



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SÁN NICOLÁS DE
HIDALGO**



**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

TESIS

*Rediseño fluido-dinámico del álabe de un compresor centrífugo a través de
Algoritmos Genéticos*

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

Julio Cesar Piñon Aguilar

ASESORES:

Dr. Sergio Ricardo Galván González

Dr. Juan Cristóbal Camacho Arriaga



Morelia, Michoacán. Octubre 2017

Dedicatoria

A mi esposa Celia y a mis hijos Helena y Rommel.

Agradecimientos

A mis asesores, compañeros del grupo de trabajo Computational Design Optimization, al CONACYT por su apoyo durante el desarrollo de esta investigación y a la Coordinación de la Investigación Científica de la UMSNH por aportar los recursos para la construcción del clúster de cálculo.

Resumen

Los compresores centrífugos son ampliamente utilizados en aplicaciones industriales en donde se requieren diferentes relaciones de presión del fluido de trabajo. En muchas de ocasiones, las plantas industriales donde están instalados estos equipos demandan un incremento en la producción, por lo tanto, el cambio en las condiciones de operación de los equipos puede ser considerable, lo que provocaría la salida de su zona de operación estable. Una forma de solucionar este problema, es obtener nuevos compresores de mayor capacidad para satisfacer las nuevas condiciones de operación. Otra solución es modificar los compresores a través de un rediseño orientado a los impulsores, ya sea, incrementado las etapas de compresión o modificando la geometría de los álabes de los impulsores. En la presente investigación se pretende modificar la curvatura del álabe del impulsor original del equipo y, proponer un nuevo perfil que a través de una optimización de la forma del álabe, basado en la Dinámica de Fluidos Computacional, se busca incrementar la relación de compresión que el impulsor pueda entregar. Con los campos de presión y de velocidad generados por la DFC se podrá evaluar la función objetivo, es decir, la relación de compresión generada por el re-diseño los álabes del impulsor. Para realizar el proceso de optimización, fue construido un programa con el cuál un Algoritmo Genético sincroniza softwares de diferentes disciplinas, mandando cada evaluación de DFC a un nodo de cálculo, reduciendo dramáticamente el tiempo total del proceso de optimización. Con esta metodología se ha logrado una incremento de aproximadamente 2% en la relación de compresión en una sólo etapa del compresor pudiéndose ampliar para las diferentes etapas y en los dispositivos mismos del compresor.

Palabras clave: *Compresor, Centrifugo, Optimización, Algoritmo, Genético*

Abstract

Centrifugal compressors are widely used in industrial applications where different working fluid pressure ratios are required. In many cases, the industrial plants where these equipments are installed demand an increase in the production, therefore, this change in the operating conditions could be considerably high and it would cause that the compressor operate in unstable zone. One way to solve this problem, is to obtain new compressors with greater capacity in order to satisfy the new operating conditions. The second way, is to modify the original compressors by the impellers redesign, either, increasing the compression stages or modifying the impeller blade geometry. In this investigation we will try to modify the curvature of the original impeller blade and propose a new profile, that through of optimization shape of the blade, based on Computational Fluid Dynamics (CFD), it is sought to increase the compression ratio that the impeller can deliver. With the pressure and velocity fields generated by the CFD, the objective function could be evaluated. In order to perform the optimization process, a software tool was created and with this, a Genetic Algorithm synchronizes software from different disciplines and send each CFD calculation to a each cluster node, with this the total time of the optimization process is reduced dramatically. This methodology has achieved an increase of approximately 2 % in the compression ratio in a single stage of the compressor being able to be extended for the different stages and in the same devices of the compressor.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Revisión del Estado del Arte	3
1.1.1. Uso de la Dinámica de Fluidos Computacional DFC	4
1.1.2. Optimización basada en Dinámica de Fluidos Computacional	4
1.1.3. Optimización aplicada a compresores centrífugos	4
1.2. Definición del problema	6
1.3. Propuesta	6
1.4. Motivación	6
1.5. Hipótesis	7
1.6. Objetivo	7
1.7. Contribución	8
1.8. Estructura del documento	8
2. Conceptos Básicos	9
2.1. Definición y clasificación	9
2.2. Impulsor	13
2.3. Difusor	16
2.4. Termodinámica	16
2.4.1. Trabajo y eficiencias	17
2.4.2. Ecuación de Euler	20
2.4.3. Relación de presiones	22
2.5. Triángulos de velocidad	23
2.5.1. Factor de deslizamiento	24
2.6. Selección del compresor	25
2.6.1. Cálculo del impulsor	26
3. Herramientas Numéricas	29
3.1. Dinámica de Fluidos Computacional (DFC)	29
3.1.1. Esquemas de discretización	31
3.1.2. Turbulencia	33
3.1.3. Capa límite	34

