

## Efecto de la curvatura y número de álabes en el funcionamiento de bombas centrífugas radiales

## Effect of blade curvature and blade number on radial centrifugal pumps performance

**René Misael Arias-Hidalgo<sup>1,\*</sup>, José Eduardo Márquez-Delgado<sup>1</sup>, Carlos Alberto Trinchet-Varela<sup>2</sup>, Ricardo Lorenzo Ávila-Rondón<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Universidad de Granma, Bayamo. Granma, Cuba

<sup>2</sup> Centro de Estudios CAD/CAM, Universidad de Holguín. Holguín, Cuba

<sup>3</sup> Universidad Autónoma de Coahuila, Saltillo. Coahuila, México

\*Autor de correspondencia: [rariash@udg.co.cu](mailto:rariash@udg.co.cu)

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento/No Comercial 4.0 Internacional](#)



Recibido: 15 agosto 2021 Aceptado: 31 agosto 2021 Publicado: 2 de septiembre 2021

### Resumen

El empleo de simulaciones numéricas ha posibilitado desarrollar métodos para la evaluación del funcionamiento de turbomáquinas, desde la etapa de diseño. La investigación tiene como objetivo analizar el efecto de sus parámetros geométricos en el funcionamiento de bombas centrífugas radiales de simple succión de una etapa, mediante el empleo de la dinámica de fluidos computacional (CFD) y diseños experimentales. En el presente trabajo se analizó la variación de tres parámetros geométricos: el número de álabes ( $z$ ) y su curvatura correspondiente a los ángulos de entrada ( $\beta_1$ ) y salida ( $\beta_2$ ) del rodet. Las variantes geométricas, de acuerdo a la matriz experimental se simularon mediante la CFD. El ajuste del modelo cuadrático para el caso de estudio fue  $R^2 = 86,8$ , resultando significativo  $z$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  y la combinación cuadrática de  $\beta_2$ . Se obtuvieron funciones polinómicas que permiten establecer las relaciones de los indicadores de eficiencia: altura, potencia y eficiencia respecto a las variaciones en la geometría. La diferencia entre los resultados analíticos del diseño original y las simulaciones fue de 4,6 m.c.a.

**Palabras clave:** bombas centrífugas, curvatura de los álabes, dinámica de fluidos computacional

### Abstract

The use of numerical simulations has made possible to develop methods for evaluating the operation of turbomachines, from the design stage. The objective of the research is to analyze the effect of geometrical parameters in the operation of single-suction stage radial centrifugal pumps, through the use of computational fluid dynamics (CFD) and experimental designs. In this research was analyzed the variation of three geometrical parameters in the impeller: the blade number ( $z$ ) and the blade curvature, defining by the inlet angle ( $\beta_1$ ) and the exit angle ( $\beta_2$ ). Geometrical combinations were simulated using computational fluid dynamics methods in order to an experimental matrix. The adjustment for the quadratic model was  $R^2 = 86,8$ ; where  $z$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  and the square combination of  $\beta_2$  resulted significant parameters. Polynomial functions were obtained that allow establishing the relationships of the efficiency indicators: height, power and efficiency with respect to the variations in geometry. The difference between analytics of original design and simulation result were 4.6 m.c.a.

**Keywords:** centrifugal pumps, blade curvature, computational fluid dynamic

## 1. Introducción

El comportamiento del fluido en el interior de una turbomáquina es complejo producto a la presencia de turbulencias y flujos secundarios [1]. El diseño de bombas se basa en la correlación empírica, las combinaciones de modelos de ensayo y la experiencia ingenieril. Se han realizado estudios para mejorar los parámetros de funcionamiento como la altura( $H$ ), potencia ( $N$ ) y eficiencia ( $\eta$ ) [2], pero existen incertidumbres asociadas a la combinación de parámetros geométricos óptimos, específicamente en el rodete (impulsor o impelente) y la carcasa [3,4].

El número de parámetros geométricos que se pueden variar en una bomba centrífuga es elevado. De acuerdo a la investigación realizada por Siddique [5], los estudios se enfocan principalmente en el ángulo de entrada ( $\beta_1$ ) y salida ( $\beta_2$ ) del rodete, el número de álabes ( $z$ ), el ancho de descarga del rodete, el ángulo de envolvente y espesor de los álabes, así como el espacio entre discos. Elyamin [6] analizaron tres rodetes diferentes, con 5, 7 y 9 álabes cada uno, obteniendo los mayores valores de coeficiente de carga y eficiencia en el impelente de 7 álabes. Además, comprobaron que con el incremento del número de álabes las pérdidas decrecen producto a la reducción de flujos secundarios. En la investigación realizada por Ding [7] se denominó al ángulo  $\beta_2$  como parámetro clave en el diseño de bombas centrífugas, por su importancia durante el funcionamiento. Los modelos analizados mantuvieron  $\beta_1$  constante y valores de  $\beta_2$  iguales a  $23^\circ$ ,  $25^\circ$ ,  $27^\circ$ ,  $29^\circ$  y  $31^\circ$ . Los resultados mostraron que la variación del ángulo de descarga tiene una notable influencia en la eficiencia y solo provocan una pequeña variación en la altura.

