

Optimización del comportamiento de flujo en un impulsor centrífugo radial mediante el rediseño del borde de ataque

Optimization of flow behavior in a radial centrifugal impeller by redesigning the leading edge

Carlos A. Juárez-Navarro^{id a,*}, Jesús E. Rivera-López^{id a}, José L. Arciniega-Martínez^{id a}, José L. López-Aguado-Montes^{id a}

^a Academia de Hidráulica, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Azcapotzalco, 02250, Ciudad de México, Azcapotzalco, México.

Resumen

Este estudio investiga la mejora del comportamiento del flujo en un impulsor centrífugo radial mediante el rediseño del borde de ataque del álabe. Utilizando técnicas avanzadas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), se analizaron tres configuraciones distintas de borde de ataque para evaluar su impacto en la eficiencia y el rendimiento del impulsor. El diseño del impulsor fue llevado a cabo en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Azcapotzalco. El análisis reveló que el borde de ataque original no alcanzó la altura de presión proyectada, debido a una recirculación que afectó negativamente la transferencia de momento y la elevación de presión. En contraste, la implementación de un borde de ataque redondeado mejoró significativamente la distribución de la presión y la eficiencia del flujo, reduciendo la recirculación indeseada. Los resultados indican que el diseño geométrico del borde de ataque es un factor crucial para optimizar el rendimiento del impulsor, y la configuración redondeada demostró ser la más eficiente en términos de estabilidad operativa y aumento de presión. Este estudio proporciona una base para el diseño de impulsores más eficientes.

Palabras Clave: Impulsor, Centrífugo, Borde de ataque, Diseño, Eficiencia.

Abstract

This study investigates the improvement of flow behavior in a radial centrifugal impeller through the redesign of the blade's leading edge. Using advanced Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques, three different leading-edge configurations were analyzed to evaluate their impact on the impeller's efficiency and performance. The impeller design was carried out at the Higher School of Mechanical and Electrical Engineering, Azcapotzalco Unit. The analysis revealed that the original leading edge did not achieve the projected pressure height due to recirculation, which negatively affected the momentum transfer and pressure elevation. In contrast, the implementation of a rounded leading edge significantly improved pressure distribution and flow efficiency, reducing undesirable recirculation. The results indicate that the geometric design of the leading edge is a crucial factor in optimizing impeller performance, with the rounded configuration proving to be the most efficient in terms of operational stability and pressure increase. This study provides a foundation for the design of more efficient impellers.

Keywords: Impeller, Centrifugal, Leading Edge, Design, Efficiency.

1. Introducción

La optimización del comportamiento de flujo en los impulsores centrífugos radiales es crucial para mejorar la eficiencia y la estabilidad operativa de las bombas centrífugas, ampliamente utilizadas en diversas aplicaciones industriales. Una de las estrategias más efectivas para lograr dicha optimización es el rediseño del borde de ataque de las palas del impulsor. El borde de ataque, siendo el primer punto de

contacto con el flujo, juega un papel determinante en la formación de patrones de flujo interno y en la mitigación de fenómenos indeseables como la separación del flujo y las vibraciones inducidas.

Recientes estudios han demostrado que la modificación de la geometría del borde de ataque puede influir significativamente en la reducción de la cavitación y en la mejora del rendimiento bajo condiciones de carga parcial (Visser, 2001), (Rudinger, 1978), (Luo *et al.*, 2020), (Huo and

*Autor para la correspondencia: cjuarezna@ipn.mx

Correo electrónico: cjuarezna@ipn.mx (Carlos Alfonso Juárez-Navarro), jriveral@ipn.mx (Jesús Eduardo Rivera-López), jarciniega@ipn.mx (José Luis Arciniega-Martínez), jlopezamo@ipn.mx (José Luis López-Aguado-Montes).

Historial del manuscrito: recibido el 04/07/2024, última versión-revisada recibida el 02/09/2024, aceptado el 29/08/2024, publicado el 30/11/2024. DOI: <https://doi.org/10.29057/icbi.v12iEspecial4.13367>



Zha, 2023). Por ejemplo, la comparación de bordes de ataque de diferentes formas, como redondeados, elípticos, y en punta, ha revelado variaciones sustanciales en la distribución de la presión, la energía cinética turbulenta y el ruido inducido por el flujo dentro del impulsor (Huo and Zha, 2023), (Kaewnai et al., 2009), (Tuzson, 2000).

Además, la implementación de técnicas de simulación numérica avanzada ha permitido evaluar con mayor precisión el impacto de estos rediseños en el flujo interno de las bombas. Estas simulaciones no solo ayudan a predecir el comportamiento del flujo bajo diversas condiciones operativas, sino que también facilitan la identificación de configuraciones de diseño que pueden optimizar el rendimiento general del sistema (Huo and Zha, 2023), (Kaewnai et al., 2009), (Tian et al., 2023).

En este artículo, se explora el efecto del rediseño del borde de ataque en el comportamiento del flujo en un impulsor centrífugo radial. A través de un enfoque combinado de simulaciones numéricas y pruebas experimentales, se busca identificar las configuraciones de borde de ataque que ofrecen la mejor combinación de eficiencia y estabilidad operativa. Los resultados obtenidos proporcionarán una base sólida para el diseño de impulsores más eficientes y robustos, contribuyendo así al avance de las tecnologías de turbomaquinaria.

2. Geometría del Impulsor

El impulsor transfiere energía al fluido y es el componente principal y único elemento rotativo de la bomba. Los parámetros de diseño del impulsor analizado en este trabajo son: velocidad angular de 1750 rpm, carga de 25 m y caudal de 0.0095 m³/s, para una velocidad específica de 0.2926. Los ángulos de entrada y salida del impulsor son 63° y 65° respectivamente. El espesor del álabe al inicio se consideró de 0.003175 m (1/8 in) y termina con un espesor de 0.0055625 m (7/32 in). El canal de flujo tiene un espesor de 0.00635 m. El diámetro del ojo del impulsor es de 0.03175 m y el diámetro exterior es de 0.23495 m. La Figura 1 muestra una descripción más clara del diseño del impulsor.