3.2. Algoritmos de Optimización	35
3.3. Generación de la geometría del rodete	37
4. Metodología	39
4.1. Descripción General	39
4.2. Modelo Numérico	40
4.2.1. Dominio Computacional	40
4.2.2. Características	43
4.2.3. Verificación del modelo	46
4.3. Parametrización del álabe	49
4.4. Algoritmo de optimización	53
4.5. Función Objetivo	55
5. Resultados	57
5.1. Resultados cuantitativos	57
5.2. Comparación cuantitativa	60
5.3. Comparación cualitativa	62
5.3.1. Comparación entre perfiles de álabes	62
5.3.2. Comparación de condiciones de operación.	66
5.4. Discusión	68
6. Conclusiones	70
6.1. Conclusiones	70
6.2. Limitaciones.	71
6.3. Recomendaciones	72
6.4. Trabajo a Futuro.	72
6.5. Implicaciones	73
Bibliografía	74

Índice de figuras

1.1. Ciclo del proceso criogénico en una planta procesadora de gas en PEMEX .	1
2.1. Corte meridional de un compresor centrífugo.	10
2.2. Líneas de flujo en la voluta con aletas guía.	10
2.3. Álabes guía a la entrada del impulsor, IGV (Inlet Guide Vanes).	11
2.4. Álabes guía ajustables a 39° de la posición axial.	11
2.5. Re-circulación de flujo a la salida del impulsor.	12
2.6. Diferentes configuraciones de impulsores.	13
2.7. Triángulo de velocidades a la entrada y salida del impulsor.	14
2.8. Clasificación del impulsor de acuerdo al ángulo de salida β_2	14
2.9. Cambios de presión, estática y dinámica, a través de la etapa de un compresor centrífugo	15
2.10. Proceso de compresión en el diagrama $h - s$	17
2.11. Diagrama T-S: Trabajo politrópico de un compresor de tres etapas.	18
2.12. Diagrama h-s, Cambio de entalpías estática y dinámica en el impulsor y difusor	21
2.13. Volumen de control para la Ecuación de Bernoulli	22
2.14. Triángulos de velocidad a la entrada y salida del impulsor.	23
2.15. Ángulo β'_2 del flujo de salida del álabe	24
2.16. Triángulo de velocidad real y teórico con ángulo del flujo β'_2 a la salida del álabe	25
3.1. Método de discretización del dominio computacional	32
3.2. Tratamiento de la capa límite.	35
3.3. Esquema de intercambio de información entre generaciones empleado por el Algoritmo Genético para la evolución.	36
3.4. Puntos de control empleados para la generación de la geometría del <i>Hub</i> y <i>Shroud</i> usando las ecuaciones de Bézier en el plano meridional de un impulsor centrífugo	37
4.1. Secuencia de ejecución de los distintos programas utilizados para el proceso de optimización	39

4.2. Esquemas del impulsor de la primera etapa de compresión del compresor centrífugo	41
4.3. Dominio computacional seleccionado <i>fig. a</i> del impulsor de acuerdo a lo establecidas en el manual de Fluent <i>fig. b</i>	41
4.4. Topología utilizada para la generación del mallado tipo estructurado del dominio computacional seleccionado	42
4.5. Factor de compresibilidad vs. presión reducida y temperatura reducida, Carta de Nelson-Obert (1954)	44
4.6. Curva de residuales de la ecuación de continuidad, momentum y energía.	46
4.7. Gráfica de la convergencia de malla	49
4.8. Corte seccional del álabe para la extracción del perfil a parametrizar	51
4.9. Comparación entre la ubicación de los puntos extraídos del perfil del álabe original y los puntos ajustados con las ecuaciones NACA	51
4.10. Red de cálculo	54
4.11. Curva de residuales, ecuación de continuidad, momentum y energía, geometría original	54
5.1. Valor de PR , presión estática de entrada en función del valor de las variables m y p las cuales definen la curvatura del alabe.	58
5.2. Comportamiento de la función objetivo al realizar las iteraciones	58
5.3. Comportamiento de la función objetivo al realizar las iteraciones, obtenida al realizar la eliminación de puntos de valor alto en la Figura 5.2	59
5.4. Valores óptimos en cada generación obtenidos durante el proceso optimización	59
5.5. Comparativa entre la curvatura del alabe original contra el la curvatura del alabe optimizado.	60
5.6. Gráficas de los valores residuales contra las iteraciones de las ecuaciones de continuidad, momento y energía de las dos geometrías del alabe la original y la optimizada.	61
5.7. Contornos estimados de presión estática (Pa, man) obtenidos con la curvatura del álabe original y la optimizada.	63
5.8. Contornos estimados de velocidad en m/s obtenidos por las curvaturas de los álabes.	63
5.9. Contornos estimados de la distribución del número de Mach en la curvatura del álabe original y la optimizada.	64
5.10. Contornos estimados de la energía cinética turbulenta en el canal de flujo entre álabes obtenidos con la curvatura del alabe original y la optimizada.	65
5.11. Líneas de corriente estimadas	65
5.12. Contornos de presión estática estimados obtenidos con la curvatura optimizada del alabe a las condiciones de operación originales y las esperadas.	66