Existe una tendencia a desarrollar el análisis de cada parámetro de manera independiente [8,9], y no de sistémica, como lo propuso Wang [10]. Teniendo en cuenta la elevada cantidad de combinaciones geométricas posibles para cada modelo de bomba, la posibilidad de aplicar el diseño de experimentos resulta una técnica eficaz en la caracterización, optimización y modelado de procesos [11].

La presente investigación tiene como objetivo analizar el efecto de la curvatura y el número de álabes en el funcionamiento de bombas centrífugas radiales de simple succión, mediante el empleo de la dinámica de fluidos computacional (CFD) y los diseños experimentales.

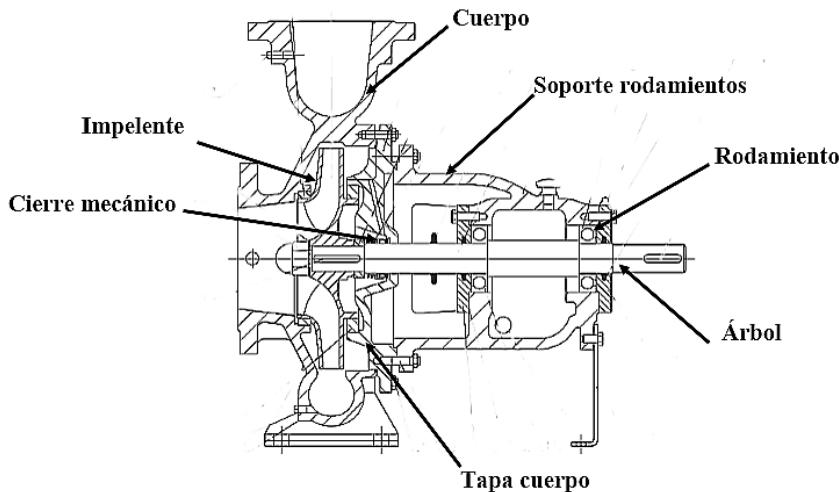
## 2. Materiales y Métodos

Se realizó el análisis sistemático de la bomba centrífuga radial, modelo BSC 80-200, partiendo de su manual de operación, se definieron las partes componentes (Figura 1), jerarquías y relaciones. Fueron analizados los modelos de Yang [12] y Bozorgasareh [13] para definir las variables y parámetros a emplear durante el desarrollo del modelo CAD y la simulación experimental. Se utilizaron herramientas CAD para modelar los componentes correspondientes a la voluta, el impelente y las secciones de tubería, para su análisis en el software ANSYS Workbench 14.5 con su complemento CFX, sustentado en las ecuaciones de Navier-Stokes. El procesamiento de los datos experimentales se realizó en el software STATGRAPHICS Centurion XVI. Se seleccionaron como parámetros geométricos a simular  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  y  $z$  y se evaluó su influencia con respecto a los indicadores de eficiencia  $H$ ,  $N$  y  $\eta$ .

### Geometría

En los estudios se utilizaron diferentes configuraciones geométricas para el rodete; se mantuvo constante el espesor de los álabes  $s$ , el ancho de entrada  $b_1$ , el ancho de descarga  $b_2$  y el diámetro

exterior  $d_2$ . Las variables geométricas sujetas a cambio fueron: ángulos de entrada  $\beta_1$ , de salida  $\beta_2$  y el número de álabes  $z$ , como se muestra en la Tabla 1.

