparación con las curvas del diámetro original y diámetro menor [45].

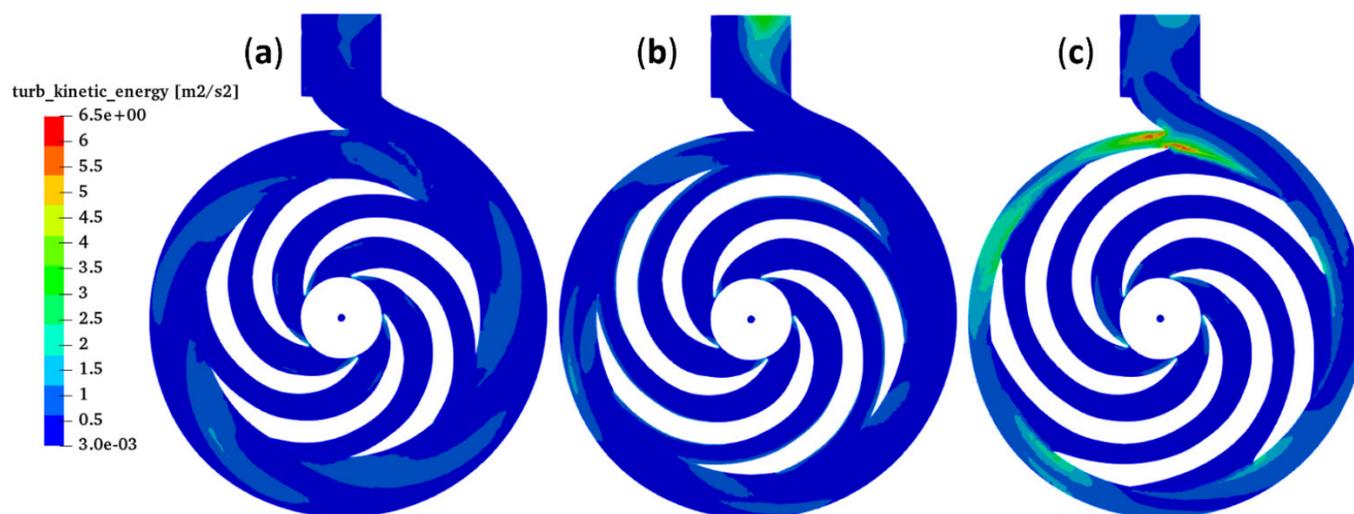


Fig. 11. Contornos de turbulent kinetic energy, (a) $\text{\O}100.58\text{mm}$, (b) $\text{\O}111.76\text{mm}$, (c) $\text{\O}122.94\text{mm}$.
Fuente: Elaboración propia.

En este caso se observa en la Fig. 12b que el aumento en la TKE no supone una disminución en el rendimiento debido a las leyes de afinidad en las cuales la cabeza aumentara con el cuadrado del diámetro del impeler, hecho que se constata al observar la curva de eficiencia donde, a pesar que el impulsor posee valores altos de turbulencia presentados en la Fig. 11, mantiene un rendimiento aceptable sustentado en las altas presiones y velocidades que maneja con respecto al impeler original y el de menor diámetro (Fig. 11b y Fig. 11a, respectivamente) puesto que se aumenta la distancia de impulsión, por ende, el fluido sale con mayor energía cinética.

Por otro lado, se resalta la disminución considerable en la turbulencia para la bomba con impulsor de menor diámetro (Fig. 11a), con lo cual la curva de eficiencia tiene un aumento con respecto a la bomba original. En este caso se obtuvieron los valores más bajos de TKE en los caudales de 25, 50 y 75 L/min y al mismo tiempo los valores más altos de eficiencia con

33.73, 35.50 y 31.52% respectivamente. La eficiencia podría ser mayor pero la disminución del diámetro aumenta el juego entre las paredes del impeler y la carcasa lo que propicia una pérdida de disco.