(Rudinger, 1978) y (Tuzson, 2000) describen una metodología precisa para el diseño de impulsores centrífugos. La metodología se enfoca en varios aspectos clave:

- **Determinación de Parámetros de Diseño:** Define las condiciones de operación, como la velocidad específica, el caudal y la altura de carga. Estos parámetros son fundamentales para el diseño inicial del impulsor.
- **Artículos de revisión:** aquellos que presenten un estudio bibliográfico de discusión y análisis exhaustivos de información publicada acerca de un tópico específico.
- **Cálculo de Dimensiones Principales:** Utiliza fórmulas empíricas y teóricas para calcular las dimensiones principales del impulsor, incluyendo el diámetro del impulsor, el ancho del canal y los ángulos de entrada y salida de los álbes.

- **Diseño del Perfil de los Álbes:** Emplea métodos geométricos para diseñar el perfil de los álbes, optimizando los ángulos de entrada y salida para minimizar las pérdidas hidráulicas y mejorar la eficiencia del flujo.
- **Evaluación del Rendimiento:** Utiliza coeficientes de rendimiento y relaciones de velocidad para evaluar y ajustar el diseño del impulsor, asegurando que cumpla con los requisitos de rendimiento esperados.

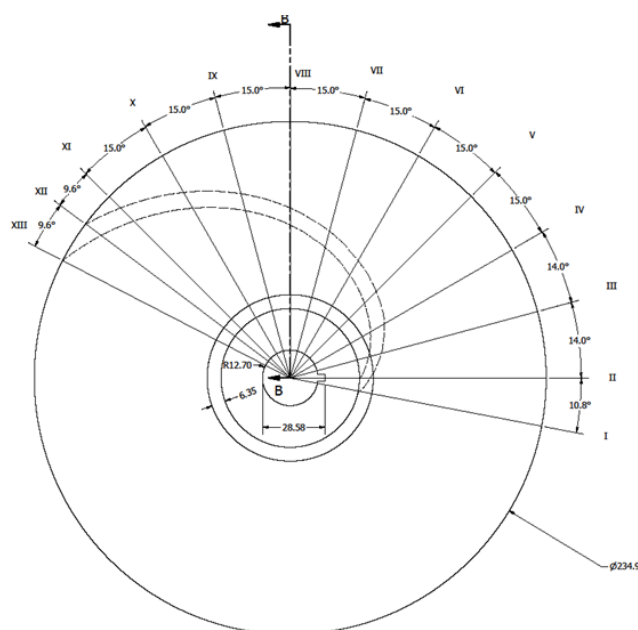


Figura 1: Geometría del Impulsor.

La metodología de John Tuzson, a través de modelos matemáticos y coeficientes, puede generar la curva de comportamiento hidráulico global del impulsor. Esta curva de comportamiento es útil para obtener los parámetros a utilizar como condiciones de frontera (ver Figura 2) (Rudinger, 1978), (Wislicenus, 1965).

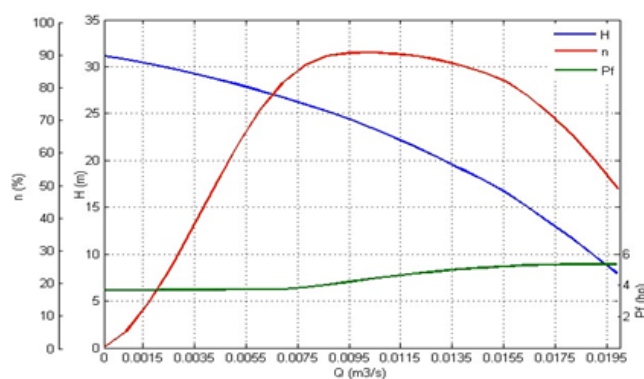


Figura 2: Curva de Comportamiento Teórica del Impulsor.

3. Experimento Numérico

El experimento numérico se conformó de un ciclo con retroalimentación de cuatro pasos:

1. Generación del dibujo y malla.

2. Simulación en Fluent en 2D.
3. Análisis de curvas de comportamiento y resultados.
4. Modificación de la geometría del álabe.

Este ciclo se muestra en la Figura 3. Utilizando CFD, como se describe en el estudio de Kaewnai, Chamaoot y Wongwises (2009), se pueden predecir con precisión las características de rendimiento del impulsor de flujo radial (Kaewnai *et al.*, 2009). También como se describe en el estudio de Visser (2001), se pueden predecir con precisión las características de rendimiento del impulsor y analizar fenómenos como la cavitación y el cabezal de las bombas centrífugas (Visser, 2001).

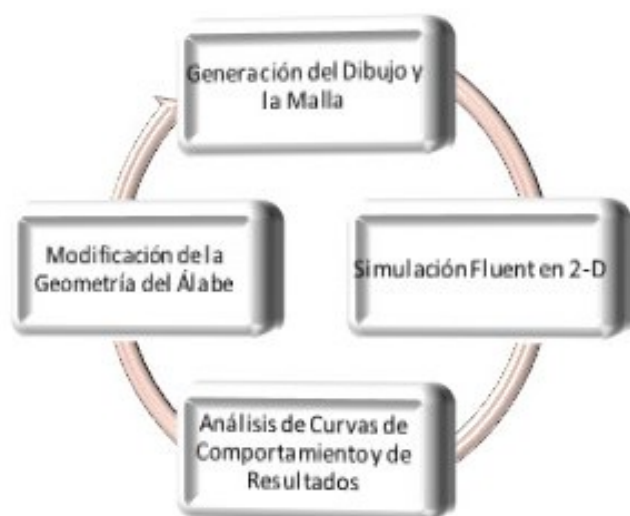


Figura 3: Ciclo del Experimento Numérico.

4. Generación de la Malla

En este trabajo se analiza principalmente el comportamiento del flujo en el álabe, y la geometría del impulsor es principalmente radial. Las mallas se hicieron en 2D con el software Gambit para efectuar el análisis. Se analizaron tres configuraciones diferentes de bordes de ataque. La Figura 4 muestra la geometría base de mallado utilizada para los tres bordes de ataque.