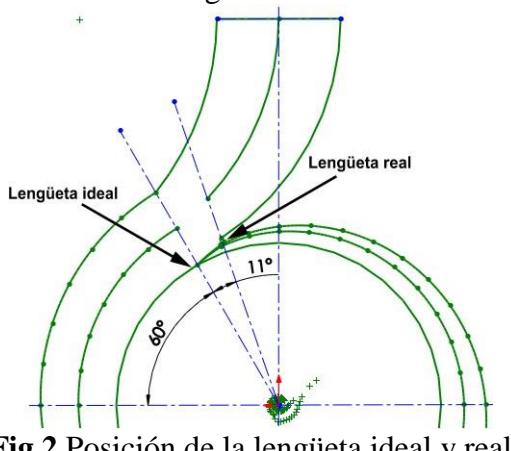


**Fig.1** Principales componentes de la bomba centrífuga modelo BSC 80-200

**Tabla 1.** Configuración geométrica para el rodeté

Dimensiones constantes				Dimensiones variables		
a (mm)	b <sub>1</sub> (mm)	b <sub>2</sub> (mm)	d <sub>2</sub> (mm)	$\beta_1$ (°)	$\beta_2$ (°)	z
5	27,2	18,22	200	10	20	5
				12.5	30	7
				15	40	8

En el modelo de la carcasa, la lengüeta ideal tuvo origen a  $60^0$  respecto al plano horizontal y la lengüeta real a  $11^0$  con respecto a la lengüeta ideal (Figura 2). Los diámetros correspondientes a las bridas de succión y descarga son 100 y 80 mm respectivamente. Además, se mantuvo la distancia de 250 mm del eje de rotación a la brida de descarga.

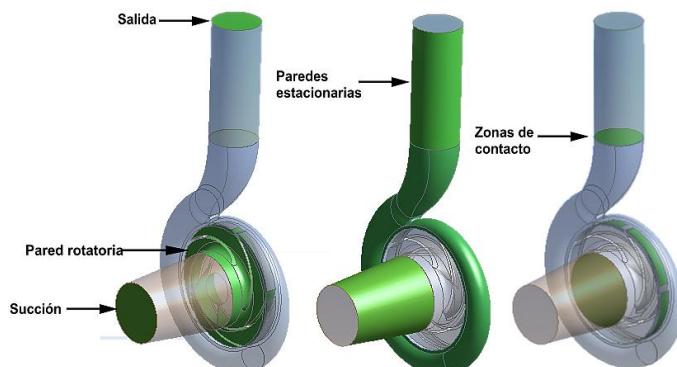


**Fig.2** Posición de la lengüeta ideal y real

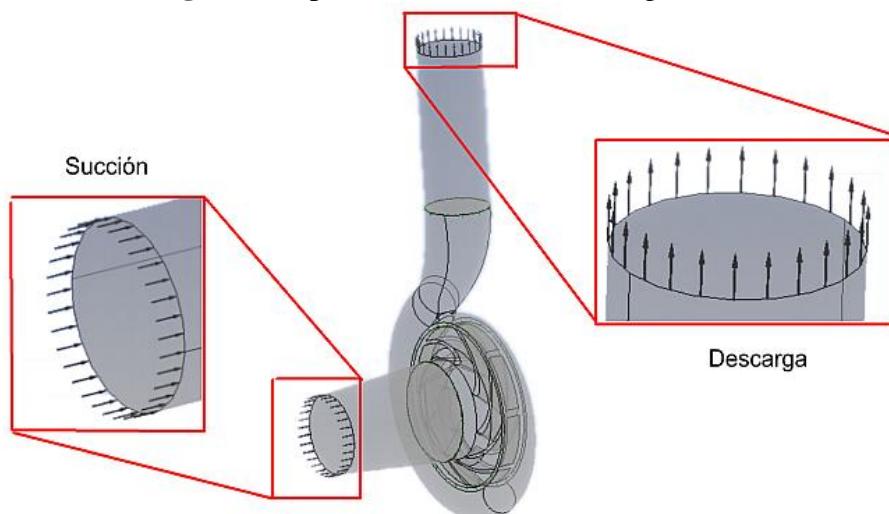
#### Condiciones de contorno

En el modelo tridimensional se generaron 14 regiones, donde se situaron las condiciones de contorno correspondientes a la succión, la salida, paredes estacionarias y rotatorias (Figura 3). Se incluyó una pequeña porción de tubería, donde se ubicó un flujo másico de entrada de 36,1 kg/s y una presión de salida de 101 325 Pa, de este modo se alejaron las condiciones de contorno para evitar la formación

de vórtices (Figura 4). La frecuencia de rotación se mantuvo constante, de acuerdo a las especificadas por el diseño  $3\,480\text{ min}^{-1}$ .