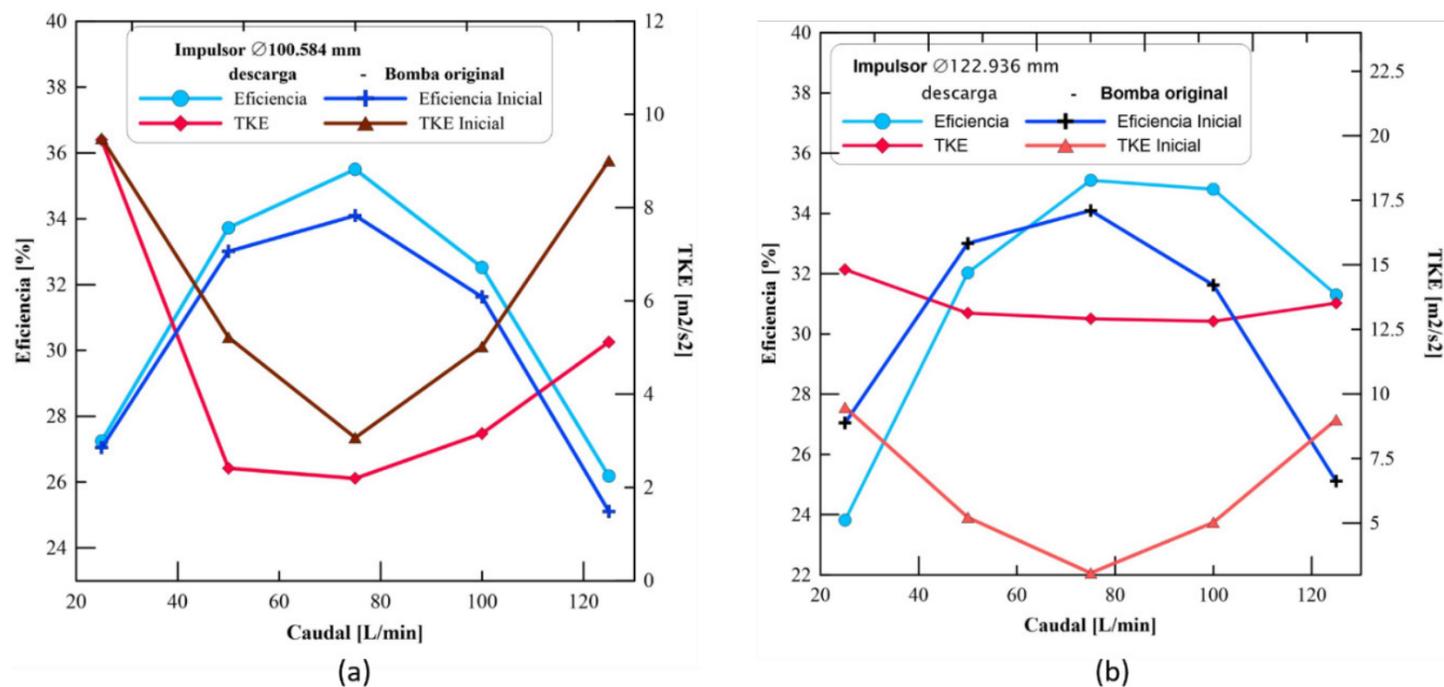


Fig. 12. Gráficas eficiencia vs caudal vs turbulencia cinética, (a) Ø100.58mm vs bomba original, (b) Ø122.94 mm vs bomba original.
Fuente: Elaboración propia.

C. Análisis de TKE para el Espesor de salida del impulsor

Diagramas de distribución de energía cinética de la turbulencia para las modificaciones de menor espesor y mayor espesor se muestran en la Fig. 13a y Fig. 13c, respectivamente. Los valores más altos de turbulencia se observan principalmente en la interface entre el impeler y la voluta, esto debido al fuerte gradiente de velocidad, ya que las regiones con flujo a alta velocidad entran en contacto con regiones separadas de flujo a baja velocidad [23]. El impulsor de 8.37mm (Fig. 13a), muestra contornos con altos valores de TKE para 75 L/min, ubicados a la salida del impulsor y esto es debido a la alta velocidad del fluido a la salida del impulsor y la baja velocidad en la voluta por lo dicho anteriormente.

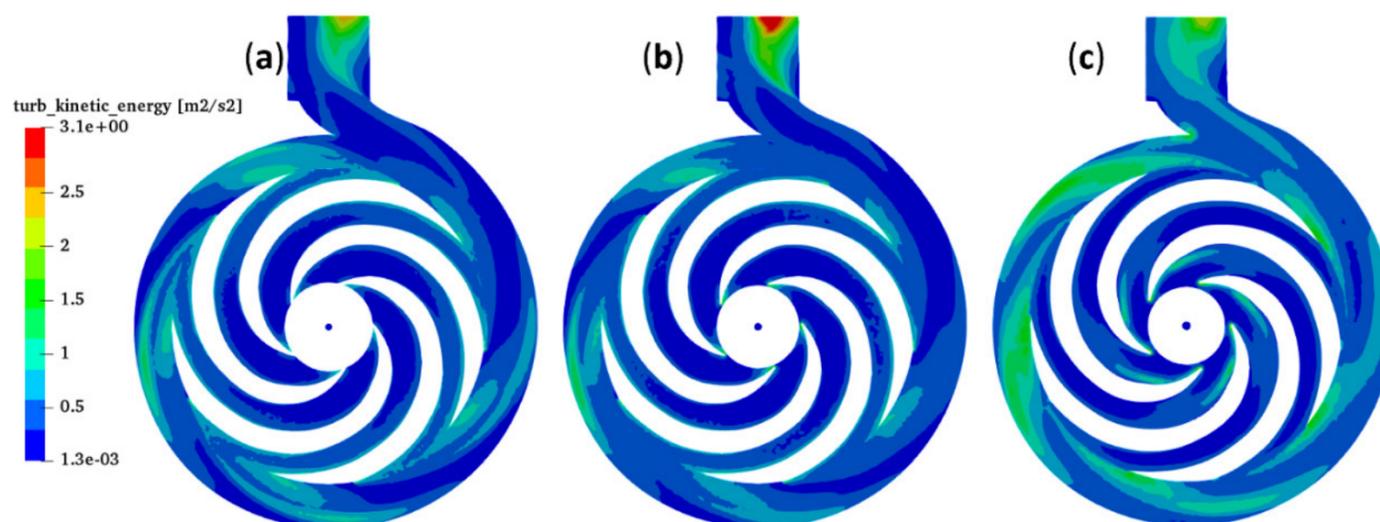


Fig. 13. Contornos de turbulencia cinética, (a) espesor de salida 8.37mm, (b) espesor de salida 9.3mm, (c) espesor de salida 10.23mm.
Fuente: Elaboración propia.

Puede apreciarse en la Fig. 15 que con la reducción de espesor se incrementa la turbulencia desde el caudal de operación hasta el caudal de 125 L/min lo cual reduce considerablemente la eficiencia con respecto a la bomba original en estos mismos puntos. Por otra parte, los

puntos de 25 y 50 L/min presentaron una reducción en la turbulencia con aumentos en la eficiencia puesto que el impulsor recortado tiene un mejor funcionamiento a bajos caudales y representa una corrección útil en muchos casos [46]–[48].

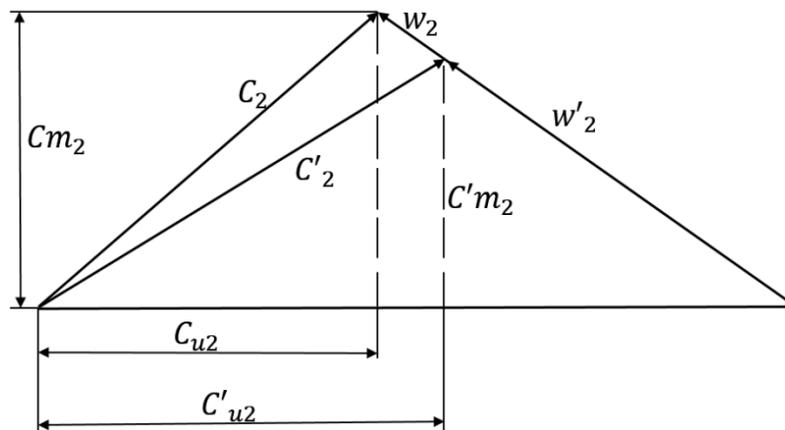


Fig. 14. Triángulo de velocidad a la salida del impulsor con 2 diferentes espesores.
Fuente: Adaptado de [49].

