



<https://eqrcode.co/a/63Uonx>

ORIGINAL ARTICLE | ARTÍCULO ORIGINAL

Performance of the Centrifugal Pump of Double Suction using the Computational Fluid Dynamics Method

Desempeño de la bomba centrífuga de doble succión mediante el método de dinámica fluido computacional

Ing. Ignacio David Moreno-Tamayo^I, Dr.C. Alain Ariel de la Rosa-Andino^{II}, MSc. Yusimit Karina Zamora-Hernandez^{III}, Dr.C. Yoandrys Morales-Tamayo^{IV}, MSc. René Misael Arias-Hidalgo^{II}, MSc. Yordanka Aguilera-Corrales^{II}

^IMinisterio de la Industria Alimentaria (MINAL), ASTIGOL, Manzanillo, Granma, Cuba.

^{II}Universidad de Granma, Bayamo, Granma, Cuba.

^{III}Universidad Técnica Estatal de Quevedo. Facultad de Ciencias de la Ingeniería. Dpto. de Ingeniería Mecánica, Quevedo, Los Ríos, Ecuador.

^{IV}Universidad Técnica de Cotopaxi. Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas. Dpto. Ingeniería Electromecánica. Extensión La Maná, Ecuador.

ABSTRACT. Centrifugal pumps of double suction are widely used in industrial and agricultural applications as their flow rate is twice that of single suction pumps with the same impeller diameter. The present work was carried out with the objective of simulating the performance of the double suction centrifugal pump BCP 125-420 by means of the Computational Fluid Dynamics method. For this, the methodological aspects to follow for the simulation and evaluation of the turbo machine operation were established using Computational Fluid Dynamics techniques and ANSYS Workbench software in version 14.5. All of this was done following the methodological recommendations referred in the literature related to the modeling of these devices. Among the main results, there is the value of the height predicted through the simulation and the real height of the pump, with magnitudes of 81,65 and 81,83 mwc, respectively; values that exceeded the 80 mca initially foreseen for the design and that allowed concluding that the error between the real height of the pump and the one obtained through the simulation did not exceed 1%, which indicated the reliability in performance of the BCP 125-420 double suction centrifugal pump under the operation conditions studied.

Keywords: Numerical Simulation, Impeller, Cavitation, Specific Speed, Power.

RESUMEN. Las bombas centrífugas de doble aspiración se utilizan ampliamente en aplicaciones industriales y agrícolas, ya que su caudal es el doble que el de las bombas de aspiración simple con el mismo diámetro de impulsor. El presente trabajo se efectuó con el objetivo de simular mediante el método Dinámica Fluido Computacional el desempeño de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420. Para ello se establecen los aspectos metodológicos a seguir para la simulación y evaluación del funcionamiento de la turbo máquina mediante las técnicas Dinámica Fluido Computacional a través de la utilización del software ANSYS Workbench en su versión 14.5. Todo ello se efectuó siguiendo las recomendaciones metodológicas referidas en la literatura relacionada con la modelación de estos dispositivos. Dentro de los principales resultados destacan el valor de la altura predicha mediante la simulación y altura real de la bomba, con magnitudes de 81,65 y 81,83 mca respectivamente; valores que superan los 80 mca previstos inicialmente para el diseño, concluyéndose que el error entre la altura real de la bomba y la obtenida mediante la simulación no supera el 1%. Dicho resultado indica la fiabilidad en el desempeño de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420 bajo condiciones de explotación.

Palabras clave: Simulación numérica, impelente, cavitación, velocidad específica, potencia.

^I Author for correspondence: Alain Ariel de la Rosa-Andino, e-mail: arosaa@udg.co.cu

Received: 18/09/2020.

Approved: 01/03/2021.

INTRODUCTION

Centrifugal pumps have been used in industrial and domestic applications such as steam power plants, water supply, sewage, drainage or irrigation plants, oil refineries, hydraulic power services and ships (Abo Elyamin *et al.*, 2019). Due to the value of the applications of these turbomachines, they have been subject of investigations aimed at improving their performance. (Domagała & Momeni, 2017; Lorusso *et al.*, 2017; Al-Obaidi, 2019; Lai *et al.*, 2019; Matlakala *et al.*, 2019; Wang *et al.*, 2019; Yousefi *et al.*, 2019)

All these studies have been possible due to the development of high-performance computing means, which has allowed the evolution of a branch of fluid mechanics that through numerical methods such as Computational Fluid Dynamics (CFD), permits solving these physical phenomena in an approximate way to reality (Arias, 2020).

In the above- mentioned investigations, the prototypes studied were virtual, this means that there was an anticipation of the operating results of these centrifugal pumps before manufacturing; that is, at the design stage. This confirms that the Computational Fluid Dynamics (CFD) method is a viable and adequate tool for conducting these investigations, due to its potential to accurately predict experimental results.

Moreno *et al.* (2018), carried out an investigation directed to determine the design parameters of a double suction centrifugal pump to transfer liquids (water and sugar cane juice), in the productive facilities of the sugar sector. With the results obtained it was possible to obtain 2D plans and 3D models, however, it is not possible to evaluate the performance of the pump once it is manufactured due to the lack of a test bank. Therefore, the present work is carried out and aimed to simulate, by means of the Computational Fluid Dynamics method, the performance of the double suction centrifugal pump BCP 125-420.

MATERIALS AND METHODS

Determination of the Ideal, Theoretical and Real Height

Equations 1, 2, 3 and 4 were used to determine the ideal, theoretical and real height. The input data were obtained from the results presented by Moreno *et al.* (2018). The values of these parameters were necessary to be compared with the magnitudes predicted by simulation.

$$H_{\infty} = \frac{1}{g}(U_2 \cdot V_{u2} - U_1 \cdot V_{r1}), \text{ for a pump with radial inlet} \quad (1)$$

Where: U_1 - is the tangential velocity at the impeller inlet in $m \cdot s^{-1}$; V_{u1} - is the input radial velocity in $m \cdot s^{-1}$; U_2 - is the peripheral velocity in $m \cdot s^{-1}$; V_{u2} is the absolute exit velocity in $m \cdot s^{-1}$ and g - is the acceleration of gravity in $m \cdot s^{-2}$.

To determine the theoretical height, expression 2 was used.

$$H_{tz} = \mu \cdot H_{\infty} \quad (2)$$

INTRODUCCIÓN

Las bombas centrífugas se han utilizado en aplicaciones industriales y domésticas, como plantas de energía de vapor, plantas de suministro de agua, alcantarillado, drenaje o riego, refinerías de petróleo, servicios de energía hidráulica y barcos (Abo Elyamin *et al.*, 2019). Y debido a las aplicaciones que presentan estas turbomáquinas, es que las mismas han sido objeto de varias investigaciones que tuvieron la finalidad de mejorar su desempeño (Domagała y Momeni, 2017; Lorusso *et al.*, 2017; Al-Obaidi, 2019; Lai *et al.*, 2019; Matlakala *et al.*, 2019; Wang *et al.*, 2019; Yousefi *et al.*, 2019).

Todos estos estudios han sido posibles debido al desarrollo de medios de cómputo de altas prestaciones, lo cual ha permitido, el desarrollo de una de las ramas de la mecánica de los fluidos (hidromecánica) que a través de los métodos numéricos como lo es el Fluido Dinámica Computacional (CFD), permite resolver estos fenómenos físicos de forma aproximada a la realidad según (Arias, 2020).

En las investigaciones anteriormente mencionadas los prototipos a estudiar son virtuales, esto significa que existirá una anticipación de resultados de funcionamiento de estas bombas centrífugas antes de la fabricación; o sea, en la etapa del diseño. Con ello se corrobora que el método Dinámica Fluido Computacional (CFD) es una herramienta viable y adecuada para la realización de estas investigaciones, debido a su potencial para predecir con exactitud los resultados experimentales.

Moreno *et al.* (2018), efectuaron una investigación que tuvo como objetivo determinar los parámetros de diseño de una bomba centrífuga de doble succión para el trasiego de líquidos (agua y jugo de caña de azúcar), en las instalaciones productivas del sector azucarero. Con los resultados obtenidos fue posible obtener los planos en 2D y los modelos en 3D, sin embargo, no es posible evaluar el desempeño de la bomba una vez que la misma sea fabricada debido a la carencia de banco de ensayo. Por lo anteriormente expuesto se efectúa el presente trabajo, el cual tuvo como objetivo simular mediante el método Dinámica Fluido Computacional el desempeño de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420.

MATERIALES Y MÉTODOS

Determinación de la altura ideal, teórica y real

Para la determinación de la altura ideal, teórica y real se emplearon las ecuaciones 1, 2, 3 y 4. Los datos de entrada se obtuvieron de los resultados expuestos por Moreno *et al.* (2018), y los valores de estos parámetros son necesarios para compararlos con las magnitudes predichas mediante la simulación.

donde: U_1 - es la velocidad tangencial a la entrada del impulsor en $m \cdot s^{-1}$; V_{u1} - es la velocidad radial de entrada en $m \cdot s^{-1}$; U_2 - es la velocidad periférica en $m \cdot s^{-1}$; V_{u2} es la velocidad absoluta de salida en $m \cdot s^{-1}$ y g - es la aceleración de la gravedad en $m \cdot s^{-2}$.