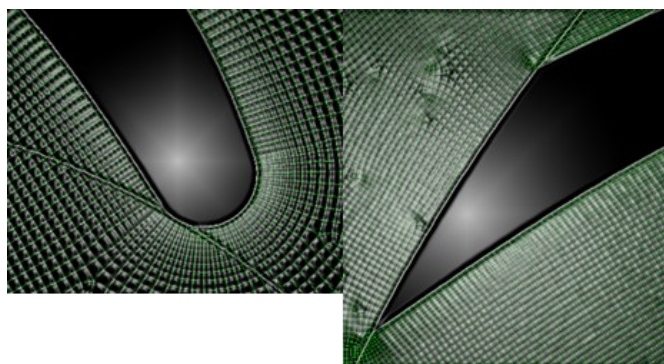


Figura 4. Geometría base de mallado para las configuraciones de borde de ataque.

La geometría base presentada en la Figura 4 se aplicó consistentemente en todas las configuraciones para asegurar

que cualquier variación en los resultados se debiera exclusivamente al rediseño del borde de ataque y no a diferencias en el mallado. En el lado izquierdo de la figura se muestra el borde de ataque mientras que en el lado derecho se muestra el borde de salida.

Se generaron dos superficies de control para poder evaluar las velocidades y presiones, en la entrada y salida del impulsor. La superficie en el ojo del impulsor es de 31 mm, mientras que la superficie en el borde de salida es de 117 mm. La malla es estructurada y se puede observar un tratamiento de capa límite en los álabes con un valor de 0.1 mm y un crecimiento logarítmico de 1.1 para tener un espesor de 2.39 mm. El tamaño de la malla es de 414,404 elementos con 409,916 nodos. Cada elemento de la malla tiene un tamaño promedio de lado de 0.4 mm con una calidad de sesgo de 0.75 en el peor elemento.

5. Condiciones de Frontera y Especificación del Fluido

Existen varias opciones para definir las condiciones de frontera en las partes a través de las cuales entra o sale el fluido del dominio computacional. Estas se clasifican generalmente como condiciones que especifican la velocidad (entrada o salida de velocidad) o condiciones que especifican la presión (entrada o salida de presión). En una entrada de velocidad, se especifica la velocidad del flujo entrante a lo largo de la cara de admisión. Si se están resolviendo las ecuaciones de energía o turbulencia del flujo entrante, también se deben especificar las condiciones correspondientes.

En este trabajo, la condición de frontera de superficie sólida se utilizó solamente en los álabes del impulsor. Se empleó la opción de "Moving Wall" de forma rotacional ("Rotational"), ajustada a una velocidad de 1750 rpm en sentido horario. La pared sólida de aluminio se modeló con un factor de rugosidad constante de 0.5 sin deslizamiento.

Se analizaron diferentes velocidades de flujo de entrada, variando el flujo másico de entrada y, por lo tanto, el flujo volumétrico. Las velocidades de entrada oscilaron entre 13.65 m/s y 27.29 m/s, obteniendo velocidades de 7.35 m/s a 16.45 m/s en la punta del álabe. Las condiciones de turbulencia en la entrada se establecieron con un nivel de turbulencia del 10% y un diámetro hidráulico de 4. Cabe señalar que no todas las velocidades se pudieron probar en todos los álabes debido a dos condiciones:

1. Al disminuir el flujo másico en el impulsor, el comportamiento del flujo se aleja del punto de máxima eficiencia hacia un punto donde predominan las recirculaciones tanto en la entrada como en la salida del impulsor, provocando recirculación de flujo y evitando que la solución en las fronteras de entrada y salida converja.
2. El incremento de presión en las curvas de comportamiento cae a cero antes de alcanzar la velocidad máxima, haciendo que las soluciones a partir de estas velocidades sean irreales.

El análisis inicial se centró en el borde de ataque original. Esta configuración no logró alcanzar la altura de presión proyectada y presentó problemas de recirculación. Para

abordar estos problemas, se implementó un borde de ataque redondeado. Los resultados obtenidos con esta nueva configuración mostraron mejoras significativas en la distribución de la presión y la eficiencia del flujo.

En una salida de presión, el fluido sale del dominio computacional. En esta condición de frontera se especifica la presión estática a lo largo de la cara de salida y las propiedades de turbulencia. La presión no se especifica en la entrada de velocidad, sino que se resuelve mediante el método numérico, ya que la presión y la velocidad se acoplan en la ecuación de movimiento. De manera similar, la velocidad no se especifica en una salida de presión, sino que se ajusta automáticamente para coincidir con el resto del campo de flujo.

En este trabajo se utilizó la condición de salida de presión (pressure outlet), fijando la presión en 200,000 Pa. Esto permitió que la presión en la succión variara de acuerdo al campo de velocidades, evitando presiones negativas en la succión y, por lo tanto, la cavitación. Esta presión se definió a partir del punto de diseño establecido, cuya presión máxima mostrada es de 27 m en el punto de eficiencia máxima, lo que significa que si el impulsor alcanzara esa diferencia de presión (270,000 Pa), la presión absoluta en la succión sería de 31,325 Pa, por encima de la presión de vapor (2,658 Pa).

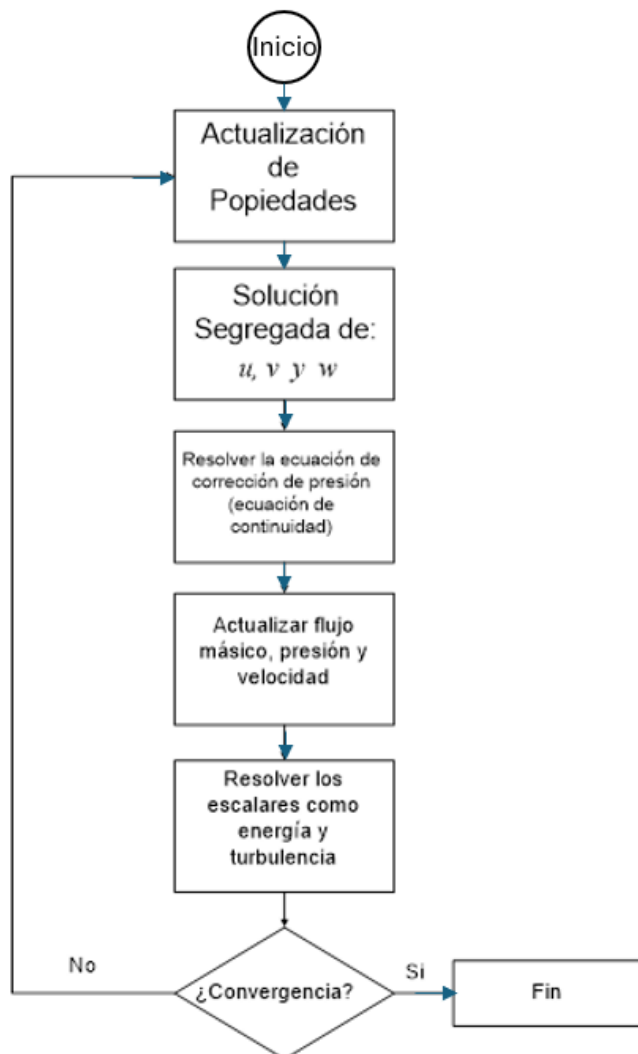


Figura 5: Diagrama de Flujo del Método de Solución Segregada.