Para el impulsor con espesor mayor (Fig. 13c) se obtienen los valores de 36.32% para la eficiencia y $2.18 \text{ m}^2/\text{s}^2$ (Fig. 15b) para la turbulencia siendo estos valores las cantidades más bajas en todo el estudio paramétrico y modelo de pérdida, debido a que el espesor de salida del impulsor es uno de los principales parámetros en el impulsor, lo cual tiene un efecto significativo en el rendimiento, en la ubicación de las zonas de baja presión en la entrada del álabe y en el flujo de corto circuito en el impulsor. Este cambio causa que la componente Cm_2 del triángulo de velocidades a la salida del impulsor (Fig. 14) cambie correspondientemente. Cuando b_2 se incrementa y llega a b'_2 , Cm_2 se reducirá a $C'm_2$ lo cual implica que la energía cinética en la salida del impulsor se reduce, lo que conducirá a la reducción de las pérdidas hidráulicas [25], [49].

El aumento en la eficiencia observado en la Fig. 14b corresponde a un 4.71% sobre la bomba original y un $4.24 \text{ m}^2/\text{s}^2$ menor que la bomba original. También se aprecia una disminución sustancial en la energía cinética que absorbe la turbulencia para todos los puntos de caudal, siendo más notoria en los caudales de 75, 100 y 125 L/min, por consiguiente, la eficiencia aumenta en estos mismos puntos, esta mejora se debe a la reducción de las pérdidas derivadas de la generación de remolinos en el paso y la salida del impulsor [50].

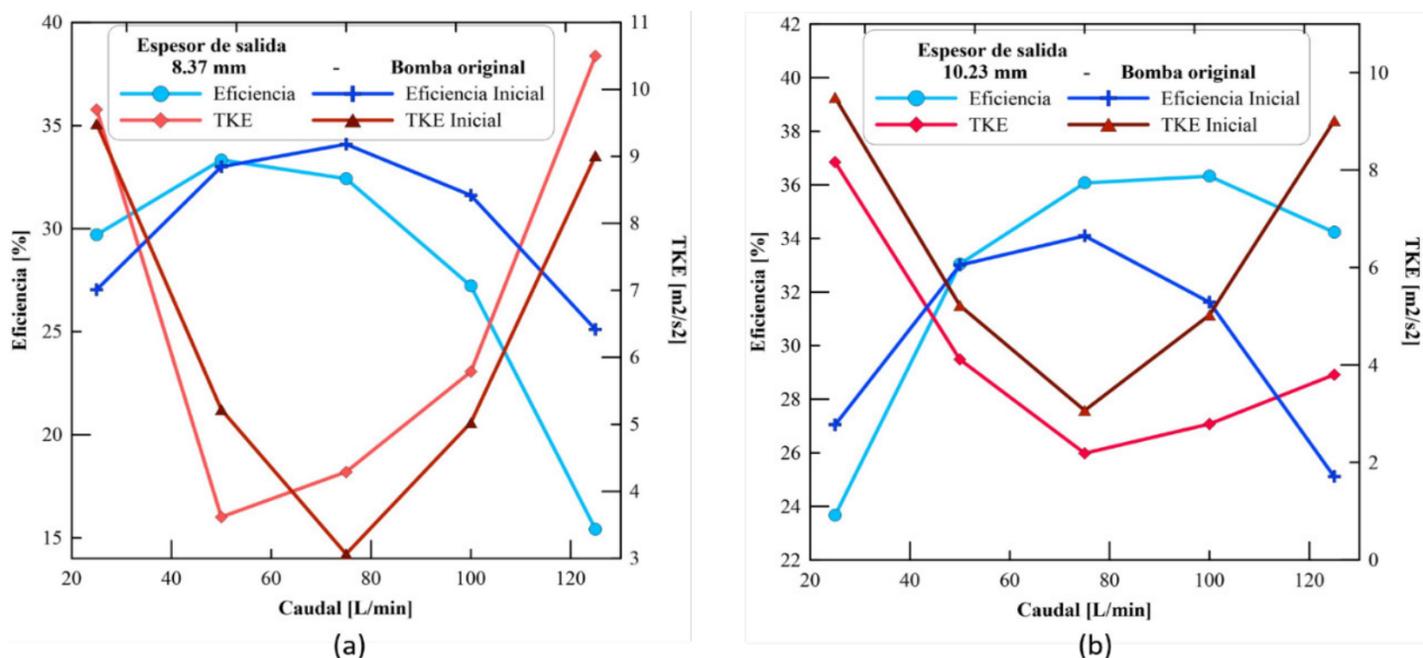


Fig. 15. Gráficas de eficiencia vs caudal vs turbulencia cinética, (a) espesor de salida 10.23mm, (b) espesor de salida 8.37mm.
Fuente: Elaboración propia.

D. Análisis de TKE para el ángulo de salida del álabe

A continuación, se presenta la distribución TKE de los ángulos modificados. La Fig. 16a muestra que para el ángulo de salida de 10.09° , los valores de turbulencia sobre la bomba aumentan en comparación con los modelos restantes (Fig. 16b y Fig. 16c), se concentran a la salida del impulsor y van aumentando cerca de las paredes de la voluta, además se presentan pequeñas turbulencias cerca a la entrada de los álabes con mayor concentración en el área seleccionada en rojo.