Para la determinación de la altura teórica se utilizó la expresión 2.

$$H_{tz} = \mu \cdot H_{\infty} \quad (2)$$

Where: μ - is the correction coefficient by Stodola expression according to Cherkasski (1986) and H_{∞} - is the ideal height in mwc.

$$\mu = 1 - \frac{U_2}{V_{u2}} \cdot \frac{\pi}{Z} \cdot \text{sen}\beta_2 \quad (3)$$

Equation 4 was used to determine the real height of the pump.

$$H_{bomba} = \eta_h \cdot \mu \cdot H_{\infty} \quad (4)$$

Where: η_h - is the hydraulic performance, which, according to Cherkasski (1986) for modern centrifugal pumps, ranges between 0,8 and 0,96. For the case under study 0,9 was chosen.

Implementation of the Model in the Computational Tool

To develop this numerical analysis, the FluidFlow (CFX) calculation complement (Figure 1) was used, which belongs to ANSYS 14.5 software. By means of this complement it is possible to simulate the aerodynamics of vehicles such as automobiles or airplanes, combustion in engines, fluid in pumps and turbines; as well as studying heat transfer, analyzing chemical reactions, structural behavior caused by winds, hydraulic networks, circuit cooling, risks of fires and explosions.

donde: μ - es el coeficiente de corrección es cuál por la expresión de Stodola según Cherkasski (1986) y H_{∞} - es la altura ideal en mca.

$$\mu = 1 - \frac{U_2}{V_{u2}} \cdot \frac{\pi}{Z} \cdot \text{sen}\beta_2 \quad (3)$$

Para la determinación de la altura real de la bomba se utilizó la ecuación 4.

$$H_{bomba} = \eta_h \cdot \mu \cdot H_{\infty} \quad (4)$$

donde: η_h - es el rendimiento hidráulico el cual según Cherkasski (1986) para la bombas centrífugas modernas oscila entre 0,8 y 0,96. Para el caso en estudio se escogió 0,9.

Implementación del modelo en la herramienta computacional

Para el desarrollo de este análisis numérico se utilizó el complemento de cálculo FluidFlow (CFX) (Figura 1), el cual pertenece al software ANSYS 14.5. Mediante este complemento es posible simular la aerodinámica de vehículos como automóviles o aviones, la combustión en motores, el fluido en bombas y turbinas; así como estudiar la transferencia de calor, analizar reacciones químicas, comportamientos estructurales producto de vientos, redes hidráulicas, refrigeración de circuitos, riesgo de fuegos y explosiones.

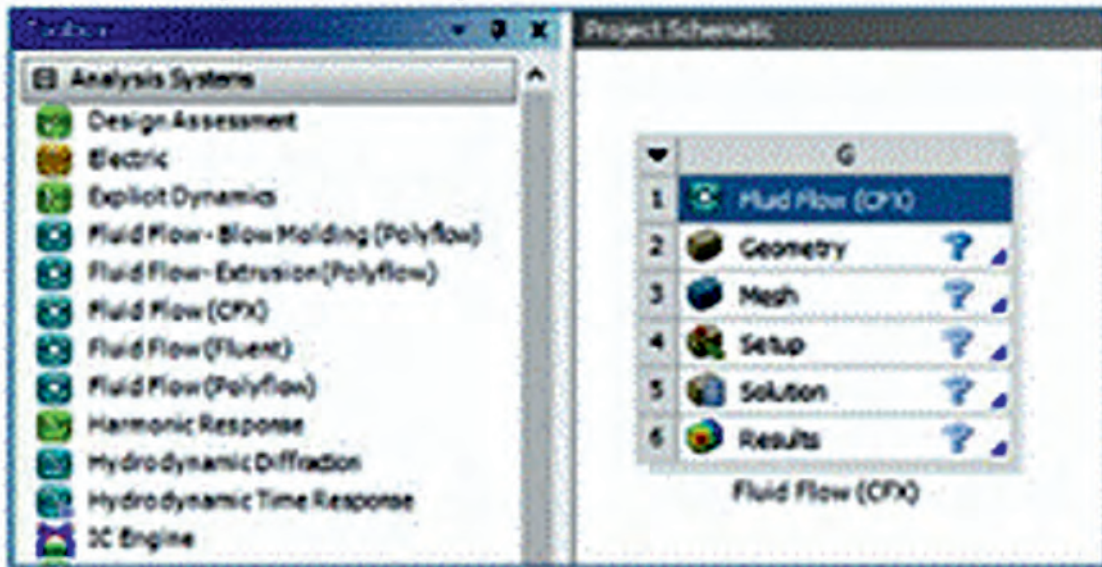


FIGURE 1. FluidFlow calculation plug-in (CFX)

FIGURA 1. Complemento de cálculo FluidFlow (CFX).

The data used for pump simulation are represented in Table 1.

En el caso de la simulación de bombas, los datos empleados para este proceso se representan en la Tabla 1.

TABLE 1. Initial conditions for the simulation
TABLA 1. Condiciones iniciales para la simulación

| Initial Conditions | Value or description |
|--------------------|------------------------|
| Fluid Type | Water |
| Impeller speed | 1750 min ⁻¹ |
| Inlet pressure | 1 atm |

| Initial Conditions | Value or description |
|--------------------|--------------------------------------|
| Flow | 0,041 m ³ s ⁻¹ |
| Fluid temperature | 25°C |
| Heat transfer | Isothermal |

The boundary conditions for inlet and outlet are expressed as mass flow (converting to kg per second is sufficient).

Geometry

The three-dimensional bodies to be analyzed correspond to the volume of liquid contained in the pump: the suction pipe, the impeller, the casing and the discharge pipe. In the Geometry module, belonging to ANSYS, it is possible to generate geometries, although the methods are not very intuitive, so it was necessary to resort the importing of other CAD software.

The model corresponds to the fluid that occupies the interior of the pump, which is taken as the computational domain. Geometry is imported from SolidWorks design software in assembly form. The center of rotation of the impeller coincides with the x-axis (Figure 2).

Las condiciones de contorno para la entrada y la salida se expresan como flujo másico (con convertir a kg por segundo es suficiente).

Geometría

Los cuerpos tridimensionales a analizar corresponden al volumen de líquido contenido en la bomba: la tubería de succión, el rodete, la carcasa y la tubería de descarga. En el módulo Geometría, perteneciente a ANSYS, es posible generar geometrías, aunque los métodos son poco intuitivos, por lo que se recurrió a realizar la importación de otro software CAD.

El modelo se corresponde al fluido que ocupa el interior de la bomba, el cual se toma como dominio computacional. La geometría se importa del software de diseño SolidWorks en forma de ensamble. El centro de rotación del rodete coincide con el eje de las x (Figura 2).

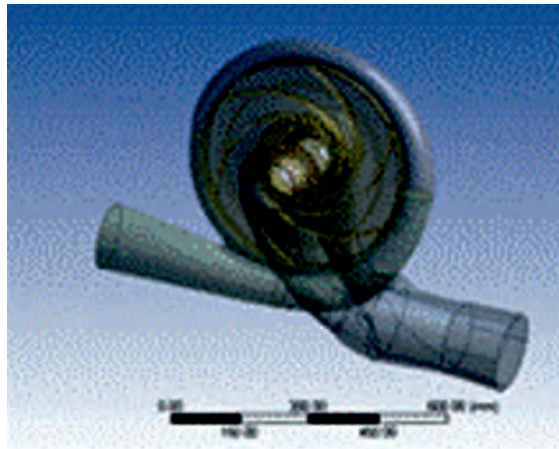


FIGURE 2. Solid imported from SolidWorks.
 FIGURA 2. Sólido importado de SolidWorks.

Consequently, the regions were declared. These are composed of one or more faces, where the boundary conditions are located (input, output and frequency of rotation), contact zones (suction, casing which is composed of suction and discharge, Figure 3a and c, impeller and discharge) and the walls (Figure 3b).

En consecuencia, se declararon las regiones, las cuales están compuestas por una o más caras, donde están ubicadas las condiciones de contorno (entrada, salida y frecuencia de rotación), zonas de contacto (succión, carcasa la cual está compuesta por la succión y la descarga Figura 3 a y c, rodete y descarga) y las paredes (Figura 3b).