6. Métodos de Solución

Se utiliza el método de "solución segregada de presión" (Pressure-based segregated) con una formulación "implícita". Puesto que el fenómeno no es transitorio, se utiliza el régimen permanente. La solución primero se corre en las caras de cada celda para después correr el programa con solución en el nodo. La solución "Pressure-based segregated" usa un algoritmo donde las ecuaciones que gobiernan el fenómeno son resueltas secuencialmente. Debido a que las ecuaciones gobernantes no son lineales y están acopladas, es necesario realizar un bucle iterativo para alcanzar un criterio de convergencia (Wislicenus, 1965), (Gulich, 2008).

En el algoritmo de solución segregada, las ecuaciones gobernantes individuales para la solución de las variables (en este caso: u, v, w, p, k y ϵ) son resueltas una después de otra. Cada ecuación gobernante, mientras está siendo resuelta, se "desacopla" o es "segregada" de las otras ecuaciones.

Los pasos del algoritmo de solución segregada se muestran en el diagrama de flujo de la Figura 5. El algoritmo de solución segregada es eficiente en términos de memoria, ya que las ecuaciones discretizadas necesitan ser almacenadas en la memoria solo una vez. Sin embargo, la convergencia de la solución es relativamente lenta, puesto que las ecuaciones son resueltas de manera desacoplada.

7. Curvas de Comportamiento y Análisis de Resultados

La parametrización adimensional es particularmente útil en el diseño y ejecución de experimentos. Debido a que las características de las bombas se determinan numérica y experimentalmente, es de esperar que la parametrización adimensional y las consideraciones de semejanza sean útiles en el estudio y documentación de estas características. J. F. Gülich propone para el estudio en CFD las características de flujo más importantes tales como (Gulich, 2008): densidad (ρ), la presión total (P_{tot}), presión estática (P_{stat}) y velocidades tangenciales C_{2t} y C_{1t} a la salida y entrada del impulsor respectivamente; con respecto a la velocidad periférica de salida U_2 y a la entrada U_1 (involucrando así las características geométricas del radio exterior r_2 e interior del impulsor r_1 con la velocidad de giro ω y la densidad, involucrando las características del fluido (Visser, 2001), (Kaewnai et al., 2009), (Gulich, 2008).

Así, la parametrización adimensional para el estudio en CFD será:

- Incremento de la presión estática en el impulsor:

$$\psi_p = \frac{2(P_{2stat} - P_{1stat})}{\rho U_2^2}. \quad (1)$$

- Incremento de la altura teórica:

$$\psi_{th} = 2 \left(\frac{U_2 C_{t2} - U_1 C_{t1}}{U_2^2} \right). \quad (2)$$

- Incremento de la presión total:

$$\psi_{La} = \frac{2(P_{2tot} - P_{1tot})}{\rho U_2^2}. \quad (3)$$

Combinando las ecuaciones anteriores, es posible determinar las pérdidas hidráulicas en el impulsor y la eficiencia:

$$\xi_{La} = \psi_{th} - \psi_{La}, \quad (4)$$

$$\eta_h = \frac{\psi_{La}}{\psi_{th}}. \quad (5)$$

De acuerdo con estas ecuaciones, se evalúa el incremento de energía del impulsor con los diferentes bordes de ataque. Esto se hace a través de los coeficientes de presión total y estática, comparándolos contra el coeficiente de presión teórico, evaluando así las pérdidas hidráulicas de cada impulsor y, por lo tanto, su eficiencia.

La Figura 6 muestra las curvas de comportamiento de los coeficientes de presión total, presión estática, pérdidas y eficiencia contra el flujo normalizado con base al flujo de diseño (0.0095 m³/s). La eficiencia máxima desarrollada se encuentra a un flujo 1.2 veces mayor que el flujo de diseño, es decir 0.0114 m³/s, siendo la eficiencia máxima de 87.5%. En este punto, el coeficiente de presión total es de 0.62 (14.72 m), mientras que el coeficiente de presión estática es de 0.56 (13.33 m). El coeficiente de pérdidas en este punto es de 0.089 (2.11 m).

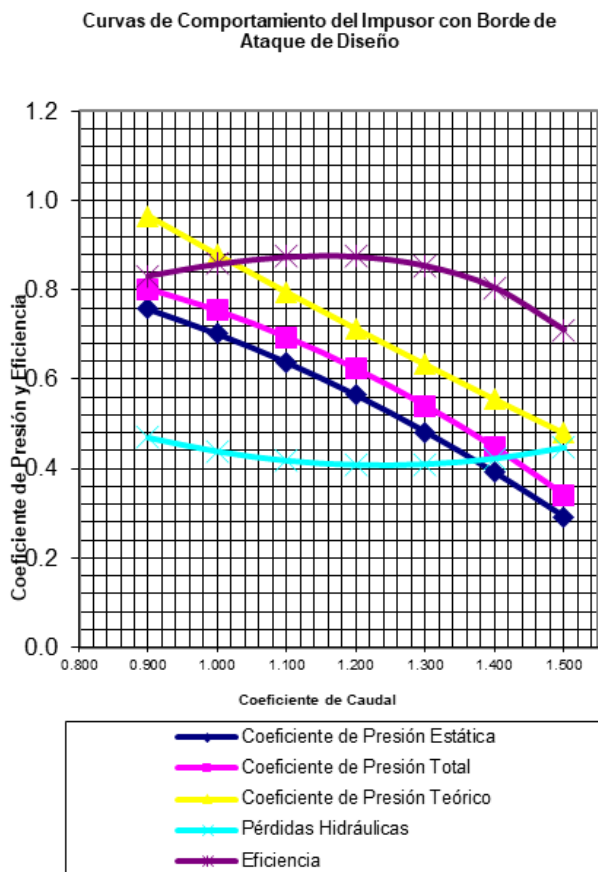


Figura 6: Curvas de Comportamiento del Diseño Original.