5.13. Contornos estimados de distribución del número de Mach.	67
5.14. Contornos estimados de distribución de velocidad en m/s.	67
5.15. Líneas de flujo del alabe optimizado.	68

Índice de tablas

1.1. Condiciones de operación actual y esperadas para el compresor centrífugo.	2
4.1. Datos de operación del impulsor	45
4.2. Composición del gas de trabajo	46
4.3. Valor extrapolado ϕ_{ext} del valor usando ambos esquemas de discretización	48
4.4. Valores para la independencia de malla	48
4.5. Valores de m p y t del álabe original	52
4.6. Datos de configuración inicial para <i>Isight</i>	53
4.7. Datos de configuración para la segunda corrida de <i>Isight</i>	55
5.1. Rango de valores de las variables m y p para el segundo proceso.	57
5.2. Valores óptimos	60
5.3. Comparativa entre las relaciones de presión de ambos impulsores, el original y el óptimo	60
5.4. Comparativa entre las velocidades promedio en las fronteras de entrada y salida	61
5.5. Comparativa entre las relaciones de presión obtenidas a la entrada y salida con las dos geometrías de alabe, el original y el óptimo usando la mezcla del gas y las condiciones de operación de diseño y esperadas	62

Lista de Símbolos

A	Área.
C	Velocidad absoluta del gas
C_p	Calor específico.
C_{u2}	Componente periférica a la entrada del impulsor de la velocidad resultante C .
C_{u2}	Componente periférica a la salida del impulsor de la velocidad resultante C .
K	Exponente isentropico.
M	Número de Mach
P	Presión
P_i	Potencia.
P_s	Presión de succión
P_t	Presión a la descarga
T	Temperatura
T_s	Temperatura de succión
T_t	Temperatura a la descarga
U	Velocidad en la punta del álabe del impulsor.
W	Velocidad relativa
Ω	Velocidad angular
α_2	Ángulo de entrada del gas al impulsor.
β_2	Ángulo de salida del álabe.
τ	Torque.
h_{rot}	Rotalpia

h_{stat} Entalpía de estancamiento

n Exponente politropico

Capítulo 1

Introducción

El proceso criogénico, el cuál se produce a temperaturas muy bajas, forma parte de los procesos industriales en los complejos procesadores de gas en la empresa paraestatal Mexicana de Petróleos Mexicanos (PEMEX). El producto principal de esta planta es el gas residual o gas natural. En este proceso, Figura 1.1, la planta recibe gas dulce húmedo de las plantas endulzadoras de gas (en estas plantas se retiran los contaminantes, H₂S (ácido sulfhídrico) y CO₂ (bióxido de carbono) del gas húmedo amargo recibido de los pozos productores). Posteriormente, el gas recibido entra a una sección de deshidratado, donde se retira la mayor cantidad de agua. En seguida es enfriado por un sistema de refrigeración, esto se realiza ya que mediante el enfriamiento a altas presiones se condensan los hidrocarburos pesados (etano, propano, butano, etc.), los cuales son separados y enviados a rectificación en la torre desmetanizadora. El gas obtenido de la separación pasa a un turboexpansor, donde se provoca una diferencial de presión (expansión) súbita, enfriando aún más esta corriente de gas, la cual se alimenta en la parte superior de la torre desmetanizadora. Posteriormente el gas es inyectado al sistema nacional de ductos donde es distribuido.

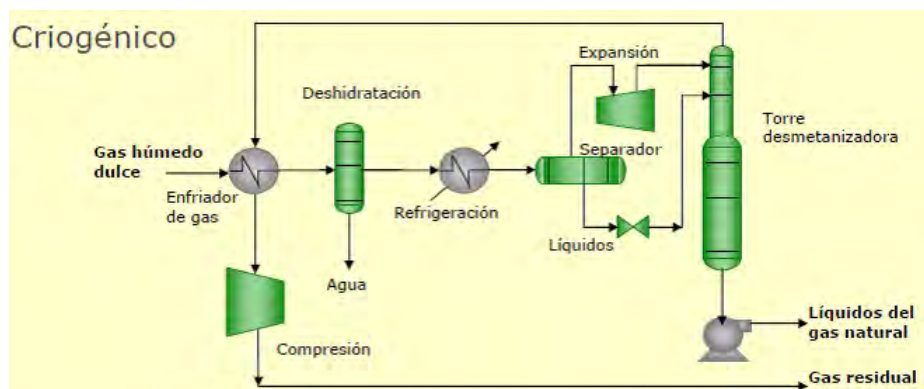


Figura 1.1. Ciclo del proceso criogénico en una planta procesadora de gas en PEMEX