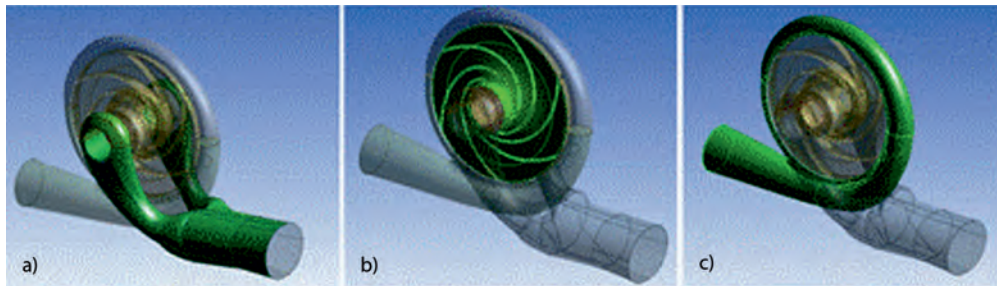


FIGURE 3. Statements of regions. a) Inlet wall. b) Impeller c) Discharge.
 FIGURA 3. Declaraciones de regiones. a) Pared de entrada. b) Rodete c) Descarga.

These are the faces that are declared to locate the boundary conditions (walls, inlet, outlet and regions of rotation). Within the regions of rotation are the impeller blades and discs. The contact areas between bodies (casing outlet-impeller inlet and casing inlet impeller outlet)

As a total result for this model, 11 regions were generated: three in the suction, where the inlet condition, the wall and the contact zone with the housing liquid were located. Five regions were generated for the impeller: front disc, rear disc, blades, inlet and outlet. Three in the casing: inlet, outlet and wall. Finally, three at the discharge: inlet, outlet and wall (Figure 4).

Estas son las caras que se declaran para ubicar las condiciones de contorno (paredes, entrada, salida y regiones de rotación). Dentro de las regiones de rotación están los álabes y los discos del rodete. Las zonas de contacto entre cuerpos (salida de la carcasa-entrada rodete y salida rodete entrada carcasa).

Como resultado total para este modelo se generaron 11 regiones; tres en la succión, donde se ubicaron la condición de entrada, la pared y la zona de contacto con el líquido de la carcasa. Para el rodete se generaron cinco regiones: el disco delantero, el disco trasero, los álabes, la entrada y la salida. En la carcasa tres: la entrada, la salida y la pared. Por último, tres en la descarga: entrada, salida y pared (Figura 4).



FIGURE 4. Faces that are declared to locate the boundary conditions.
 FIGURA 4. Caras que se declaran para ubicar las condiciones de contorno.

Meshing

The quality of meshing is extremely important, since the precision of the results depends on it, as well as the computational time required by the software for the calculation does. Given that ANSYS Workbench software version 14.5 offers several possibilities, the automatic selection of the type of element, size (maximum and minimum), type of transition (fast or slow), types of smoothing at the edges and relevance, among others, were carried out. In this case, an automatic mesh was taken, adapted to the computational capabilities and the geometric complexity. The refinement of the mesh corresponds to the area of the cutter and the blades (Figure 5).

Mallado

En el caso del mallado es de suma importancia la calidad del este proceso, pues de él depende la precisión de los resultados, así como el tiempo computacional que se requiere por el software para el cálculo. El software ANSYS Workbench, en su versión 14.5, ofrece varias posibilidades, pudiéndose efectuar de modo automático, seleccionar el tipo de elemento, tamaño (máximo y mínimo), tipo de transición (rápida o lenta), tipos de suavizado en los bordes, relevancia, entre otros. En este caso se toma un mallado automático, adecuado a las capacidades de cómputo y la complejidad geométrica. El refinamiento del mallado corresponde a la zona de la lengüeta o corta aguas y los álabes (Figura 5).

| | |
|--|-------------------------|
| Physics | |
| Physics Preference | CFD |
| Solver Preference | CFX |
| <input type="checkbox"/> Relevance | 0 |
| Sizing | |
| Use Advanced Size Fun... | On: Curvature |
| Relevance Center | Coarse |
| Initial Size Seed | Active Assembly |
| Smoothing | Medium |
| Transition | Slow |
| Span Angle Center | Fine |
| <input type="checkbox"/> Curvature Normal A... | Default (18.0°) |
| <input type="checkbox"/> Min Size | Default (6.5299e-004 m) |
| <input type="checkbox"/> Max Face Size | Default (6.5299e-002 m) |
| <input type="checkbox"/> Max Size | Default (0.13060 m) |
| <input type="checkbox"/> Growth Rate | Default (1.20) |
| Minimum Edge Length | 1.5879e-003 m |
| Refinement | |
| Patch Conforming Options | |
| Advanced | |
| Defeaturing | |
| Statistics | |
| <input type="checkbox"/> Nodes | 230805 |

FIGURE 5. Mesh configuration for simulation.
 FIGURA 5. Configuración de la malla para la simulación.

For the meshing of geometrically complex elements, as it is the case of the rotor (impeller) and the stator (volute) (Figure 6), an unstructured hexahedral mesh was used. As one of these elements rotates with respect to the other, it was necessary to establish a non-stationary mesh configuration that allows sliding (sliding mesh).

Para el mallado de elementos geoméricamente complejos, tal es el caso del rotor (impelente) y el estator (voluta) (Figura 6), se utilizó una malla hexaédrica no estructurada. Como uno de estos elementos rota con respecto al otro, fue necesario establecer una configuración de malla no estacionaria que permita deslizamientos (slidingmesh).

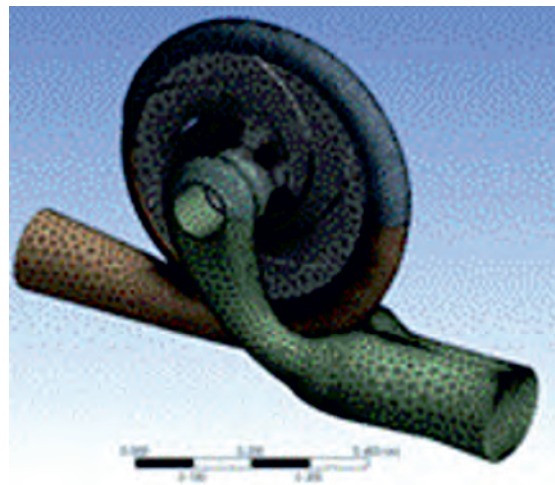


FIGURE 6. Meshing the model for simulation.
 FIGURA 6. Mallado del modelo para la simulación.

In the case of inlet and outlet, a structured non-hexahedral mesh was used. In this way, it was generated a suitable number of elements, which allowed saving computational time without affecting the results (Caraballo *et al.*, 2013; García *et al.*, 2013).

Settings for Pump Simulation

The atmospheric pressure was taken as a reference and, as the conservation of mass must be fulfilled, the inlet and outlet flows had to be the same. A subdomain was declared for the input casing, the impeller and another for the output casing (Figure 7).

En el caso de la entrada y la salida se empleó una malla no hexaédrica estructurada. De este modo se generó un número de elementos adecuados, que permitió el ahorro del tiempo computacional sin afectar los resultados (Caraballo *et al.*, 2013; García *et al.*, 2013).

Configuración para la simulación de la bomba

Se toma como referencia la presión atmosférica. Debe cumplirse la conservación de la masa, por lo que el caudal de entrada y el de salida debe ser el mismo. Se declara un subdominio para la carcasa de entrada, el rodete y otro para la carcasa de salida (Figura 7).

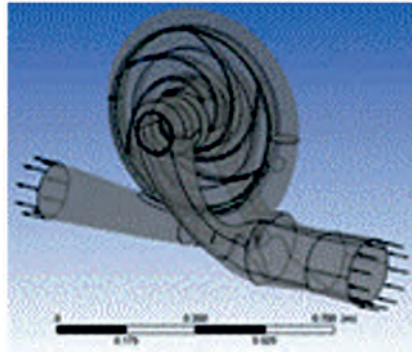


FIGURE 7. Location of pump inlet and outlet conditions.
FIGURA 7. Ubicación de las condiciones de entrada y salida de la bomba.

In all the cases, it was taken into account that the fluid was water, at a temperature of 25 C (isothermal) and that it was a continuous medium. The turbulence model was k-Epsilon which showed a good relationship between the results and the computational consumption.

The casing walls were considered static (stator) as shown in Figure 8 (a) for rotating parts (rotor) at 1750 r.p.m. (Figure 8). For the direction of the rotation frequency, the x-axis was taken as a reference and the right-hand rule was applied.

Para todos se tiene en cuenta que el fluido es agua, a una temperatura de 25 C (isotérmico) y que es un medio continuo. El modelo de turbulencia es k-Epsilon. Este tiene buena relación entre los resultados y el consumo computacional.

Las paredes de la carcasa se consideran estáticas (estator) como se muestra en la Figura 8(a). Para las partes rotatorias (rotor) a 1750 r.p.m. (Figura 8). Para el sentido de la frecuencia de rotación se toma como referencia el eje de las x y se aplica la regla de la mano derecha.