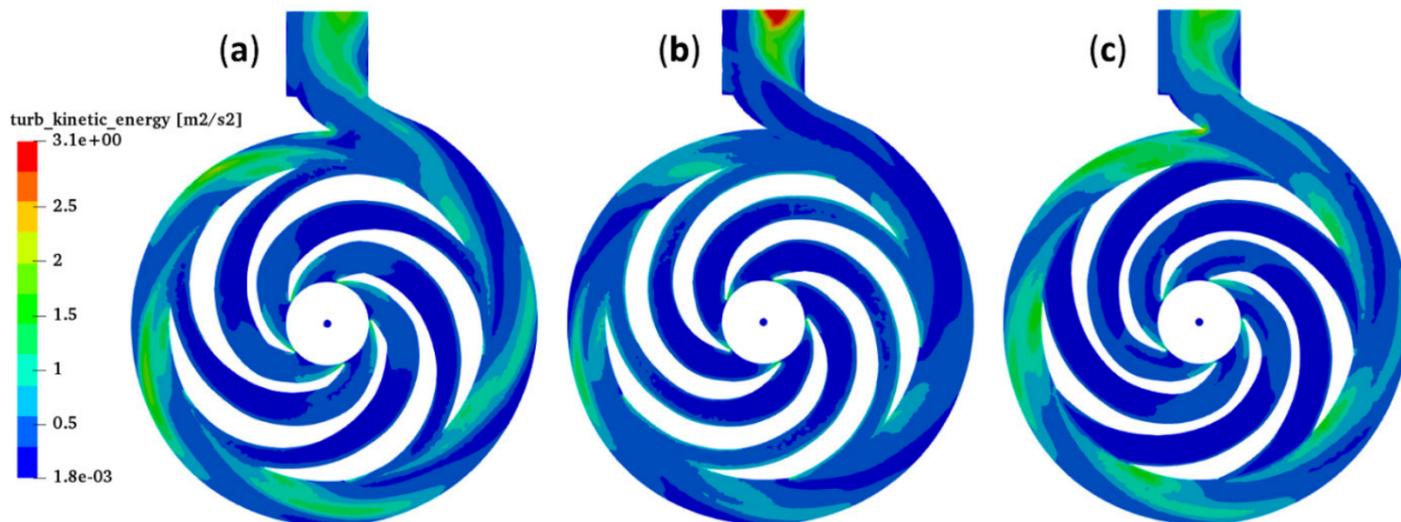


Fig. 16. Contornos de turbulente kinetic energy, (a) $\beta-1=10.09^\circ$, (b) $\beta_0=15.09^\circ$, (c) $\beta+1=20.09^\circ$.
Fuente: Elaboración propia.

Los gradientes de velocidad presentes en la interface del impulsor con la voluta fomentan la formación de turbulencia, además, la estructura de la capa limite en el difusor y la turbulencia asociada se ven afectadas fuertemente por la inestabilidad producida por el impulsor. El impacto de la orientación del álabe incluye efectos directos como una estela detrás del álabe y efectos indirectos como separación del flujo dentro del difusor [51]–[55]. Y, a medida que aumenta el ángulo de salida en el impulsor, los contornos de TKE se van disipando en comparación a las otras modificaciones, como se puede ver en la Fig. 16c donde se aprecia esta disminución y una mejor distribución en la turbulencia. Además, en la Fig. 17 se nota como en ambos casos la eficiencia aumenta para el caudal de operación y los caudales mayores a este [56].

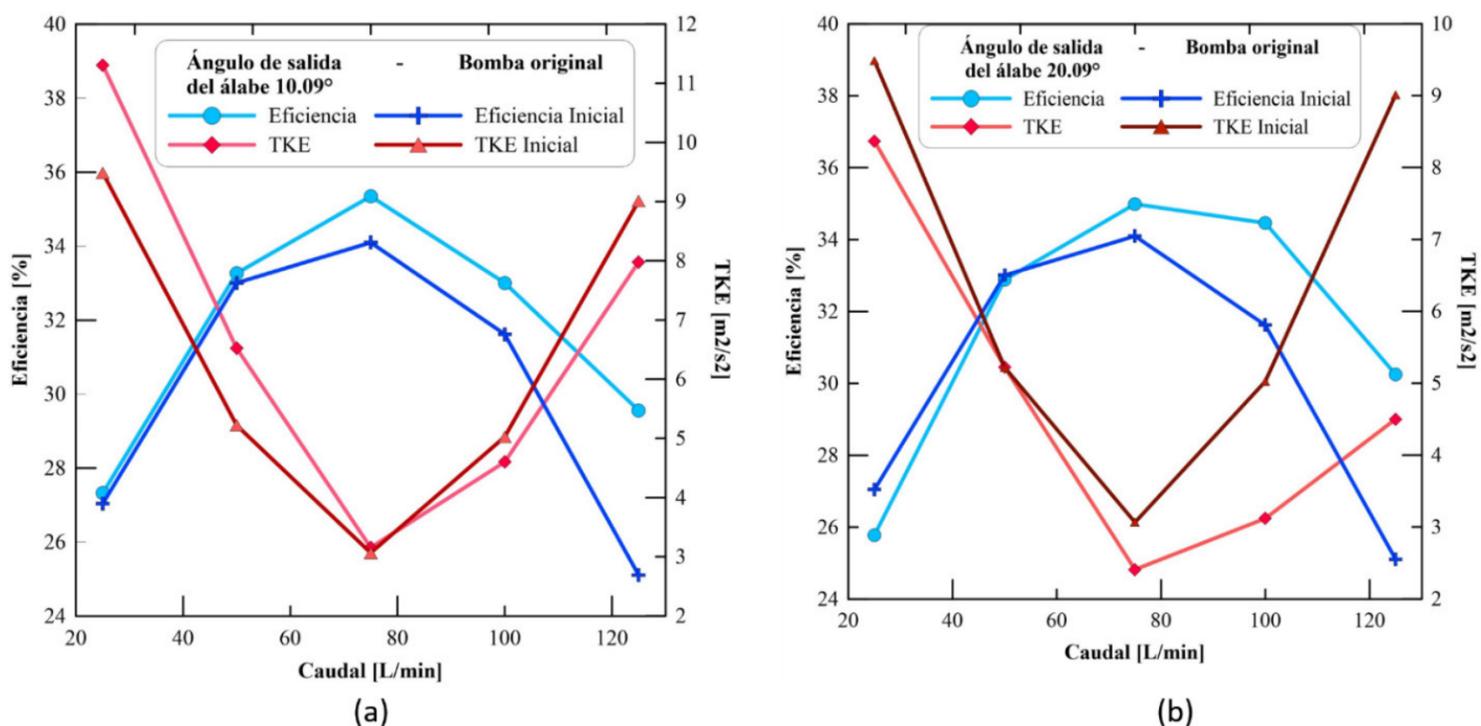


Fig. 17. Gráficas de eficiencia vs caudal vs turbulente kinetic energy, (a) $\beta-1=10.09^\circ$, (b) $\beta+1=20.09^\circ$.
Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, en la Fig. 17a se observa el aumento en la turbulencia para el ángulo de salida menor en los puntos de bajo caudal y a partir de 75 L/min esta turbulencia baja gradualmente, lo que se refleja en un pequeño aumento en la eficiencia.