El comportamiento deseado del flujo de diseño no se obtuvo, ya que el borde de ataque original no logró la altura de presión proyectada de 24.5 m, alcanzando solamente 17.81 m. Además, la curva de altura de presión cae súbitamente. Este último comportamiento fue estudiado por B. Neumann (Benner *et al.*, 1997), quien indica una alta probabilidad de una pérdida de incidencia en el borde de ataque de los álabes.

Para solucionar esto, se hicieron modificaciones en el borde de ataque y fueron analizados por líneas de corriente, líneas fluidas, rotalpia y contornos de presión.

8. Líneas de Corriente

El borde de ataque afecta directamente el comportamiento de la velocidad (su dirección, sentido y magnitud) en la entrada del impulsor. Una de las técnicas más utilizadas para analizar el comportamiento de la velocidad son las líneas de corriente. Una línea de corriente es una curva que, en todas partes, es tangente al vector velocidad local instantáneo. Las líneas de corriente son útiles como indicadores de la dirección instantánea del movimiento del fluido en todo el campo de flujo.

En este estudio se analizan las líneas de corriente relativas, es decir, el código numérico de CFD de Fluent es capaz de calcular (y trazar) las líneas de corriente en un marco de referencia relativo, en este caso, al movimiento del impulsor. La Figura 7 muestra las líneas de corriente en los diferentes bordes de ataque analizados en este trabajo.

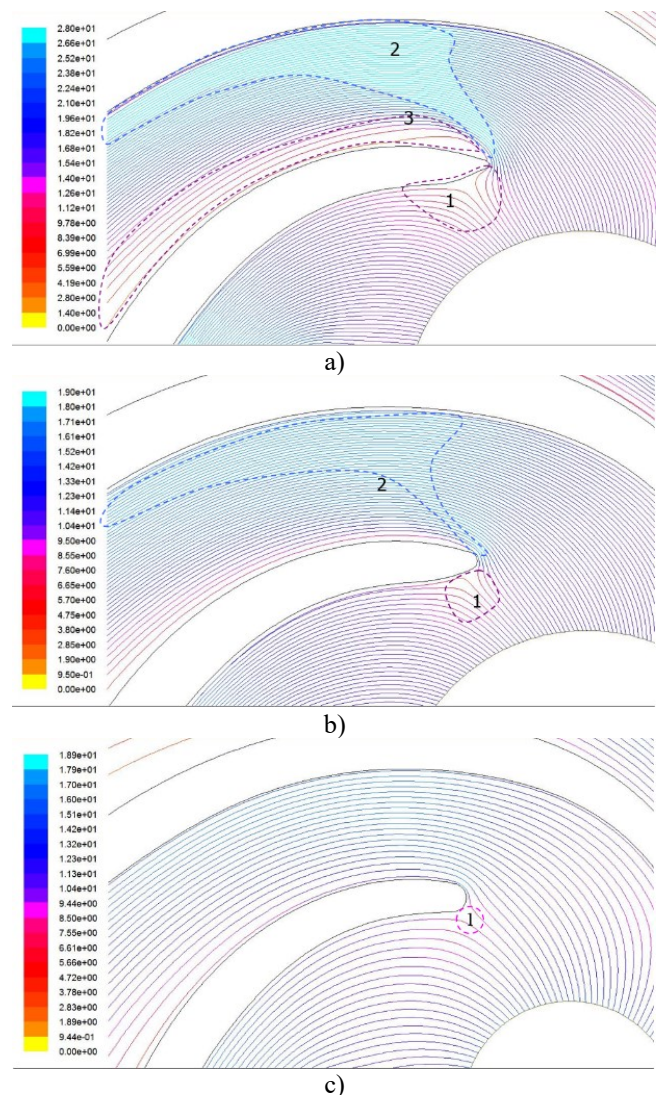


Figura 7: Líneas de Corriente en los Diferentes Bordes de Ataque del Impulsor.

En la Figura 7 se muestran las líneas de corriente en cada borde de ataque a un flujo de 0.0095 m³/s (flujo de diseño), donde se pueden observar diferentes zonas del campo de velocidades:

- Zona 1: Al inicio del borde de ataque hay una zona de estancamiento que crea una región de baja velocidad. Esta zona varía en tamaño, siendo más pequeña con el borde de ataque redondeado (Figura 7c), lo que permite una mejor entrada de flujo con este diseño.
- Zona 2: Esta es una zona de alta velocidad relativa en comparación con todo el campo de flujo. En el borde de ataque original (Figura 7a), esta zona es grande, llegando hasta el lado de succión del siguiente álabe y continuando corriente abajo. Lo mismo se observa con el borde de ataque de la Figura 7b. En la Figura 7c (borde de ataque redondeado), esta zona casi desaparece, resultando en una magnitud de velocidad más uniforme en todo el álabe.
- Zona 3: En esta zona no existe ninguna línea de corriente, lo que indica la probabilidad de recirculación. Esta zona está claramente marcada en la Figura 7a y se extiende corriente abajo. En la Figura 7b, esta zona casi ha desaparecido, sugiriendo la posibilidad de recirculación en flujos mayores al de diseño. En la Figura 7c, esta zona ha desaparecido, lo que indica un mejor comportamiento del álabe en la entrada de flujo.