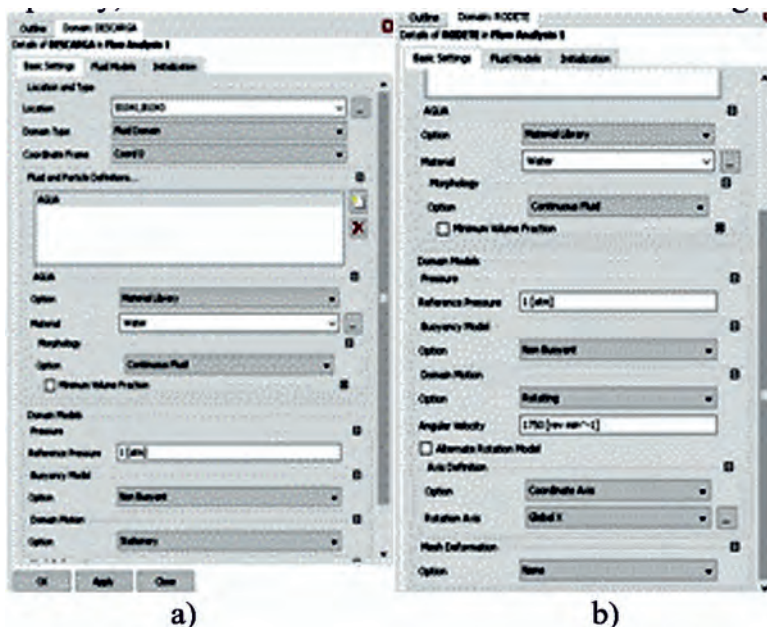


FIGURE 8. Configuration. a) Computational domain of the volute. b) Computational domain of the runner.
FIGURA 8. Configuración. a) Dominio computacional la voluta. b) Dominio computacional del rodete.

When analyzing the turbulence configuration, the configuration was the same for the case of the impeller and the volute (Figure 9).

Al analizar la configuración de turbulencia la configuración es la misma para el caso del rodete y la voluta (Figura 9).

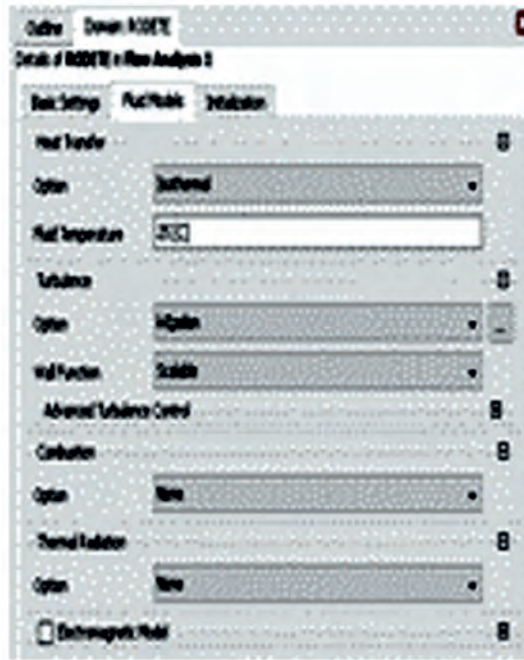


FIGURE 9. Turbulence configuration for the computational domain.
 FIGURA 9. Configuración de turbulencia para el dominio computacional.

In order to find reliability in the simulation, it was established that the mean square root of the residuals (RMS) was 10^{-4} , as it can be observed in Figure 10.

Con el objetivo de buscar fiabilidad en la simulación, se establece, que la raíz cuadrada media de los residuos (RMS) es de 10^{-4} , como se puede observar en la Figura 10.

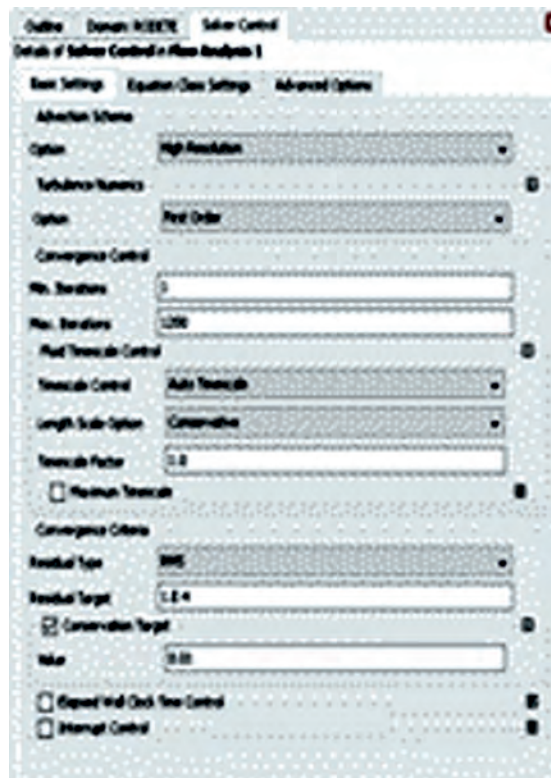


FIGURE 10. Configuration for model reliability.
 FIGURA 10. Configuración para la fiabilidad del modelo.

Running the Calculation

To execute the calculation, it was necessary to specify, in the window provided by the software, some data that would depend on the features offered by the computer (Figure 11).

Ejecución del cálculo

Para la ejecución del cálculo, es necesario precisar en la ventana que nos brinda el software algunos datos que dependerán de las prestaciones que ofrece el ordenador a utilizar (Figura 11).

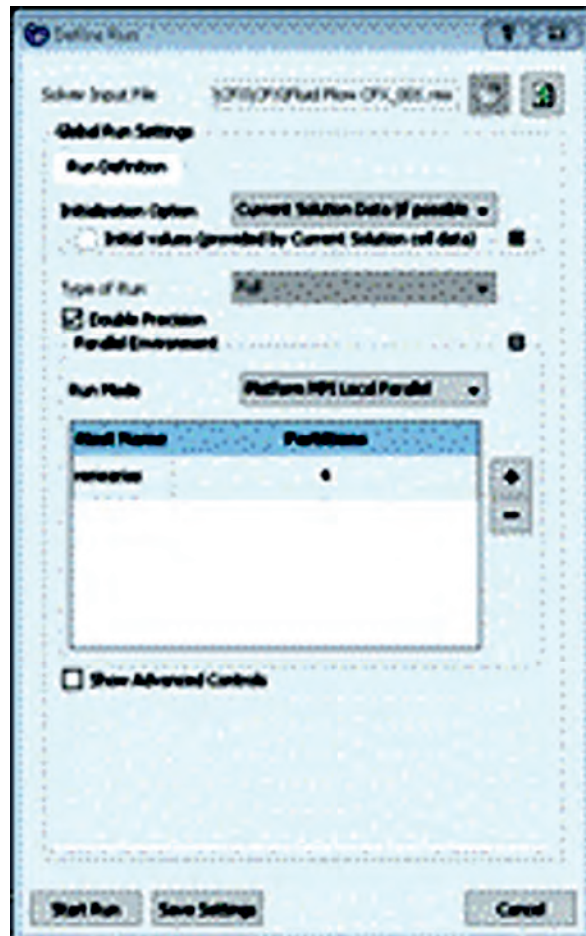


FIGURE 11. Computer configuration to run the model
 FIGURA 11. Configuración del ordenador para correr el modelo

Method of Calculation of the Height Generated by the Pump

This height was determined by the mathematical Expression 1 Chakraborty & Pandey (2011) and was carried out in order to check if the height of the pump, once the simulation was carried out, agreed or was close to the desired one.

$$H = \frac{P_{outlet} - P_{inlet}}{\rho \cdot g} \quad (5)$$

Where: H- is the height generated by the pump; P outlet: is the pressure at the pump outlet, P inlet - is the pressure at the pump inlet, ρ- is the density of water kg m⁻³ and g- is the acceleration of gravity in m s⁻².

Method for Determining the Error in Predictions

To determine the forecasting errors, the distance and error methods were used between the forecast (or modeled) values and the experimental results.

Método de cálculo de la altura generada por la bomba

Esta altura será determinada por la expresión matemática 1 según Chakraborty y Pandey (2011) y se efectuará con la finalidad de comprobar si la altura de la bomba, una vez efectuada la simulación, concuerda o se aproxima a la deseada.

$$H = \frac{P_{outlet} - P_{inlet}}{\rho \cdot g} \quad (5)$$

Donde: H- es la altura generada por la bomba; P salida: es la presión a la salida de la bomba, P entrada - es la presión en la entrada de la bomba, ρ- es la densidad del agua kg m⁻³ y g- es la aceleración de la gravedad en m s⁻².

Método para la determinación del error en las predicciones

Para determinación de los errores de pronóstico, se emplearon los métodos, de distancia y error, entre los valores de pronóstico (o modelados) y los resultados experimentales.

Errors were determined as:

$$Error = \frac{V_{APD} - V_{PRE}}{V_{PRE}} \cdot 100 \quad (6)$$

Where: V_{APD} - is the analytical value for the design and V_{PRE} - is the predicted value by means of simulation.