Al analizar el ángulo de salida de 20.09° en la Fig. 17b es notoria una leve disminución en la eficiencia para bajos caudales y un aumento sustancial en la eficiencia para caudales altos de 75, 100 y 125 L/min, puntos en los cuales la turbulencia bajó considerablemente y por lo tanto la pérdida hidráulica. Esto es soportado por Li. He. quien obtuvo el mismo comportamiento en su estudio. Además, concluyo que un mayor ángulo de salida mejorara el rendimiento de la bomba al disminuir la turbulencia y consecuentemente pérdida hidráulica [57], [58].

IV. CONCLUSIONES

Usar CFD para modelar el flujo dentro de la bomba centrífuga, constituyó una ventaja sobre los métodos de optimización experimental convencionales. Esta herramienta permitió acercarse al funcionamiento real de una bomba centrífuga y describir el fenómeno para un correcto análisis. Además, realizar pruebas de rendimiento a través de un análisis computacional representó un mayor dominio sobre las condiciones de operación y una visualización más detallada de los resultados. Este último ítem tiene gran relevancia en el presente estudio, puesto que para el análisis de pérdidas en la bomba se requirió de una observación minuciosa de la turbulencia.

Más concretamente, se ha investigado numéricamente el efecto del número de álabes, diámetro de salida, ángulo de salida y espesor de salida del impeler sobre el rendimiento de una bomba centrífuga. Las ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes se utilizan teniendo en cuenta el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ realizable, el cual presentó un buen desempeño en la exactitud de los resultados. El software OpenFOAM® se usa para resolver estas ecuaciones y realizar simulaciones numéricas, que se llevan a cabo para analizar el efecto de los parámetros antes mencionados sobre el rendimiento del impulsor. La técnica CFD se verifica comparando los resultados experimentales y la simulación numérica de la bomba, y luego se emplea para evaluar el rendimiento de 8 bombas con diferentes impulsores y la misma voluta.

Estudiar la Energía Cinética de la Turbulencia (TKE) constituye un excelente enfoque para analizar las pérdidas en la bomba, puesto que permite conocer la turbulencia, su ubicación en la bomba, las principales razones de su producción, sus repercusiones en la eficiencia y funcionamiento con el fin de lograr disminuir su influencia en la eficiencia y tener un mejor funcionamiento de la máquina.

Aplicados los estudios paramétricos y el modelo de pérdidas propuesto en la presente investigación, se analizan los resultados obtenidos concluyendo que:

- Los contornos de TKE en la bomba muestran los lugares donde se acumula la energía cinética propia de la turbulencia, y se expone que en la interface entre el impulsor y la voluta se genera la mayor turbulencia llegando a valores de 9.4873 m^2/s^2 para caudales menores a 50 L/min y 3.0655 m^2/s^2 para el punto de operación. Este comportamiento es atribuido al fuerte gradiente de velocidad presente en las partículas de fluido cuando pasan de un medio de altas velocidades a uno de baja velocidad, teniendo grandes contribuciones a la pérdida en la bomba centrífuga puesto que no se aprovecha toda la energía cinética impartida al fluido.

Esta situación se remarca principalmente para caudales entre 20 y 50 L/min donde se apreciaron los mayores valores de turbulencia con 7.5938 m^2/s^2 en promedio, como resultado de las diferencias de velocidades entre el impulsor y la voluta que son más notorias con respecto a las presentadas para caudales de 70, 100, 125 L/min donde la turbulencia disminuyó 4% en promedio.

- La reducción del espesor de salida de los álabes, se reduce el área de flujo, lo que causa aumentos sustanciales en las velocidades del fluido por el paso del impeler, intensificando el comportamiento descrito en el punto anterior y reduciendo drásticamente la eficiencia de la bomba para caudales por encima de 50 L/min, con impactos negativos sobre la turbulencia, obteniendo valores de TKE superiores a los de la curva de referencia.

Contrario a esto, el parámetro que tuvo mayor influencia en la eficiencia y la turbulencia fue el aumento del espesor de salida, con el cual se lograron aumentos en la eficiencia de 4.71% y reducción de la TKE en $4.24 \text{ m}^2/\text{s}^2$ respecto a la bomba original, puesto que dicha configuración reduce las pérdidas debida a la fricción del fluido con las paredes de la voluta. También se aprecia en esta configuración, una disminución sustancial en la energía cinética que absorbe la turbulencia para todos los puntos de caudal, siendo más notoria en los caudales de 75, 100 y 125 L/min, por consiguiente, la eficiencia aumenta en estos mismos puntos, esta mejora se debe a la reducción de las pérdidas derivadas de la generación de remolinos en el paso y la salida del impulsor.

- De acuerdo a las simulaciones realizadas, la reducción del número de álabes a 4 y aumentar el área transversal por donde circula el fluido, los niveles de turbulencia, reflejados en los valores de TKE se reducen drásticamente, tomando valores de TKE para caudales de 75, 100 y 125 L/min de 2.85, 2.47 y $3.32 \text{ m}^2/\text{s}^2$ respectivamente, aumentando sustancialmente las presiones en la bomba y mejorando la eficiencia energética en 2.15% para el punto de operación de 75 L/min. Por otro lado, aumentar el número de álabes a 6 genera una menor recirculación de fluido y una menor variación de presión, esto producido por la cercanía entre las caras de los álabes, lo cual permite un flujo más estable y uniforme al interior del rodete, sin embargo, para caudales de 75, 100 y 125 L/min los valores de TKE son de 2.27, 3.81 y $5.78 \text{ m}^2/\text{s}^2$ respectivamente, evidenciando niveles de turbulencia sustancialmente mayores cuando se aumenta el número de álabes a 6 que cuando se reduce a 4. Por ende, se observa un aumento en menor medida de la eficiencia de la bomba; para el punto de operación de 75L/min la eficiencia aumenta 0.98%. Por tanto, se puede concluir que no solo es importante el número de álabes, sino también el área transversal por donde circula el fluido.
- Un mayor ángulo de salida del impulsor mejora el rendimiento de la bomba al disminuir la turbulencia y consecuentemente la pérdida hidráulica. La turbulencia asociada a este parámetro se ve afectada fuertemente por la inestabilidad producida por el impulsor, principalmente para caudales por encima de 50 L/min, observando a partir de este punto una mejora notable sobre la eficiencia, la cual, para el punto de operación de 75 L/min la eficiencia se incrementa en 1.02%, y los niveles de TKE se reducen en $2.41 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