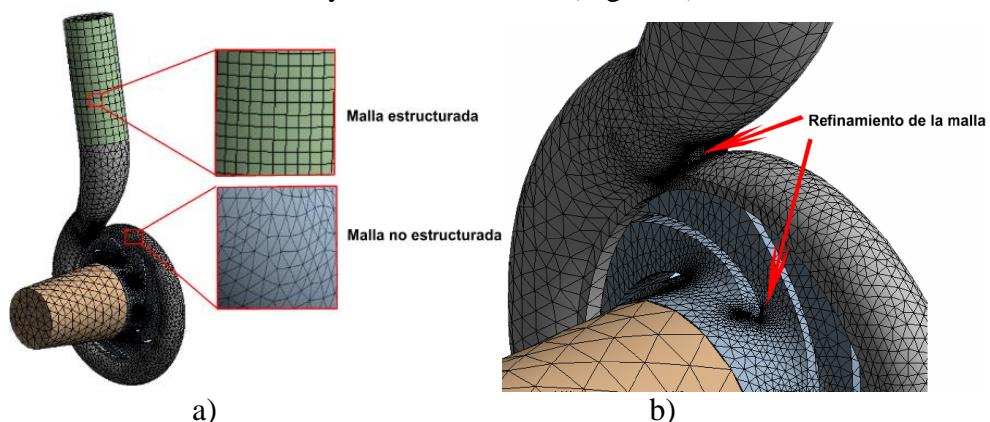
**Fig.3** Caras para la ubicación de las regiones



**Fig.4** Ubicación de las condiciones de contorno

### *Mallado*

Los modelos del rorete y la carcasa son geométricamente complejos, de acuerdo a Yousefi, Noorollahi [14]. Para una mejor adaptación entre la geometría y el campo de flujo se utilizó la combinación de mallas estructuradas y no estructuradas (Figura 5).



**Fig.5** Tipos de mallados empleados para la simulación a) estructurada y no estructurada, b) refinamiento de malla

Como el impielente rota con respecto a la carcasa, fue necesario establecer una configuración de malla no estacionaria que permita deslizamientos (*sliding mesh*) [14]. En el caso de zonas específicas como la lengüeta y los álabes se realizó un refinamiento del mallado, de este modo se generó un número de 838 049 elementos.

### *Modelo de turbulencia*

En la simulación se utilizó el modelo turbulencia de dos ecuaciones *Standart k–ε* (Ecuación 1 y 2), de igual modo que Wang [15]. Este modelo es ampliamente utilizado en el estudio de turbomáquinas por presentar buena relación entre el tiempo computacional y la exactitud de los cálculos [16].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{el} \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

donde:

$$C_\mu = 0,09, C_{\varepsilon 1} = 1,44, C_{\varepsilon 2} = 1,92, \sigma_k = 1,0 \text{ y } \sigma_\varepsilon = 1,3$$

Para el desarrollo de la simulación se estableció un máximo de 1 200 iteraciones, con el objetivo de lograr la convergencia de los resultados, aunque en algunos modelos esta se alcanzó con 947 iteraciones. Además, se estableció un error máximo de 1% para las ecuaciones de continuidad y momento, entre la entrada y la salida del flujo en el dominio computacional (*imbalance*) y  $10^{-5}$  para la raíz cuadrada media de los residuos, lo que garantiza el cumplimiento de lo establecido para cálculos ingenieriles.

La altura de impulsión generada ( $H$ ) por la bomba para cada una de las variantes de diseño se determinó mediante la Ecuación 3 luego de conocer las presiones en la entrada ( $P_{in}$ ) y la salida ( $P_{out}$ ) de la bomba, de igual modo que Lai [17] y Lorussoa [18]. La densidad del fluido ( $\rho$ ) seleccionada corresponde a la del agua a 25°C, con un valor de 1 000 kg/m<sup>3</sup> y la aceleración de la gravedad ( $g$ ) de 9,8 m/s<sup>2</sup> [19].

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho g} \quad (3)$$

### *Diseño experimental*

El espacio de diseño se define como la combinación de modelos estadísticos y matemáticos, resultando de gran importancia producto a su simplicidad y confiabilidad [20]. En la selección del diseño experimental se tuvo en cuenta la cantidad de factores a analizar: el número de álabes ( $z$ ), el ángulo de entrada del rodete ( $\beta_1$ ) y el ángulo de salida del rodete ( $\beta_2$ ). Se utilizó el diseño de Box-Behnken por el bajo número de experimentos a realizar. Cada una de las variables independientes fue codificada a tres niveles (-1, 0 y 1). Los valores centrales escogidos para el diseño experimental fueron  $z = 7$ ,  $\beta_1 = 12,5$  y  $\beta_2 = 30$ , tal como lo propone Yetilmezsoy, Demirel [11].