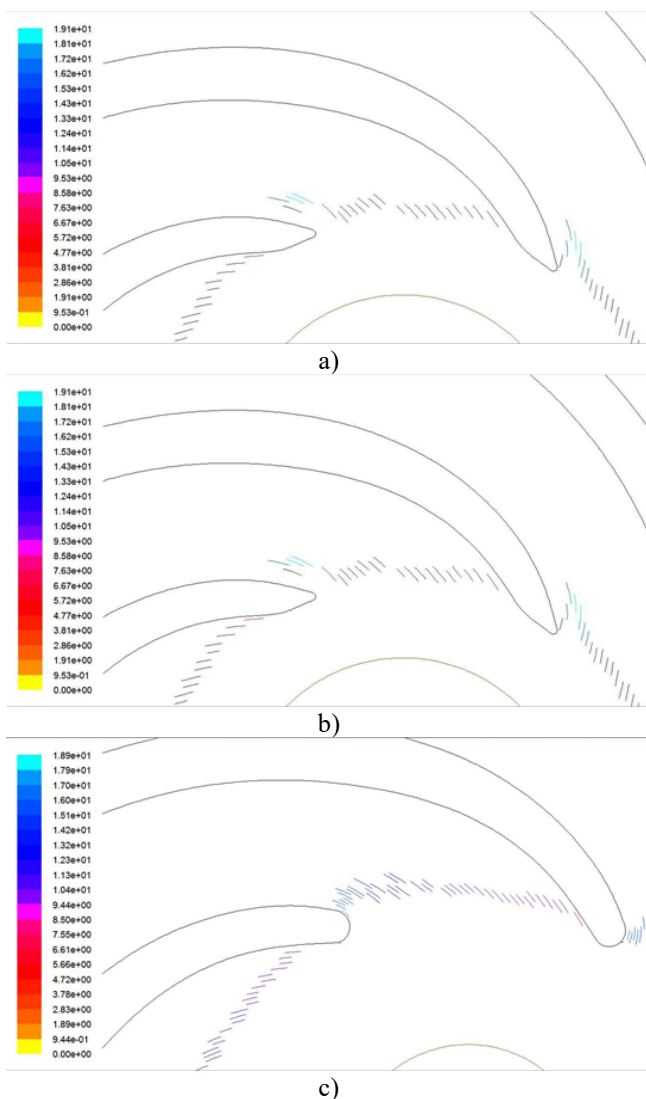


Figura 8: Líneas Fluidas al 100% de Flujo de Diseño.

9. Líneas Fluidas

Las líneas fluidas son generadas automáticamente por el software Fluent. Estas líneas se crean mediante un “pulso” que comienza en la superficie de entrada y sigue la línea de corriente correspondiente. Todas las líneas fluidas son generadas simultáneamente. En este análisis, solo se mostrarán las líneas fluidas que pasan por el borde de ataque. Cabe destacar que el color de las líneas de corriente y las líneas fluidas corresponde a la magnitud de la velocidad relativa.

La Figura 8 muestra las líneas fluidas en cada borde de ataque a un flujo de $0.0095 \text{ m}^3/\text{s}$ (flujo de diseño). En estas figuras se puede observar el siguiente comportamiento:

Se observa una aceleración del flujo cuando las líneas fluidas salen del borde de ataque en el lado de presión.

Esto se debe a que el flujo choca contra el borde de ataque, deteniendo el fluido. Sin embargo, las partículas de fluido que rodean esta zona de estancamiento se aceleran, ya que el fluido busca continuar su trayectoria, lo que provoca que el flujo se acelere y cambie de dirección.

El perfil de velocidades formado por las líneas fluidas en el ojo del impulsor es más uniforme en la Figura 8c (borde de ataque redondeado) en comparación con los perfiles de velocidades en las Figuras 8a y 8b (borde de ataque original y redondeado en las esquinas, respectivamente).

10. Contornos de Presión Total Relativa (Rotalpia)

Una de las formas de evaluar el correcto funcionamiento en turbomaquinaria hidráulica es mediante la medición de la energía total que pasa a través del impulsor, restando la energía centrífuga del mismo. Este concepto se conoce como rototalpia. La rototalpia debe permanecer constante y puede ser observada a través de los contornos de presión total relativa.

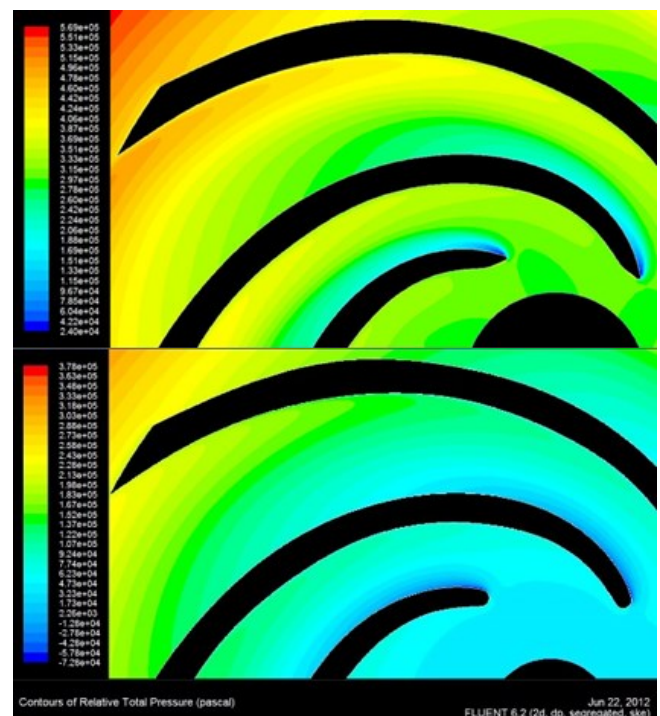


Figura 9: Distribución de presión total relativa dentro del impulsor con el borde de ataque de diseño original y con el borde de ataque redondeado.

La Figura 9 muestra la distribución de la presión total relativa dentro del impulsor con diferentes configuraciones de borde de ataque, a un flujo de $0.0095 \text{ m}^3/\text{s}$.

Se observa que la presión desde la frontera de entrada de flujo y la presión en el ojo del impulsor no es uniforme, generando un perfil de velocidades no uniforme y causando que el flujo no entre de manera radial al ojo del impulsor.

Además, la presión no se distribuye uniformemente a medida que el flujo atraviesa el impulsor.

En el borde de ataque, hay una zona de baja presión que se extiende casi hasta la mitad del álabe. Alrededor de esta zona existe una presión más alta, creando un gradiente de presión adverso, lo que sugiere la posibilidad de recirculación en el lado de presión del álabe cerca del borde de ataque.