El impacto de la orientación del álabe incluye efectos directos como una estela detrás del álabe y efectos indirectos como separación del flujo dentro del difusor. También se puede concluir que el desempeño superior del impeler de 20.09° en comparación a los de 15.09° y 10.09° , es debido al área de flujo entre los álabes, por lo cual, al aumentar el ángulo de salida se logra un incremento de esta área, permitiendo desplazar una mayor cantidad de fluido, efecto que también se pudo notar al aumentar el espesor de salida y al reducir el número de álabes.

- Se destaca la influencia del impulsor de mayor diámetro en el funcionamiento de la bomba centrífuga, ya que aumenta drásticamente la turbulencia y pérdidas hidráulicas debido a que se incrementa la influencia del corta-agua, pues este perturba abruptamente el flujo del fluido a la salida del impulsor. Esta condición se explica porque las leyes de semejanza predicen que la cabeza disminuirá con el cuadrado del diámetro. Para evitar formación de turbulencia al modificar el diámetro del impulsor se recomienda dejar un espacio de alrededor de 5% del diámetro del impulsor entre la salida del impulsor y el corta-agua. Esta directriz es muy útil para diseños y experimentos.

AGRADECIMIENTOS

Agradecimiento al grupo de investigación KAÍ y a la Universidad del Atlántico (Barranquilla, Colombia) por su continua e incansable colaboración para el desarrollo de la presente investigación

REFERENCIAS

- [1] CETIM, D. Reeves, NESA, TUDa, "Study on improving the energy efficiency of pumps," EC, Br, Be, *Tech. Report AEAT-6559/ v 5.1*, Feb. 2001.

- [2] P. Roudolf and R. Klas, “Numerical simulation of pump-intake vortices,” in *EPJ Web Conf.*, May. 2015, vol. 92, no. 02077, p. 1–6. <https://doi.org/10.1051/epjconf/20159202077>
- [3] P. Olszewski, “Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps,” *Appl. Energy*, vol. 178, no. 7, pp. 527–539, Sep. 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.084>
- [4] F. Meng, H. Zhang, F. Yang, X. Hou, B. Lei, L. Zhang, Y. Wu, J. Wang and Z. Shi, “Study of efficiency of a multistage centrifugal pump used in engine waste heat recovery application,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 110, no. 1, pp. 779–786, Jan. 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.226>
- [5] S. R. Shah, S. V. Jain, R. N. Patel and V. J. Lakhera, “CFD for Centrifugal Pumps: A Review of the State-of-the-Art,” *Procedia Eng.*, vol. 51, no. 1, pp. 715–720, Dec. 2013. <https://doi.org/10.1016/j.pro-eng.2013.01.102>
- [6] J. Duarte, W. Guillín y J. Sánchez, “Desarrollo de una metodología para la predicción del volumen real en la cámara de combustión de motores diésel utilizando elementos finitos,” *INGE CUC*, vol. 14, no. 1, pp. 122–132, Aug. 2018. <https://doi.org/10.17981/ingecuc.14.1.2018.11>
- [7] T. Ouchbel, S. Zouggar, M. L. Elhafyani, M. Seddik, M. Oukili, A. Aziz and F. Z. Kadda, “Power maximization of an asynchronous wind turbine with a variable speed feeding a centrifugal pump,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 78, pp. 976–984, Feb. 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.08.063>
- [8] H. Keck and M. Sick, “Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines,” *Acta Mech.*, vol. 201, pp. 211–229, Sept. 2008. <https://doi.org/10.1007/s00707-008-0060-4>
- [9] M. Kawaguti, “Numerical Solution of the Navier-Stokes Equations for the Flow around a Circular Cylinder at Reynolds Number 40,” *J. Phys. Soc. Japan*, vol. 8, no. 6, pp. 747–757, Nov. 1953. <https://doi.org/10.1143/JPSJ.8.747>
- [10] J. C. Páscoa, A. C. Mendes and L. M. C. Gato, “A fast iterative inverse method for turbomachinery blade design,” *Mech. Res. Commun.*, vol. 36, no. 5, pp. 630–637, Jul. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.mechrescom.2009.01.008>
- [11] R. Barrio, J. Parrondo and E. Blanco, “Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points,” *Comput. Fluids*, vol. 39, no. 5, pp. 859–870, May. 2010. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2010.01.001>
- [12] J. Pei, S. Yuan, X. Li and J. Yuan, “Numerical prediction of 3-D periodic flow unsteadiness in a centrifugal pump under part-load condition,” *J. Hydrodyn. Ser. B*, vol. 26, no. 2, pp. 257–263, Apr. 2014. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(14\)60029-9](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(14)60029-9)
- [13] E. Dick, J. Vierendeels, S. Serbruyns and J. Voorde, “Performance Prediction of Centrifugal Pumps with CFD-Tools,” *Task Q.*, vol. 5, no. 4, pp. 579–594, Jan. 2001. Available from <https://task.gda.pl/files/quart/TQ2001/04/TQ0405E7.PDF>
- [14] H. Chen, J. He and C. Liu, “Design and experiment of the centrifugal pump impellers with twisted inlet vice blades,” *J. Hydrodyn. Ser. B*, vol. 29, no. 6, pp. 1085–1088, Dec. 2017. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60822-3](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60822-3)
- [15] X. Zhu, G. Li, W. Jiang and L. Fu, “Experimental and numerical investigation on application of half vane diffusers for centrifugal pump,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 79, pp. 114–127, Dec. 2016. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.10.015>
- [16] H. Hou, Y. Zhang, J. Zhang and Z. Li, “Effects of radial diffuser hydraulic design on a double-suction centrifugal pump,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, 7th International Conference on Pumps and Fans (ICPF2015), Oct. 18–21, 2015, Hangzhou, China, vol. 129, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/129/1/012017>
- [17] A. A. E.-A. Aly, A. F. Hassan and H. M. Abdallah, “Numerical Study of the Semi-Open Centrifugal Pump Impeller Side Clearance,” *Aerosp. Sci. Technol.*, vol. 47, pp. 247–255, Dec. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2015.09.033>
- [18] A. J. Stepanoff, *Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application*, 2nd ed. New York, USA: Jhon Wiley & Sons, Inc., 1948.
- [19] C. Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, 2nd ed. Madrid, Esp.: Ediciones del Castillo, S. A., 1986.
- [20] C. Wang, W. Shi, X. Wanga, X. Jiang, Y. Yang, W. Li and L. Zhou, “Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics,” *Appl. Energy*, vol. 187, pp. 10–26, Feb. 2017. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.11.046>
- [21] B. Neumann, *The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump*, London, UK: Mechanical Engineering Publications, 1991.
- [22] S. Li, *The un-design condition and optimization of blade-pump*, Beijing, CN: China Mach. Press, 2006.
- [23] G. Lu, Z. Zuo, D. Liu and S. Liu, “Energy balance and local unsteady loss analysis of flows in a low specific speed model pump-turbine in the positive slope region on the pump performance curve,” *Energies*, vol. 12, no. 10, pp. 1–22, May. 2019. <https://doi.org/10.3390/en12101829>
- [24] D. Deshmukh and A. Samad, “CFD-based analysis for finding critical wall roughness on centrifugal pump at design and off-design conditions,” *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 41, no. 58, Feb. 2019. <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1557-y>
- [25] W. Shi, L. Zhou, W. Lu, B. Pei and T. Lang, “Numerical prediction and performance experiment in a deep-well centrifugal pump with different impeller outlet width,” in *Chinese J. Mech. Eng.*, vol. 26, no. 1, pp. 46–52, Feb. 2013. <https://doi.org/10.3901/CJME.2013.01.046>
- [26] X. Cheng, W. Bao, L. Fu and X. Ye, “Sensitivity analysis of nuclear main pump annular casing tongue blend,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 9, no. 7, p. 1–9, Jul. 2017. <https://doi.org/10.1177/1687814017706599>