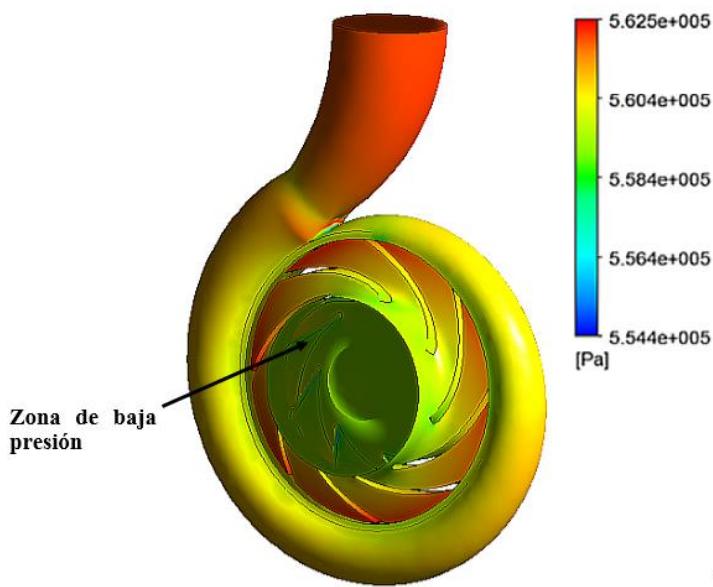
Se realizó un análisis de varianza (ANOVA), en el software STATGRAPHICS Centurion XVI, para evaluar si el modelo describe adecuadamente la superficie de respuesta real y, además, si la ecuación polinómica sugerida es significante, es decir que los factores causen efectos apreciables [21]. Para la descripción del efecto de los parámetros geométricos en la altura, potencia y eficiencia se utilizó el modelo cuadrático de superficie de respuesta (Ecuación 4), donde  $Y$  es la respuesta del proceso o salida,  $k$  es el número de modelos,  $i$  y  $j$  el número relacionante entre los modelos,  $\beta_0$  la libertad de los términos independientes, denominados términos de intercepción;  $x_1, x_2 \dots x_k$  el cifrado de las

variables independientes,  $\beta_i$  es el efecto principal de primer orden (lineal);  $\beta_{ii}$  el efecto cuadrático;  $\beta_{ij}$  el efecto de interacción y  $\varepsilon$  el error aleatorio.

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (4)$$

### 3. Resultados y Discusión

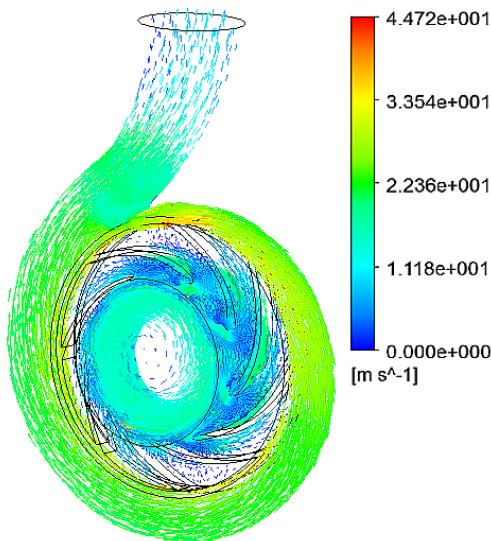
La Figura 6 muestra la distribución de las presiones en el interior de la bomba, correspondiente al diseño original de  $z = 5$ ,  $\beta_1 = 10$  y  $\beta_2 = 30$ . La diferencia de presiones entre las bridas de succión descarga fue de 0,595 MPa, la altura del fluido generada por la bomba fue de 4,6 m.c.a con respecto al de los cálculos analíticos. La distribución de los valores de presión en la tubería de succión es más homogénea respecto a la descarga, porque el fluido sale del rotores a altas velocidades, impacta con la lengüeta y cambia de dirección bruscamente, provocando turbulencias y recirculaciones. Los menores valores de presión se encuentran a la entrada del rotores, estos resultados son similares a los obtenidos por Wang, Long [15].



**Fig.6** Comportamiento de las presiones en el interior de la bomba

En consonancia con el principio de funcionamiento de las bombas centrífugas, convertir la energía cinética de la bomba en energía de presión, los valores de velocidad a la salida del rotores son mayores que los de la tubería de descarga, los resultados son comparables con los obtenidos por Abarca et al. [22]. Producto de las diferencias de diámetros la velocidad del fluido en la tubería de succión y descarga es de 4,69 y 10,83 m/s respectivamente (Figura 7), similar a los calculados por Chen et al. [8]. La acción de la fricción del fluido con las paredes causa una disminución de la velocidad del fluido, lo que constituye uno de los factores de las pérdidas hidráulicas [7].