Cavitation Coefficient Calculation Method

For the determination of this cavitation coefficient, the methodologies recommended by Mataix (1986) were followed. Where the values of the pressure at the inlet of the volute were taken as references for the calculation of this coefficient (Iannetti *et al.*, 2016), the saturation pressure of the steam (P_v) which for the case under study was water, the water density (ρ) and fluid velocity (V) as related by Equation 3.

$$\sigma = \frac{P_s - P_v}{0,5 * \rho * v^2} \quad (7)$$

RESULTS AND DISCUSSION

Results of Ideal, Theoretical and Real Pump Heights

The ideal height of the pump (H_{100}) (under study is 123,27 mwc; the theoretical height (Htz) for a certain number of blades ($Z=5$) is 90,973 mwc and the real height (H_{pump}) is 81,83 mwc. All the values obtained exceed the 80 mwc predicted by Moreno *et al.* (2018) for the determination of the design parameters.

Analysis of the Behavior of Velocities and Pressures

In order to determine the incidence of the geometric parameters on the operation of the double suction centrifugal pump, the values of the velocities and pressures at the inlet and outlet of the turbomachine were taken. In this way, it was possible to determine the height of the fluid generated by the pump. The distribution of the velocity values in the suction pipe is more homogeneous than in the discharge pipe because the fluid exiting the impeller at high velocities impacts the reed and changes direction abruptly and causes turbulence, recirculation, as shown in the graph of Figure 12a.

Los errores se determinaron del modo siguiente:

$$Error = \frac{V_{APD} - V_{PRE}}{V_{PRE}} \cdot 100 \quad (6)$$

Donde: V_{APD} - es el valor antico para el diseño y V_{PRE} - es el valor predicho mediante la simulación.

Método de cculo del coeficiente de cavitación

Para la determinación de este coeficiente de cavitación se siguieron las recomendaciones metodológicas expuestas por Mataix (1986). Donde se toman como referencias para el cculo de este coeficiente los valores de la presión en la entrada de la voluta (Iannetti *et al.*, 2016), la presión de saturación del vapor (P_v) que para caso en estudio es el agua, la densidad del agua (ρ) y la velocidad de fluido (V) como lo relaciona la ecuación 3.

$$\sigma = \frac{P_s - P_v}{0,5 * \rho * v^2} \quad (7)$$

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Resultados de las alturas ideal, teórica y real de la bomba

La altura ideal de la bomba (objeto de estudio es de 123,27 mca; la altura teórica para un determinado número de alabes ($Z=5$) es de 90,973 mca y la altura real es 81,83 mca. Todos los valores obtenidos superan los 80 mca previstos por Moreno *et al.* (2018), para la determinación de los parámetros de diseño.

Análisis del comportamiento de las velocidades y presiones

Con el objetivo de determinar la incidencia de los parámetros geométricos sobre el funcionamiento de la bomba centrífuga de doble succión, se tomaron los valores de las velocidades y presiones a la entrada y la salida de dicha turbomáquina. De este modo fue posible determinar la altura del fluido generada por la bomba. La distribución de los valores de las velocidades en la tubería de succión es más homogénea que en la de descarga porque el fluido que sale del rodete a altas velocidades impacta con la lengüeta y cambia de dirección bruscamente y provoca turbulencias, recirculaciones, como se muestra en la gráfica de la Figura 12a.

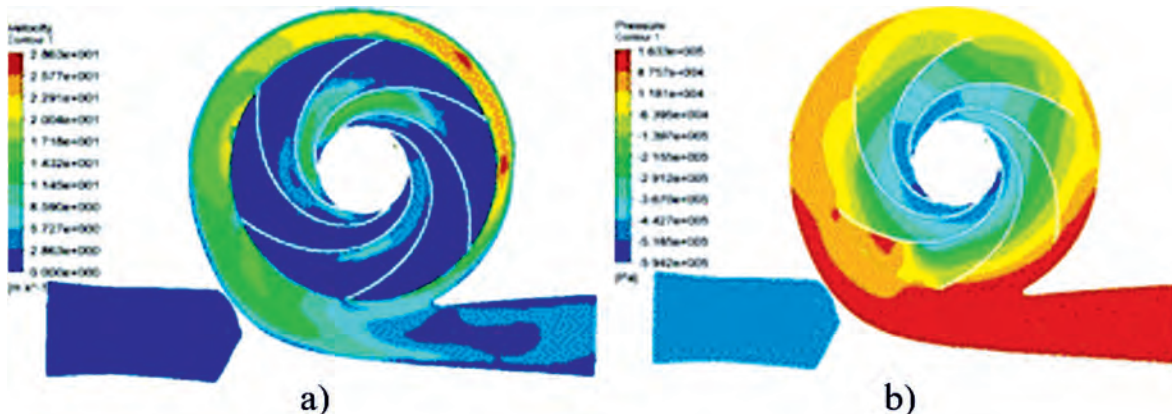


FIGURE 12. Distributions in the pump of velocities a) and pressures b)
 FIGURA 12. Distribuciones en la bomba de las velocidades a) y presiones b).

In the case of pressures, it is evident that there is a marked difference in their values. Finding the smallest magnitudes in the center of the impeller, being greater in the periphery of it (Figure 12b). This denotes that the principle of operation of the pump is fulfilled, where the kinetic energy of the fluid is converted into pressure energy.

The previous results agree with those reported by Arias (2020); Chakraborty & Pandey (2011); Zhang *et al.* (2014) regarding the principle of operation of a double suction centrifugal pump. The first ones of these authors carried out a numerical study on the effect of variations in the number of blades on the performance of a centrifugal pump at 4,000 r min⁻¹. The second ones carried out the optimization of the design of a double suction centrifugal pump using multi-objective optimization techniques and the subsequent simulation of the behavior of the pump by varying the shape of the impeller cover. And the third one optimized the operation of single suction radial centrifugal pumps, by varying geometric parameters using the response surface methodology and computational fluid dynamics. All these authors found these same trends regarding the behavior of velocities and pressures.

Zhang *et al.* (2014), however, reported that the pressure and velocities distributions are not symmetrical due to the volute, while both change periodically with the continuous rotation of the impeller.

These same parameters (speeds and pressures) are subsequently analyzed, but in the impeller of the pump under study. This verification is carried out in this machine element because Mataix (1984) refers that the exchange of mechanical energy between a fluid in a turbomachine is only verified in the impeller, since the remaining organs of the machine through which the fluid circulates are merely conduits or merely transformers of one form of energy, that the fluid already possesses, in another. Therefore, the energy exchange is verified in a mutual way (action and reaction) between the walls of the blades and the fluid.

The results of the parameters mentioned above (speed and pressure) can be observed in Figure 13. In the case of speeds, it is observed that their values in the fluid increase as the distance from the axis of the rotation towards the outer diameter of the impeller is greater (Figure 13a). On the other hand, as a result of the action of the existing friction between the surface of the impeller and the fluid, it is observed that the lowest velocity values are found in the walls of the impeller.

Para el caso de las presiones, se evidencia que existe una marcada diferencia de sus valores, encontrándose las menores magnitudes en el centro del rodete y siendo mayores en la periferia del mismo (Figura 12b). Esto denota que se cumple el principio de funcionamiento de la bomba, donde se convierte la energía cinética del fluido en energía de presión.

Los anteriores resultados concuerdan con los referidos por Arias (2020); Chakraborty y Pandey (2011); Zhang *et al.* (2014) en cuando al principio de funcionamiento de una bomba de centrífuga de doble succión. De los referidos autores, los primeros realizaron un estudio numérico sobre efecto de las variaciones del número de álabes en el desempeño de una bomba a centrífuga a 4 000 r min⁻¹. Los segundos efectuaron la optimización del diseño de una bomba centrífuga de doble succión mediante las técnicas de optimización multiobjetivo y la posterior simulación del comportamiento de la bomba, variando la forma de la cubierta del impulsor. Y el tercero optimizó el funcionamiento de bombas centrífugas radiales de simple succión mediante la variación de parámetros geométricos, empleando la metodología por superficie de respuesta y dinámica de fluidos computacional. Todos estos autores encontraron estas mismas tendencias en cuanto al comportamiento de las velocidades y presiones. Aunque Zhang *et al.* (2014) refieren que las distribuciones de presión y velocidad no son simétricas a causa de la voluta, mientras que ambas cambian periódicamente con la rotación continua del impulsor.

Posteriormente se analizan estos mismos parámetros (velocidades y presiones) pero en el rodete de la bomba objeto de estudio. Esta verificación se efectúa en este elemento de máquina debido a que Mataix (1984), refiere que el intercambio de energía mecánica entre un fluido en una turbomáquina se verifica únicamente en el impelente, pues los restantes órganos de la máquina por donde circula el fluido son meramente conductos o meramente transformadores de una forma de energía que ya posee el fluido en otra. Por lo que el intercambio de energía se verifica de una forma mutua (acción y reacción) entre las paredes de los álabes y el fluido.

Los resultados de estos parámetros mencionados anteriormente (velocidad y presión), se aprecian en la Figura 13. Para el caso de las velocidades se observa que los valores de la misma en el fluido incrementan en la medida que es mayor la distancia desde el eje de rotación hacia el diámetro exterior del rodete (figura 13 a). Por otro lado, producto a la acción de la fricción existente entre la superficie del rodete y el fluido se aprecian que los menores valores de velocidad se encuentran en paredes del rodete.