En comparación con el borde de ataque de diseño original, este presenta una distribución de presión total relativa más uniforme en la zona del ojo del impulsor.

La zona de baja presión se extiende desde la frontera de entrada de flujo hasta casi la mitad del álabe, actuando en ambos lados (presión y succión) del álabe.

La presión total se distribuye de manera más radial, es decir, en un mismo radio se encuentra distribuida la misma presión sobre el álabe. Este comportamiento de distribución de presión radial en el impulsor abarca más de la mitad del álabe, para después descomponerse la distribución de presión, lo cual se atribuye más a la forma del álabe que al borde de ataque.

11. Contornos de Presión Estática

La Figura 10 muestra los contornos de presión estática entre los impulsores con el borde de ataque de diseño original y el redondeado. Se puede observar que la presión estática en la salida del volumen de control es la misma, ya que se impuso como una condición de frontera. La presión estática a la entrada del flujo es la incógnita a resolver debido a esta configuración.

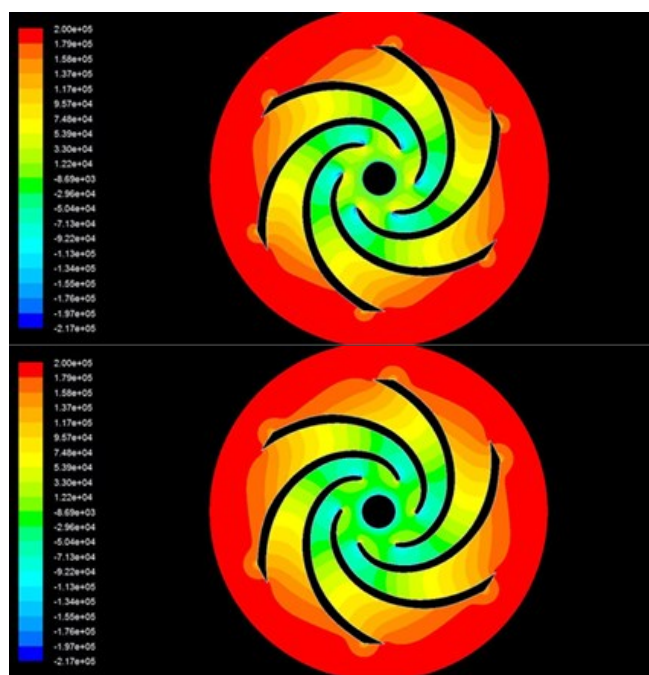


Figura 10: Distribución de Presión Estática Global dentro del Impulsor con borde de ataque diseño original y con el borde de ataque redondeado.

En la Figura 10 se pueden observar las siguientes características:

- En el borde de ataque redondeado, las presiones negativas en la entrada del flujo son más grandes en comparación con las del borde de ataque de diseño original. Esto indica que el borde de ataque redondeado tiene una mayor energía de succión.
- Además, el perfil de presión estática a la salida del impulsor es más uniforme en el impulsor con el borde de ataque redondeado.

De estas observaciones se pueden deducir las siguientes conclusiones:

- La carga generada por el impulsor con el borde de ataque redondeado es mayor que la generada por el impulsor con el borde de ataque de diseño original.
- La configuración geométrica del borde de ataque afecta la distribución de presión estática global dentro del impulsor.

12. Curvas de Comportamiento y Análisis de Resultados

Las curvas de comportamiento son fundamentales para entender el rendimiento del impulsor bajo diferentes condiciones operativas. A continuación, se presentan los resultados de las simulaciones numéricas y su análisis correspondiente.

Curvas de Comportamiento del Impulsor con Borde de Ataque Redondo

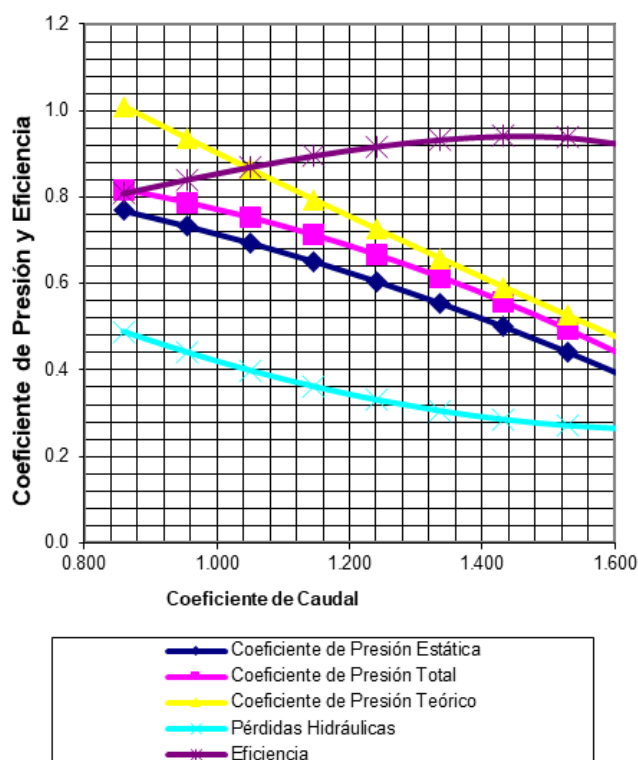


Figura 11: Curva de Comportamiento con Borde de Ataque Redondeado.

La eficiencia máxima se encontró a un flujo 1.43 veces mayor que el flujo de diseño. Se espera que el flujo máximo con este arreglo en el borde de ataque sea de 2.1 veces mayor al flujo de diseño, es decir, el flujo a máxima eficiencia se ubicará al 68% del flujo a válvula completamente abierta.

En el flujo de máximo rendimiento ($0.0136 \text{ m}^3/\text{s}$), el coeficiente de presión total es de 0.56 (13.30 m), mientras que el coeficiente de presión estática es de 0.50 (11.89 m). El coeficiente de pérdidas es igual a 0.035 (0.83 m) y la eficiencia es del 94.1%.

En el punto de flujo de diseño ($0.0095 \text{ m}^3/\text{s}$), se tiene un coeficiente de presión total de 0.77 (18.28 m) y un coeficiente de presión estática de 0.71 (16.86 m). La eficiencia en este punto es del 90.8% y el coeficiente de pérdidas es de 0.1308 (3.11 m).