Los resultados correspondientes a la matriz experimental, según el diseño de Box Behnken correspondientes a la altura, la potencia y la eficiencia para cada una de las combinaciones geométricas se muestran en la Tabla 2. En este caso de estudio los factores significativos son el número de álabes,  $\beta_1$  y  $\beta_2$  y la combinación cuadrática de  $\beta_2$  ( $P < 0,05$ , para el 95% de probabilidad de diferencias significativas). El coeficiente  $R^2$  muestra una medida de la intensidad de la relación entre la variable independiente y el conjunto de variables o términos del modelo. El modelo matemático explica el 86,8% de la variabilidad de la respuesta de la altura, la potencia y la eficiencia.

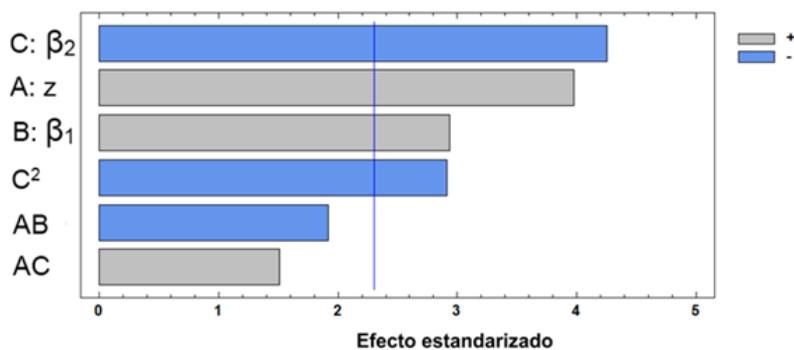


**Fig.7** Comportamiento de las velocidades en el interior de la bomba

**Tabla 2.** Resultados para la matriz experimental

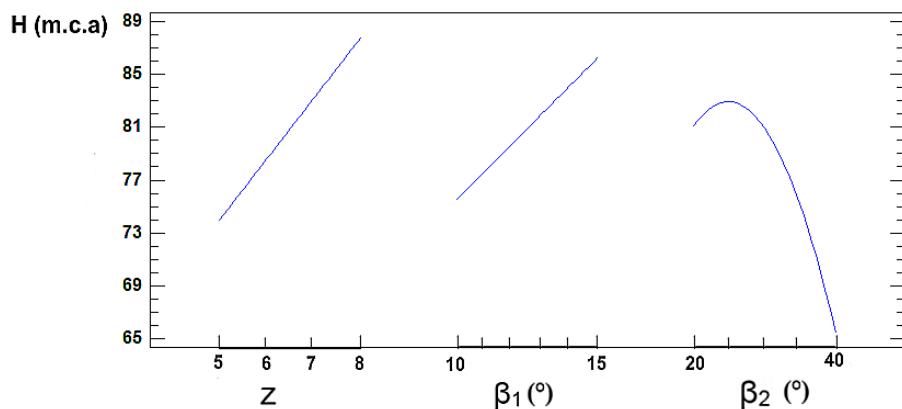
Exp.	z	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$	H (m.c.a)	N (kW)	$\eta$ (%)
1	7	12,5	30	83,76	29,63	0,74
2	7	10	20	79,00	27,94	0,70
3	7	15	20	80,25	28,39	0,71
4	7	10	40	72,81	25,76	0,64
5	7	15	40	70,24	24,85	0,62
6	5	10	30	60,40	21,37	0,53
7	5	15	30	86,26	30,51	0,76
8	7	12,5	30	83,76	29,63	0,74
9	8	10	30	81,51	28,83	0,72
10	8	15	30	93,94	33,24	0,83
11	5	12,5	20	79,91	28,27	0,70
12	5	12,5	40	53,34	18,87	0,47
13	8	12,5	20	87,40	30,92	0,77
14	8	12,5	40	72,36	25,60	0,64
15	7	12,5	30	83,76	29,63	0,74

Al representar el efecto de las variables geométricas en un diagrama de Pareto (Figura 8), se visualiza el nivel de impacto sobre las variables de respuesta, coincide con los resultados [7] y tiene un mayor nivel de incidencia el ángulo de salida del rodete ( $\beta_2$ ); en segundo lugar el número de álabes ( $z$ ) y por último el ángulo de entrada del rodete ( $\beta_1$ ).



**Fig.8** Diagrama de Pareto para el funcionamiento de la bomba objeto de estudio

Dentro del rango de los parámetros geométricos analizados el incremento del número de álabes permite un aumento de la altura, coincidiendo con la teoría del número infinito de álabes. En el caso de los ángulos el incremento de ( $\beta_1$ ) también provoca un incremento de la altura, no resultando del mismo modo con ( $\beta_2$ ), donde se localiza su valor máximo a los 27° y 18 minutos (Figura 9).