- [27] F. Lai, X. Zhu, G. Li, L. Zhu and F. Wang, “Numerical Research on the Energy Loss of a Single-Stage Centrifugal Pump with Different Vaned Diffuser Outlet Diameters,” *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 5523–5528, Feb. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.592>
- [28] E. Meneses, J. Jaramillo-Ibarra y E. Mas, “Análisis numérico del comportamiento térmico y fluidodinámico de los gases de combustión en un horno tradicional para la producción de panela,” *INGE CUC*, vol. 15, no. 1, pp. 133–141, Jun. 2019. <https://doi.org/10.17981/ingecuc.15.1.2019.12>
- [29] P. Yan, N. Chu, D. Wu, L. Cao, S. Yang and P. Wu, “Computational Fluid Dynamics-Based Pump Redesign to Improve Efficiency and Decrease Unsteady Radial Forces,” *J. Fluids Eng.*, vol. 139, no. 1, pp. 11101–11111, Oct. 2016. <https://doi.org/10.1115/1.4034365>
- [30] F. Gao, H. Wang and H. Wang, “Comparison of different turbulence models in simulating unsteady flow,” *Procedia Eng.*, vol. 205, pp. 3970–3977, Oct. 2017. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.09.856>
- [31] F. Mentzoni, I. S. Ertesvåg, K. E. Rian and R. N. Kleiveland, “Numerical modeling of turbulence above offshore helideck – Comparison of different turbulence models,” *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 141, pp. 49–68, Jun. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2015.02.005>
- [32] S. Selim, M. Hosien, S. El-Beherly and M. Elsherbiny, “Numerical Analysis of Turbulent Flow In Centrifugal Pump,” in *Proceedings of the 17th Int. AMME*, vol. 17, Apr. 19-21, 2016. Cairo, Egypt. <https://doi.org/10.21608/amme.2016.35279>
- [33] O. Babayigit, O. Kocaaslan, M. Aksoy, K. Guleren and M. Ozgoren, “Numerical identification of blade exit angle effect on the performance for a multistage centrifugal pump impeller,” in *EFM14*, vol. 92, no. 02003, May. 6, 2015. <https://doi.org/10.1051/epjconf/20159202003>
- [34] A. Škerlavaj, L. Škerget, J. Ravnik and A. Lipej, “Choice of a turbulence model for pump intakes,” *Power Energy*, vol. 225, no. 6, pp. 764–778, Jul. 2011. <https://doi.org/10.1177/0957650911403870>
- [35] L. Tian, E. Jin, Z. Li, H. Mei, Y. Wang and Y. Shang, “The fluid control mechanism of bionic structural heterogeneous composite materials and its potential application in enhancing pump efficiency,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 7, no. 11, pp. 1–11, Nov. 2015. <https://doi.org/10.1177/1687814015619551>
- [36] P. M. Doran, *Bioprocess Engineering Principles*, San Diego, CA, USA: Academic Press, 1995.
- [37] W. Versteeg and H. K. Malalasekera, *An introduction to Computational Fluid Dynamics*, New York, USA: Longman Scientific & Technical, 1995.
- [38] P. Muiruri and O. Seraga, “Three Dimensional CFD Simulations of A Wind Turbine Blade Section; Validation,” *JESTR*, vol. 11, no. 1, pp. 138–145, Feb. 2018. <https://doi.org/10.25103/jestr.111.16>
- [39] Z. Ali, P. Tucker and S. Shahpar, “Optimal mesh topology generation for CFD,” *Comput Method Appl M*, vol. 317, pp. 431–457. <https://doi.org/10.1016/j.cma.2016.12.001>
- [40] Rotodynamic pumps-Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1 and 2, *ISO 9906:1999*, BSI, London, 2002.
- [41] J. Pei, W. Wang, and S. Yuan, “Multi-point optimization on meridional shape of a centrifugal pump impeller for performance improvement,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 30, no. 11, pp. 4949–4960, Nov. 2016. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-1015-7>
- [42] C. W. S. P. Maitelli, F. V. M. Bezerra and W. Mata, “Simulation of flow in a centrifugal pump of ESP systems using computational fluid dynamics,” *Brazilian J. Pet. gas*, vol. 4, no. 1, pp. 001–009, Jan. 2010. Available from <http://www.portalabpg.org.br/bjpg/index.php/bjpg/article/view/107>
- [43] O. A. Price, “Vortex Pumps, or, Slip in the Centrifugal Pump,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 142, no. 1, pp. 413–458, Jun. 1939. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1939_142_033_02
- [44] B. P. M. van Esch and N. P. Kruyt, “Hydraulic Performance of a Mixed-Flow Pump: Unsteady Inviscid Computations and Loss Models,” *J. Fluids Eng.*, vol. 123, no. 2, pp. 256–264, Jan. 2001. <https://doi.org/10.1115/1.1365121>
- [45] R. Spence and J. Amaral-Teixeira, “A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump,” *Comput. Fluids*, vol. 38, no. 6, pp. 1243–1257, Jun. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2008.11.013>
- [46] M. Šavar, H. Kozmar, and I. Sutlović, “Improving centrifugal pump efficiency by impeller trimming,” *Desalination*, vol. 249, no. 2, pp. 654–659, Dec. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.11.018>
- [47] S. Shiels, “When trimming a centrifugal pump impeller can save energy and increase flow rate,” *World Pumps*, vol. 1999, no. 398, pp. 37–40, Nov. 1999. [https://doi.org/10.1016/S0262-1762\(00\)87460-X](https://doi.org/10.1016/S0262-1762(00)87460-X)
- [48] L. M. Tsang, “A Theoretical Account of Impeller Trimming of the Centrifugal Pump,” *PI Mech Eng C-J. Mec*, vol. 206, no. 33, pp. 213–214, May. 1992. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1992_206_117_02
- [49] M.-G. Tan, H. Liu, S. Yuan, Y. Wang and K. Wang, “Effects of Blade Outlet Width on Flow Field and Characteristic of Centrifugal Pumps,” *Pro. Paper FEDSM2009-78064*, UJS, JS, PRC, Jul. 2009. <https://doi.org/10.1115/FEDSM2009-78064>
- [50] M. H. Shojaeefard, M. Tahani, M. B. Ehghaghi, M. A. Fallahian and M. Beglari, “Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid,” *Comput. Fluids*, vol. 60, pp. 61–70, May. 2012. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.02.028>
- [51] J. Cai, J. Pan and A. Guzzomi, “The flow field in a centrifugal pump with a large tongue gap and back blades,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 28, no. 11, pp. 4455–4464, Jan. 2014. <https://doi.org/10.1007/s12206-014-1013-6>
- [52] M. Sinha and J. Katz, “Quantitative Visualization of the Flow in a Centrifugal Pump With Diffuser Vanes—I: On Flow Structures and Turbulence,” *J. Fluids Eng.*, vol. 122, no. 1, pp. 97–107, Nov. 1999. <https://doi.org/10.1115/1.483231>