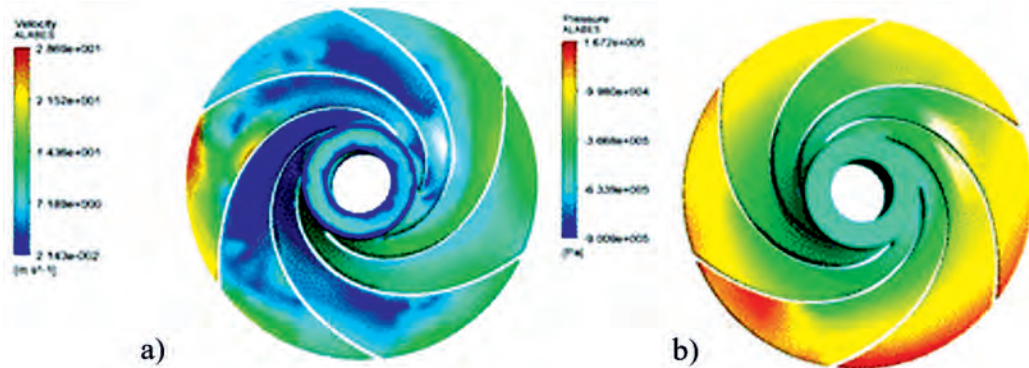


FIGURE 13. Distribution in the impeller of speeds a) and pressures b).
 FIGURA 13. Distribución en el rodete de las velocidades a) y las presiones b).

In the case of pressure, the minimum values are found in the impeller's suction zone and the highest in the discharge zone, with magnitudes of $5,24 \cdot 10^5$ and $1,67 \cdot 10^5$ Pa. As for the blades, the minimum values are in the convex zone and the highest in the concave zone (Figure 13b). Overall, in terms of the trend of the results, they coincide with those reported by Zhang *et al.* (2014); Ding *et al.* (2019) and Arias (2020).

Analysis and Verification of the Height Generated by the Pump

Once the analysis of simulation of the pump operation was carried out, it was verified by means of Equation 1, that, when it is manufactured and put into operation, it will guarantee the value of the lifting height (H) for which it was designed. The results obtained from the prediction show a value of 81,65 mwc, magnitude that exceeds the expected 80 mwc, once the parameters for its design were determined by analytical calculations and that is close to the magnitude that the real height of the pump (H_{pump}) showed that is 81,87 mwc. It was obtained an error between the elevation height (H) predicted in the design stage and the elevation height predicted by simulation (H_{pred}) of 2,02%. On the other hand, the error between the lift height (H) predicted in the design stage and the lift height predicted by simulation (H_{pred}) was 2,28%. And the error between the actual pump height (H_{bpump}) and the elevation height predicted by simulation (H_{pred}) did not reach 1% with a value of 0,29%. These results indicate that the performance of the pump will be adequate once it is manufactured and put into operation.

Cavitation Coefficient Analysis

In centrifugal pumps, the phenomenon of cavitation deteriorates the impeller and blades, shortening their useful life and increasing maintenance and operating costs. To demonstrate the effectiveness of the proposed technique, test benches are used to generate cavitation by throttling the low-pressure valve that feeds the centrifugal pump, as is the case in the research carried out by Albáñez *et al.* (2016); although numerical methods such as Computational Fluid Dynamics (CFD) can also be used (Shojaeefard *et al.*, 2012; Shah *et al.*, 2013).

To determine the cavitation behavior, the cavitation coefficient was used (σ), which yielded a value of 1.05, and it was determined by the data obtained through the simulation results.

When comparing the value of this coefficient, with that referred to by Mataix (1986), it can be affirmed that the pump under study complies with the work and operation requirements of this type of pump (Figure 14). Because the magnitude of this coefficient ($\sigma=1,05$) and the specific speed ($Ve=680$) are within the permissible range for this type of pumps.

The validation of this result by means of the numerical method used indicates that the most prone zones to a phase change are the areas near the center of the impeller and the convex region of the blade (Figure 15).

Para el caso de la presión, los mínimos valores se encuentran en la zona de succión del rodete y los mayores en la zona de descarga, con magnitudes de $5,24 \cdot 10^5$ y $1,67 \cdot 10^5$ Pa. En cuanto a los álabes los valores mínimos se encuentran en la zona convexa y los mayores en la zona cóncava (Figura 13 b). De forma global en cuanto a la tendencia de los resultados coinciden con los reportados por Zhang *et al.* (2014); Ding *et al.* (2019) y Arias (2020).

Análisis y comprobación de la altura generada por la bomba

Efectuado el análisis de la simulación del funcionamiento de la bomba, se comprobó mediante la ecuación 1, que la misma garantizará cuando sea fabricada y puesta en explotación el valor en cuanto a la altura de elevación (H), para la cual fue concebida; ya que los resultados emanados de la predicción arrojan un valor de 81,65 mca, magnitud que supera los 80 mca previstos, una vez que se determinaron los parámetros para su diseño mediante los cálculos analíticos y que se acerca a la magnitud que arroja la altura real de la bomba (H_{bomba}) que de 81,87 mca; se obtuvo un error entre la altura de elevación (H) prevista en la etapa de diseño y la altura de elevación predicha mediante la simulación (H_{pred}) es igual a 2,02 %. Por otro lado, el error entre la altura de elevación (H) prevista en la etapa de diseño y la altura de elevación predicha mediante la simulación (H_{pred}) es de 2,28 %. Y el error la altura real de la bomba (H_{bomba}) y la altura de elevación predicha mediante la simulación (H_{pred}) no alcanza el 1 % con un valor de 0,29 %. Estos resultados indican que el desempeño de la bomba será adecuado una vez que se fabrique y se ponga en explotación.

Análisis del coeficiente de cavitación

En las bombas centrífugas el fenómeno de cavitación, deteriora el impulsor y los álabes, acortando su vida útil y aumentando los costos de mantenimiento y operación. Para demostrar la efectividad de la técnica propuesta, se utilizan bancos de pruebas que permite generar cavitación mediante la estrangulación de la válvula de baja presión que alimenta a la bomba centrífuga como lo es caso de la investigación efectuada por Albáñez *et al.* (2016). Aunque también se pueden utilizar los métodos numéricos como lo es el Dinámica Fluido Computacional (DFC) (Shojaeefard *et al.*, 2012; Shah *et al.*, 2013).

En nuestro caso para determinar el comportamiento de la cavitación utilizamos el coeficiente de cavitación (σ), el cual arrojó un valor de 1,05 y fue determinado mediante los resultados que se obtuvieron mediante la simulación.

Al comparar el valor de este coeficiente, con lo referido por Mataix (1986), se puede afirmar que la bomba objeto estudio cumple con los requisitos de trabajo y funcionamiento de este tipo de bomba (Figura 14). Debido al que la magnitud de este coeficiente ($\sigma=1,05$) y la velocidad específica ($Ve=680$) se encuentran dentro del rango permisible para este tipo de bombas.

La validación de este resultado mediante el método numérico utilizado indica que las zonas más propensas a donde ocurra un cambio de fase son las zonas cercanas al centro del rodete y la región convexa del álabe (Figura 15).

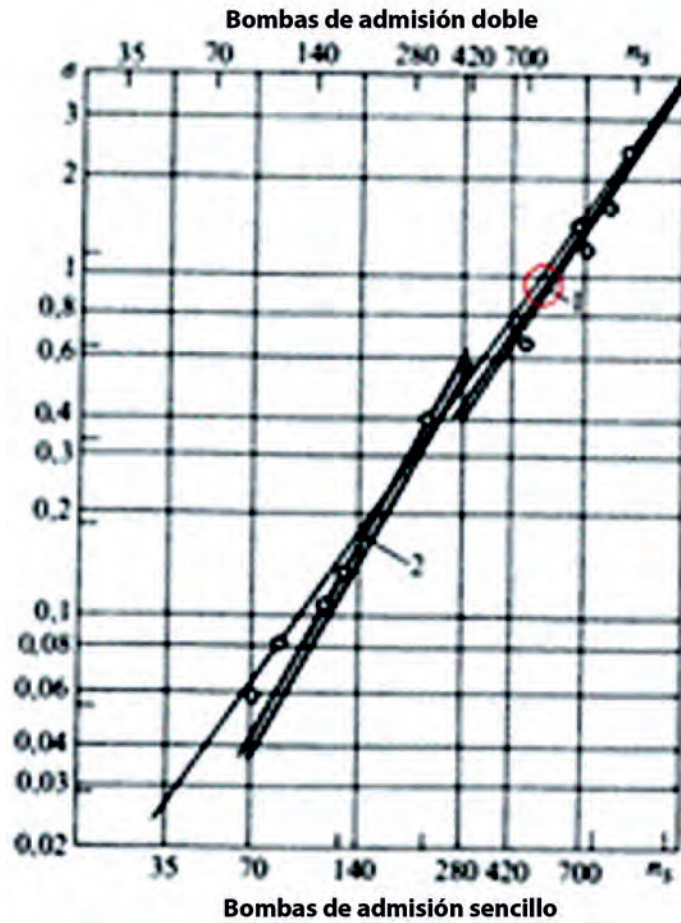


FIGURE 14. Coefficient of cavitation of the pump as a function of the specific speed. 1. Single intake pumps. 2. Double intake pumps. Source: Mataix (1986).
 FIGURA 14. Coeficiente de cavitación de la bomba en función de la velocidad específica. 1. Bombas de admisión simple. 2. Bombas de admisión doble.
 Fuente: Mataix (1986).