**Fig.9** Efecto de los factores de diseño en el funcionamiento de la bomba

Con el empleo del análisis de regresión múltiple en la matriz de diseño se obtienen las ecuaciones (11), (12) y (13), polinomios de segundo orden correspondientes a los indicadores de eficiencia: altura ( $H$ ), potencia ( $N$ ) y eficiencia ( $\eta$ ) respectivamente.

$$H = -75,9956 + 12,9872 \cdot X_1 + 10,384 \cdot X_2 + 2,1956 \cdot X_3 - 1,2644 \cdot X_1^2 + 0,2489 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,0766 \cdot X_3^2 \quad (5)$$

$$N = -26,8857 + 4,5946 \cdot X_1 + 3,6736 \cdot X_2 + 0,7768 \cdot X_3 - 0,4473 \cdot X_1^2 + 0,088 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,0271 \cdot X_3^2 \quad (6)$$

$$\eta = -0,6721 + 0,1148 \cdot X_1 + 0,0918 \cdot X_2 + 0,0194 \cdot X_3 - 0,0111 \cdot X_1^2 + 0,0022 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,00067 \cdot X_3^2 \quad (7)$$

De esta manera se logra representar las relaciones existentes entre los parámetros geométricos fundamentales y los indicadores de eficiencia, los cuales permiten seleccionar las mejores soluciones de diseño, en correspondencia con las exigencias de operación. En la Tabla 3 se muestran algunas de posibles soluciones de diseño e indicadores de eficiencia calculados a partir de las ecuaciones 5, 6 y 7.

**Tabla 3.** Posibles soluciones de diseño e indicadores de eficiencia

No.	z	$\beta_1$ (°)	$\beta_2$ (°)	H (m.c.a.)	N (kW)	$\eta$ (%)
1	5	10	20	67,71	23,95	0,60
2	5	15	30	84,10	29,75	0,74
3	5	15	40	64,85	22,94	0,57
4	6	10	20	73,03	25,84	0,65
5	6	15	30	85,59	30,28	0,76
6	6	15	40	68,83	24,35	0,61
7	7	10	20	78,35	27,72	0,69
8	7	15	30	87,08	30,81	0,77
9	7	15	40	72,81	25,76	0,64
10	8	10	20	67,71	23,95	0,60
11	8	15	30	84,10	29,75	0,74
12	8	15	40	64,85	22,94	0,57

#### 4. Conclusiones

A partir de los resultados obtenidos mediante métodos CFD se determinó el efecto de los diferentes parámetros geométricos sobre el funcionamiento de la bomba objeto de estudio desde la fase de diseño. Los tres parámetros geométricos analizados resultaron significativos, lo que indica que una correcta variación de estos puede mejorar el rendimiento de la turbomáquina, resultando el ángulo de descarga  $\beta_2$  el que mayor efecto posee sobre el funcionamiento de la bomba. Se obtuvieron funciones en forma de polinomio, que permiten determinar las relaciones existentes entre los valores de los parámetros geométricos: número de álabes, ángulos de entrada y ángulos de descarga; respecto a los indicadores de eficiencia: altura, la potencia y la eficiencia. Esta información es relevante para desarrollar un diseño adecuado.