Cabe destacar que en este punto, las pérdidas son mayores con el borde de ataque redondeado en comparación con el borde de ataque de diseño. Sin embargo, la presión total es mayor, por lo que este borde de ataque es más eficiente. Siendo que el borde de ataque de diseño con este flujo eleva la presión a 17.81 m, el borde de ataque redondeado tiene una elevación de presión de 18.28 m, 0.47 m mayor que el borde de ataque de diseño.

13. Conclusiones

En este estudio, se analizó el impacto del rediseño del borde de ataque en el comportamiento de flujo de un impulsor centrífugo radial. Se emplearon simulaciones numéricas avanzadas para evaluar tres configuraciones distintas de borde de ataque.

- **Borde de Ataque Original:** La configuración original del borde de ataque no logró alcanzar la altura de presión proyectada de 24.5 m, alcanzando solamente 17.81 m. Se observó una recirculación en el borde de ataque, lo que impactó negativamente en la transferencia de momento del impulsor al fluido y, consecuentemente, en la elevación de presión. La máxima eficiencia obtenida con este diseño fue del 87.5%, con una elevación de presión de 14.72 m.
- **Borde de Ataque con Procedimiento de Afilado Estándar de un Taller de Bombas:** Para corregir el fenómeno no deseado de la recirculación en el borde de ataque, se utilizó un procedimiento de afilado estándar de un taller de bombas. La altura de presión aumentó a 18.9 m debido a que este procedimiento es empleado para optimizar el flujo en un punto específico. No se observó ninguna recirculación con este tipo de borde de ataque en el flujo de diseño. Sin embargo, al analizar los contornos de presión total y el perfil de velocidades radial, se llegaron a conclusiones similares a las del borde de ataque de diseño, lo que sugiere la posibilidad de recirculación con este tipo de borde de ataque a flujos mayores al de diseño.
- **Borde de Ataque Redondeado:** La implementación de un borde de ataque redondeado resultó en un aumento de presión a 18.28 m y una eficiencia mejorada del 90.8% en el flujo de diseño. Además, se observó una

distribución de presión más uniforme, lo que mejoró la entrada de flujo y redujo la recirculación indeseada.

- **Análisis Comparativo:** Comparando los tres diseños, el borde de ataque redondeado mostró el mejor rendimiento en términos de eficiencia y aumento de presión. Aunque las pérdidas fueron mayores en algunos puntos, la presión total más elevada compensó estas pérdidas, resultando en una mayor eficiencia global del sistema.
- **Curvas de Comportamiento:** Las curvas de comportamiento revelaron que el impulsor con el borde de ataque redondeado podía alcanzar hasta dos veces el flujo de diseño, con una eficiencia máxima del 94.1% a un flujo 1.43 veces mayor que el flujo de diseño.
- **Impacto del Diseño:** La configuración geométrica del borde de ataque demostró ser un factor crucial en la optimización del rendimiento del impulsor. Un borde de ataque redondeado mejoró significativamente la estabilidad y eficiencia operativa del impulsor en comparación con el diseño original.

El álabe con el borde de ataque redondeado ofrece una mejor eficiencia y comportamiento en términos de incremento de presión en comparación con los otros dos bordes de ataque evaluados. No obstante, conforme el flujo avanza a través del impulsor, la presión total relativa deja de incrementarse de manera uniformemente radial, lo que indica un posible diseño inadecuado del ancho del álabe. Este comportamiento puede estar relacionado con la influencia del grosor del álabe en la entrada en pérdida rotacional, similar a lo observado por (Ji, 2021) en su análisis de generación de entropía en bombas de flujo mixto. La mejora en la distribución de la presión y la reducción de la recirculación indeseada pueden atribuirse a un diseño optimizado del borde de ataque y el grosor del álabe, lo que resulta en una operación más eficiente y estable del impulsor.

En conclusión, el rediseño del borde de ataque del impulsor centrífugo radial, específicamente con una configuración redondeada, mejora sustancialmente su rendimiento en términos de eficiencia y aumento de presión.

Agradecimientos

Un agradecimiento especial al laboratorio de hidráulica de la ESIME Unidad Azcapotzalco en la elaboración de este artículo.

Referencias

- Benner, M. W., Sjolander, S. A., & Moustapha, S. H. (1997). Influence of leading-edge geometry on profile losses in turbines at off-design incidence: Experimental results and an improved correlation.
- Gulich, J. F. (2008). *Centrifugal Pumps*, Springer. *Berlin, Alemania*.
- Huo, Z., & Zha, X. (2023). Influence of blade leading-edge form on the performance and internal flow pattern of a mixed-flow pump. *Frontiers in Energy Research*, 11, 1292387.

- Ji, L., Li, W., Shi, W., Tian, F., & Agarwal, R. (2021). Effect of blade thickness on rotating stall of mixed-flow pump using entropy generation analysis. *Energy*, 236, 121381.
- Kaewnai, S., Chamaoot, M., & Wongwises, S. (2009). Predicting performance of radial flow type impeller of centrifugal pump using CFD. *Journal of mechanical science and technology*, 23, 1620-1627.
- Luo, H., Tao, R., Yang, J., & Wang, Z. (2020). Influence of blade leading-edge shape on rotating-stalled flow characteristics in a centrifugal pump impeller. *Applied Sciences*, 10(16), 5635.
- Rudinger, G. (1978). Discussion: "Experimental Study of a Solid-Gas Jet Issuing Into a Transverse Stream" (Salzman, RN, and Schwartz, SH, 1978, *ASME J. Fluids Eng.*, 100, pp. 333–338).
- Tian, H., Hou, K., Tong, D., Lin, S., & Ma, C. (2023). Effect of Leading/Trailing Edge Swept Impeller on Flow Characteristics of Low Specific Speed Centrifugal Compressor. *Energies*, 16(11), 4286.
- Tuzson, J. (2000). *Centrifugal pump design*. John Wiley & Sons. (2)
- Visser, F. C. (2001). Some user experience demonstrating the use of CFD for cavitation analysis and head prediction of centrifugal pumps. *ASME FEDSM2001-18087*.
- Wislicenus, G. F. (1965). *Fluid mechanics of turbomachinery*.