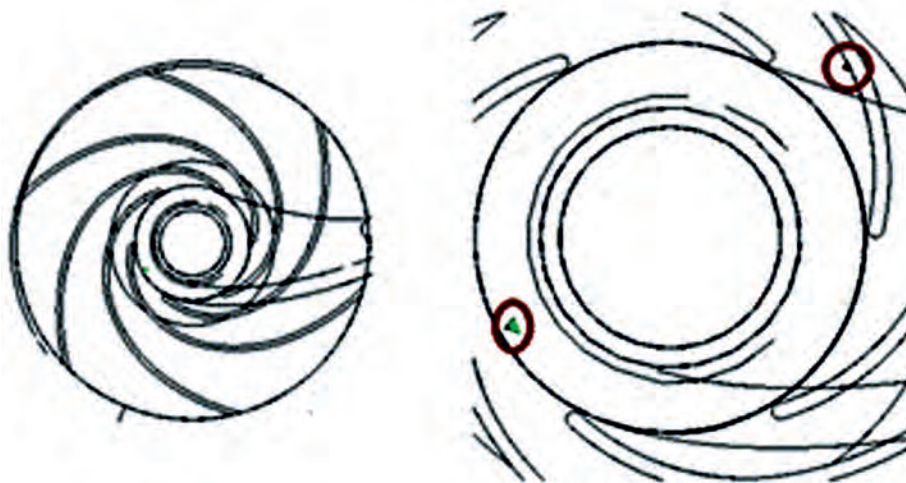


FIGURE 15. Areas prone to cavitation.
 FIGURA 15. Zonas propensas a que ocurra la cavitación.

Result that agrees with those reported by Ding *et al.* (2019), when investigating the influence of the blade exit angle on the performance of the centrifugal pump with high specific speed, as is the case of the double suction centrifugal pump BCP 125-420.

Resultado que concuerda con los referidos por Ding *et al.* (2019), al investigar la influencia del ángulo de salida de álabes en el rendimiento de la bomba centrífuga con alta velocidad específica, como lo es el caso de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420.

The previous results indicate that the operation of the double suction centrifugal pump under investigation will be adequate, where the effects of cavitation will be minimal.

Validation of Simulation Results

It is shown in Figures 16 and 17, that the law of conservation of mass, energy and momentum is fulfilled. The inlet and outlet flows were the same during the simulation of the operation of the double suction centrifugal pump, but with different signs. In addition, the difference in the conservation law between suction and discharge should not be greater than 1%.

Los resultados anteriores nos indican que el funcionamiento de la bomba centrífuga de doble succión objeto de la investigación será adecuado, donde los efectos de la cavitación serán mínimos.

Validación de los resultados de la simulación

En las Figuras 16 y 17 se aprecia que se cumple con la ley de conservación de la masa, la energía y la cantidad de movimiento. Pues durante la simulación del funcionamiento de la bomba centrífuga de doble succión, los caudales de entrada y salida son iguales, pero con signos diferentes. Además de que las diferencias de la ley de conservación entre la succión y la descarga no deben ser mayores al 1%.

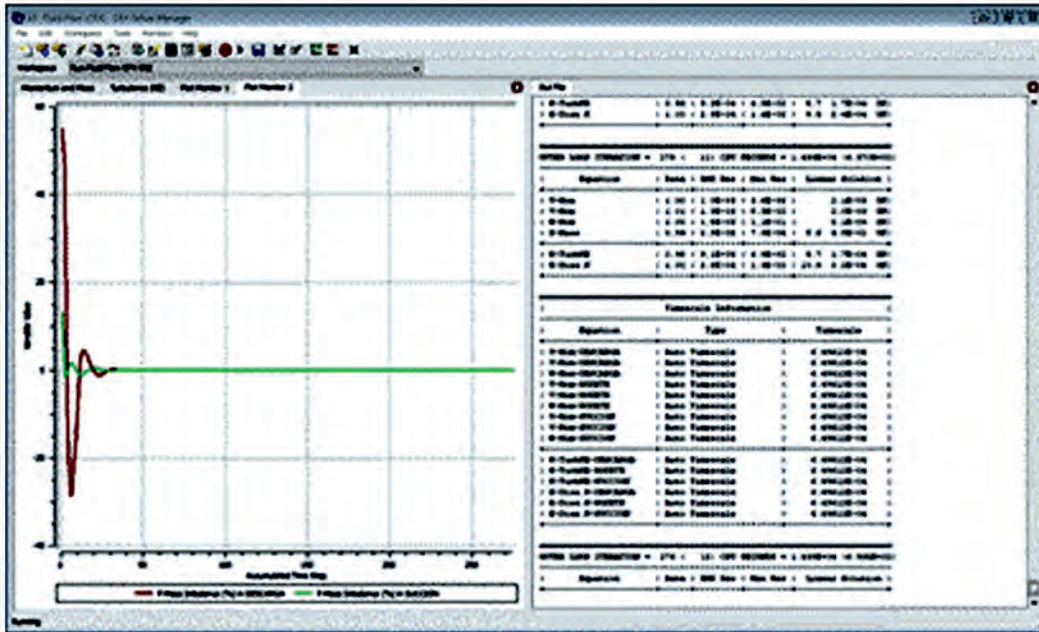


FIGURE 16. Convergence of the residuals.
 FIGURA 16. Convergencia de los residuos.

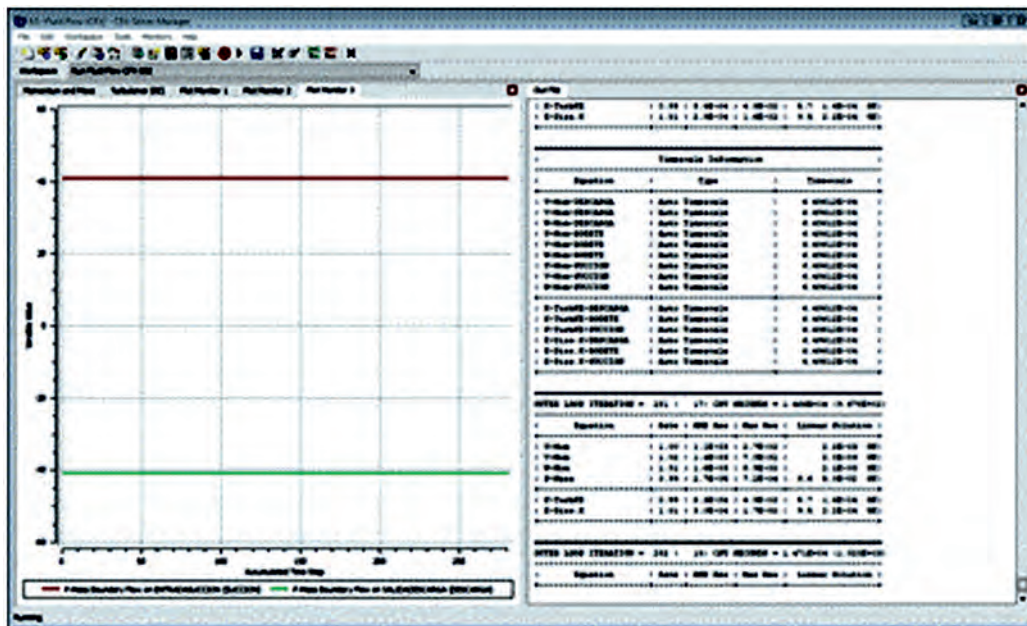


FIGURE 17. Convergence of mass, energy, and motion.
 FIGURA 17. Convergencia de la masa, la energía y el movimiento.

CONCLUSIONS

- The simulation of the performance of the BCP 125-420 double suction centrifugal pump in the ANSYS Workbench program allowed obtaining the values of the generated height and the cavitation coefficient, confirming that the operation of this machine will be adequate once it is manufactured. The values achieved were lifting height of 81.63 mwc and cavitation coefficient of 1,05.
- The magnitude of the error between the real height of the pump and that obtained through the simulation did not exceed 1%, a result that indicates the reliability of performance of the BCP 125-420 double suction centrifugal pump under the operation conditions studied.