- [53] X.-Q. Jia, Z.-C. Zhu, X.-L. Yu and Y.-L. Zhang, “Internal unsteady flow characteristics of centrifugal pump based on entropy generation rate and vibration energy,” *J. Process Mech. Eng.*, vol. 233, no. 3, pp. 456–473, Mar. 2018. <https://doi.org/10.1177/0954408918765289>
- [54] R. Dong, S. Chu and J. Katz, “Quantitative Visualization of the Flow Within the Volute of a Centrifugal Pump. Part B: Results and Analysis,” *J. Fluids Eng.*, vol. 114, no. 3, pp. 396–403, Sep. 1992. <https://doi.org/10.1115/1.2910044>
- [55] J. Pei, S. Yuan and J. Yuan, “Numerical analysis of periodic flow unsteadiness in a single-blade centrifugal pump,” *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 56, no. 1, pp. 212–221, Oct. 2013. <https://doi.org/10.1007/s11431-012-5044-x>
- [56] H. Ding, Z. Li, X. Gong and M. Li, “The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed,” *Vacuum*, vol. 159, pp. 239–246, Jan. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2018.10.049>
- [57] W. G. Li and Z. M. Hu, “Time-averaged turbulent flow LDV measurements in a centrifugal pump impeller,” *Pump Technol*, vol. 4, pp. 18–29, 1996.
- [58] H. Yousefi, Y. Noorollahi, M. Tahani, R. Fahimi and S. Saremian, “Numerical simulation for obtaining optimal impeller’s blade parameters of a centrifugal pump for high-viscosity fluid pumping,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 34, pp. 16–26, Aug. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.04.011>

César Fontalvo estudiante de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico (Barranquilla, Colombia). Sus intereses de investigación incluyen el modelo y la simulación de procesos termodinámicos, mecánicos y de fluidos, mediante paquete de ingeniería asistida por computadora (CAE). <https://orcid.org/0000-0003-2391-6145>

Jorge Duarte es Ingeniero Mecánico y Doctor en Ingeniería Mecánica. Sus intereses son el modelado de sistemas termodinámicos y el modelado a través de paquetes de Ingeniería Asistida por Computador (Computer-Aided Engineering, CAE). Es investigador asociado de Colciencias y Profesor Asociado en la Universidad del Atlántico. <https://orcid.org/0000-0001-7345-9590>

Rafael Pineda es estudiante de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico (Barranquilla, Colombia). Sus intereses de investigación incluyen el modelo y la simulación de procesos mecánicos y de fluidos, mediante paquete de ingeniería asistida por computadora (CAE). <https://orcid.org/0000-0003-0609-4952>