#### Referencias

1. Wang, L., *Numerical simulation of the sound field of a five-stage centrifugal pump with different turbulence models*. Water, 2019. **11**(1777): p. 5-21. DOI: <http://doi:10.3390/w11091777>.
2. Tao, R., *Multi-objective optimization of double suction centrifugal pump*. Journal of Mechanical Engineering Science, 2017. **0**: p. 1-10. DOI: <http://doi:10.1177/0954406217699020>.
3. Zhang, N., *Effects of modifying the blade trailing edge profile on unsteady pressure pulsations and flow structures in a centrifugal pump*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2019. **75**: p. 227-238. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2019.01.009>.
4. Gan, X., *Multi-component optimization of a vertical inline pump based on multiobjective pso and artificial neural network*. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020. **34**: p. 1-14. DOI: <http://doi:10.1007/s12206-020-2101-4>.
5. Siddique, M.H., Afzal, A., Samad, A., *Design Optimization of the centrifugal pumps via low fidelity models*. Mathematical Problems in Engineering, 2018. p. 1-14. DOI: <http://doi.org/10.1155/2018/3987594>.
6. Elyamin, G.R.H.A., *Effect of impeller blades number on the performance of a centrifugal pump*. Alexandria Engineering Journal, 2019. **30**: p. 1-10. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.aej.2019.02.004>.
7. Ding, H., *The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed*. Vacuum, 2019. **159**: p. 239-246. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.vacuum.2018.10.049>.
8. Chen, H., He, J., Liu, C., *Design and experiment of the centrifugal pump impellers with twisted inlet vice blades*. Journal of Hydrodynamics, 2017. **29**(6): p. 1085-1088. DOI: [http://doi:10.1016/S1001-6058\(16\)60822-3](http://doi:10.1016/S1001-6058(16)60822-3).
9. Weidong, C., *The influence of impeller eccentricity on centrifugal pump*. Advances in Mechanical Engineering, 2017. **9**(9): p. 1-17. DOI: <http://doi:10.1177/1687814017722496>.
10. Wang, K., *Multi-condition optimization and experimental verification of impeller for a marine centrifugal pump*. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2019. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2019.07.002>.
11. Yetilmezsoy, K., Demirel, S., Vanderbei, R.J., *Response surface modeling of Pb(II) removal from aqueous solution by Pistacia vera L.: Box-Behnken experimental design*. Journal of Hazardous Materials, 2009. **171**(2009): p. 551-562. DOI: <http://doi:10.1016/j.jhazmat.2009.06.035>.
12. Yang, Y., *Optimal Design of Slit Impeller for Low Specific Speed Centrifugal Pump Based on Orthogonal Test*. Marine Science and Engineering, 2021. **9**(121): p. 1-17. DOI: <http://doi.org/10.3390/jmse9020121>.

13. Bozorgasareh, H., *Performance improvement of mixed-flow centrifugal pumps with new impeller shrouds: Numerical and experimental investigations*. Renewable Energy, 2021. **153**(2021): p. 635-648. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.renene.2020.08.104>.
14. Yousefi, H., *Numerical simulation for obtaining optimal impeller's blade parameters of a centrifugal pump for high-viscosity fluid pumping*. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2019. **34**(2019): p. 16-26. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.seta.2019.04.011>.
15. Wang, H., *Effects of the impeller blade with a slot structure on the centrifugal pump performance*. Energies, 2020. **13**(1628): p. 1-17. DOI: <http://doi.org/10.3390/en13071628>.
16. Mariño, O.H., *Actualización sobre el empleo de álabes de regulación de entrada en el bombeo de líquidos*. Ingeniería Mecánica, 2019. **22**(3): p. 133-141.
17. Lai, F., *Numerical Research on the Energy Loss of a Single-Stage Centrifugal Pump with Different Vaned Diffuser Outlet Diameters*. Energy Procedia, 2019. **158**: p. 5523-5528. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.592>.
18. Lorussoa, M., *Efficient CFD evaluation of the NPSH for centrifugal pumps*. Energy Procedia, 2017. **126**(201709): p. 778-785
19. Guo, X., *Effects of rotational speeds on the performance of a centrifugal pump with a variable-pitch inducer*. Journal of Hydrodynamics, 2017. **29**(5): p. 854-862. DOI: [http://doi:10.1016/S1001-6058\(16\)60797-7](http://doi:10.1016/S1001-6058(16)60797-7).
20. Namazizadeh, M., *Optimization of the splitter blade configuration and geometry of a centrifugal pump impeller using design of experiment*. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2020. **13**(1): p. 89-101. DOI: <http://doi:10.29252/jafm.13.01.29856>.
21. Yaguas, O.J., *Metodología de superficie de respuesta para la optimización de una producción agrícola*. Ingeniería Industrial, 2017. **16**(1): p. 205-222. DOI: <http://doi.org/10.22320/S07179103/2017.13>.
22. Abarca, O.M., *Validate numerical model of hydraulic performance of the centrifugal pump*. Ingeniería Energética, 2019. **40**(3): p. 192-202.

## Agradecimientos

Al Grupo SSC de Ingeniería Impulsada por Simulación de México por brindar asesoramiento en el software ANSYS.

## Conflicto de Intereses

No existe conflicto de intereses con otras investigaciones.

## Contribución de los autores

**René Misael Arias Hidalgo.** ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9661-1214>

Participó en el diseño de la investigación, la redacción del manuscrito, simulación de los modelos y el análisis experimental.

**José Eduardo Márquez Delgado.** ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8041-5999>

Participó en el diseño de la investigación, la generación de los modelos geométricos de la voluta y el rodamiento y la obtención de los parámetros de funcionamiento.

**Carlos Alberto Trinchet Varela.**

Participó en el diseño de la investigación, la supervisión y redacción del manuscrito.

**Ricardo Lorenzo Ávila Rondón.** ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6730-5739>

Participó en el diseño de la investigación, la supervisión y redacción del manuscrito.