CONCLUSIONES

- La simulación del desempeño de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420 en el programa ANSYS Workbench permitió la obtención de los valores de la altura generada y el coeficiente de cavitación, corroborándose que el funcionamiento de esta máquina será adecuado una vez que la misma sea fabricada y lográndose una altura de elevación de 81,63 mca y coeficiente de cavitación de 1,05.
- La magnitud del error entre la altura real de la bomba y la obtenida mediante la simulación no supera el 1 %, resultado que indica la fiabilidad en desempeño de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420 bajo condiciones de explotación.

REFERENCES

- ABO ELYAMIN, G. R. H.; M. A. BASSILY; K. Y. KHALIL y M. S. GOMAA: "Effect of impeller blades number on the performance of a centrifugal pump", *Alexandria Engineering Journal*, 58(1): 39-48, 2019.
- AL-OBAIDI, A. R.: "Investigation of effect of pump rotational speed on performance and detection of cavitation within a centrifugal pump using vibration analysis", *Heliyon*, 5(6): e01910, 2019.
- ALBÁNEZ, E.; J. RENGIFO y A. BUENO: "Diagnóstico de cavitación en bombas centrífugas mediante técnicas espectrales no invasivas": 2016.
- ARIAS, H. R. M.: *Optimización del diseño de bombas centrífugas radiales empleando la metodología de superficie de respuesta. Tesis presentada en opción al título académico de máster en diseño y fabricación asistidos por computadora*, 80pp., Centro de estudios. Diseño y fabricación asistido por computadora CAD/CAM, Universidad de Holguín, Holguín, 2020.
- CARABALLO, V. G. A.; Z. N. MONTEVIDEO y T. A. D. DUARTE: "Análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga", *Revista Ingeniería de la UC*, 20(2): 39-51, 2013.
- CHAKRABORTY, S. y K. PANDEY: "Numerical Studies on Effects of Blade Number Variations on Performance of Centrifugal Pumps at 4000 RPM", *International Journal of Engineering and Technology*, 3: 410-416, 2011.
- CHERKASSKI, V. M.: *Bombas, ventiladores, compresores*, Ed. Mir. Moscú, Moscú, 1986.
- DING, H.; Z. LI; X. GONG y G. LI: "The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed", *Vacuum*, 159: 239-246, 2019.
- DOMAGAŁA, M. y H. MOMENI: "CFD simulation of cavitation over water turbine hydrofoils", *Technical Transactions*, 9: 159-164, 2017.
- GARCÍA, G. C. G.; A. E. MIRASSO; M. A. STORTI y T. M. E.: "Estudio numérico de la interacción rotor estator en el difusor de una bomba", *Asociación Argentina de Mecánica Computacional*, XXXII: 1155-1168, 2013.
- IANNETTI, A.; M. STICKLAND y W. DEMPSTER: "A CFD and experimental study on cavitation in positive displacement pumps: Benefits and drawbacks of the 'full' cavitation model", *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 10: 57-71, 2016.
- LAI, F.; X. ZHU; G. LI; L. ZHU y F. WANG: "Numerical Research on the Energy Loss of a Single-Stage Centrifugal Pump with Different Vaned Diffuser Outlet Diameters", *Energy Procedia*, 158: 5523-5528, 2019.
- LORUSSO, M.; T. CAPURSO; M. TORRESI; B. FORTUNATO; F. FORNARELLI; S. M. CAMPOREALE y R. MONTERISO: "Efficient CFD evaluation of the NPSH for centrifugal pumps", *Energy Procedia*, 126: 778-785, 2017.
- MATAIX, C.: *Turbomáquinas Hidráulicas* Tercera Edición ed, Madrid, 1984.
- : *Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, Ed. Ediciones del Castillo, S.A, Segunda Edición ed, España, 1986.
- MATLAKALA, M. E.; D. V. V. KALLON; S. P. SIMELANE y P. M. MASHININI: "Impact of Design Parameters on the Performance of Centrifugal Pumps", *Procedia Manufacturing*, 35: 197-206, 2019.
- MORENO, T. I. D.; M. E. CAUSA; A. A. A. DE LA ROSA y C. Y. AGUILERA: "Parámetros de bomba centrífuga de doble succión para la industria azucarera", *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 27(2): 1-11, 2018.
- SHAH, S. R.; S. V. JAIN; R. N. PATEL y V. J. LAKHERA: "CFD for Centrifugal Pumps: A Review of the State-of-the-Art", *Procedia Engineering*, 51: 715-720, 2013.
- SHOJAEEFARD, M. H.; M. TAHANI; M. B. EHGAGHI; M. A. FALLAHIAN y M. BEGLARI: "Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid", *Computers & Fluids*, 60: 61-70, 2012.
- WANG, W.; M. K. OSMAN; J. PEI; X. GAN y T. YIN: "Artificial Neural Networks Approach for a Multi-Objective Cavitation Optimization Design in a Double-Suction Centrifugal Pump", *Processes*, 7: 2019.
- YOUSEFI, H.; Y. NOOROLLAHI; M. TAHANI; R. FAHIMI y S. SAREMIAN: "Numerical simulation for obtaining optimal impeller's blade parameters of a centrifugal pump for high-viscosity fluid pumping", *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 34: 16-26, 2019.
- ZHANG, Y.; J. WU; Y. ZHANG y L. CHEN: "Design Optimization of Centrifugal Pump Using Radial Basis Function Metamodels", *Advances in Mechanical Engineering*: 2014.

Ignacio David Moreno-Tamayo, Especialista, ASTIGOL, MINAL, Carretera Ciudad Pesquera, Código Postal 87510, Provincia Granma, Manzanillo, Cuba, e-mail: inamorenot@gmail.com ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-9789-3356>

Alain Ariel de la Rosa-Andino, Prof. Titular, Universidad de Granma, Facultad de Ciencias Técnicas, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Carretera a Manzanillo, km 17 ½, Peralejo, Apartado 21, Bayamo, M. N. Código Postal 85149, Provincia Granma, Cuba, e-mail: arosaa@udg.co.cu ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-6593-8583>

Yusimit Karina Zamora-Hernandez, Prof. Universidad Técnica Estatal de Quevedo, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Quevedo, Los Ríos, Ecuador, e-mail: hernandez.yzamorah@uteq.edu.ec ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-0112-01061>

Yoandrys Morales-Tamayo, Prof. Universidad Técnica de Cotopaxi, Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas, Dpto. Ingeniería Electromecánica, Extensión La Maná, Ecuador, e-mail: tamaño.yoandrys.morales@uteq.edu.ec ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-7456-1490>

René Misael Arias-Hidalgo, Prof. Instructor, Universidad de Granma, Facultad de Ciencias Técnicas, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Carretera a Manzanillo, Provincia Granma, Cuba, e-mail: rariash@udg.co.cu ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-9661-1214>

Yordanka Aguilera-Corrales, Prof. Asistente, Universidad de Granma, Facultad de Humanidades, Manzanillo, Granma, Cuba, e-mail: yaguilerac@udg.co.cu ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-8553-7613>

The authors of this work declare no conflict of interests.

This item is under license Reconocimiento-NoComercial de Creative Commons 4.0 Internacional (CC BY-NC 4.0).

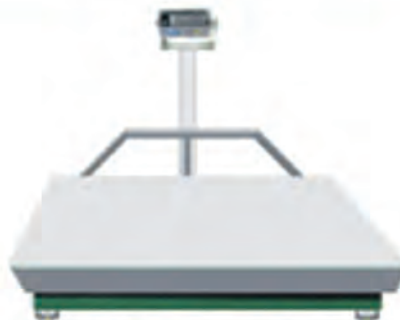
The mention of trademarks of specific equipment, instruments or materials is for identification purposes, there being no promotional commitment in relation to them, neither by the authors nor by the publisher.



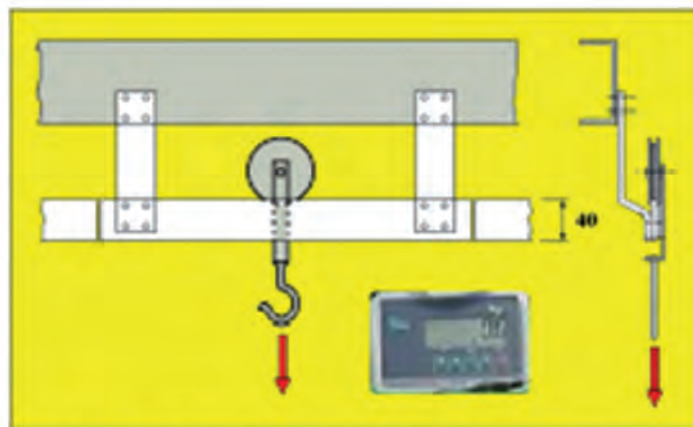
BÁSCULAS ELECTRÓNICAS PARA LA GANADERÍA Y OTROS USOS



**PESA PARA PRODUCTOS
CEMA-TED 150 P**



**PESA PARA ALMACEN
CEMA-TED 300 A**



PESA PARA LINEA DE MATADERO CEMA-TED 300 G