El Complejo Procesador de Gas (CPG) Poza Rica, procesa el gas natural para eliminar los contaminantes y separar sus componentes mediante los procesos industriales de en-

dulzamiento del gas húmedo amargo, recuperación de azufre, recuperación de licuables del gas natural y el fraccionamiento de licuables. Sin embargo, debido al crecimiento de la demanda del producto final, ha sido necesaria la ampliación y modernización de las instalaciones existentes del CPG Poza Rica. Como parte de la ampliación una opción es la instalación una planta criogénica de mayor capacidad a la existente. Como parte del proceso de expansión se deberá suministra gas de carga a una de las dos criogénicas, la existente y la nueva planta.

Para cumplir entonces con la flexibilidad operacional de las plantas criogénicas los trenes de compresión de la criogénica existente, compuestos por compresores centrífugos, tienen que operar a las diferentes presiones y caudales de alimentación que demanden las dos plantas.

En la Tabla 1.1 se muestra la condición de operación actual del compresor y la esperada cuando se construya la nueva planta. Así, los compresores actuales no tienen la capacidad de satisfacer los requerimientos para las nuevas condiciones de operación, ya que éstas obligarían al compresor a desarrollarse en zona inestabilidad, es decir, muy cerca de la línea del *surge*.

Tabla 1.1: Condiciones de operación actual y esperadas para el compresor centrífugo.

Definición	unidades	Cond. de diseño	Cond. esperadas
Capacidad de flujo	mmpcd	135	100 (+ 10 %, -0 %)
Presión de succión	Kgf/cm ² abs	22.69	22.69
Temp. de succión	°C	49	49 +/- 3
Presión de descarga	Kgf/cm ² abs	49.57	54.033 (+ 1 %, -1 %)
Temp. de descarga	°C	115	130 Max.
Potencia al freno	Kw	6249.70	Nva. Ing.
Vel. de operación	rpm	10,018	9600 (+ 1 %, -6 %)

La adquisición de equipos nuevos es una forma de satisfacer la demanda requerida, pero un rediseño del compresor es otra opción para cumplir con las necesidades a un costo relativamente menor que la compra de un nuevo equipo. Para la adquisición de un nuevo equipo existe una amplia gama de configuraciones de impulsores de diversos fabricantes que podrían cumplir las necesidades establecidas. Sin embargo, la opción del rediseño puede ser difícil de realizar dependiendo del compresor ya que está limitado a respetar dimensiones fijas del equipo que no es posible modificar como es la carcasa y la distancia entre cojinetes, además debe tomarse a consideración las tuberías de proceso, la potencia disponible de la turbina, la presión y la velocidad entre otras.

Entonces, para satisfacer las condiciones de operación de la nueva planta se optó por el rediseño del compresor. En este rediseño, se le instaló una nueva etapa de compresión, qué como se mencionó, implicaría realizar modificaciones de tipo mecánico a las partes internas del compresor para ajustarse dimensionalmente a los nuevos impulsores y al

nuevo comportamiento dinámico del compresor. A este compresor, originalmente de 5 etapas de compresión se le agregó un impulsor adicional (6ta etapa) logrando ampliar su zona de operación para cumplir con la demanda requerida. Este rediseño llevó a un maquinado del tambor y flecha, el rediseño de nuevas chumaceras para las nuevas cargas dinámicas del equipo. Con estas modificaciones el compresor requirió un incremento en la potencia de operación y por tanto en la potencia de la turbina que lo movía la cuál también sufrió modificaciones.

Este trabajo propone otra opción de rediseño del compresor la cual se enfoca en la modificación sólo de geometría de los álabes de los impulsores, debido a que ahí es donde se realiza la transferencia de energía con el fluido. Ya que la eficiencia en esta transferencia de energía tiene gran influencia en el desempeño del equipo y del proceso, diversas investigaciones se han enfocado a la modificación de los parametros del impulsor aplicando diferentes metodologías computacionales y experimentales. Además han buscado optimizar los elementos del compresor que se encuentran aguas arriba y aguas abajo del impulsor logrando un considerable incremento en el desempeño del equipo analizado.

1.1. Revisión del Estado del Arte

El diseño de los elementos estáticos y dinámicos de los compresores centrífugos es un proceso de ingeniería difícil y que consume mucho tiempo y aunado a esto se requiere realizar pruebas experimentales para la verificación de los resultados obtenidos. Muchos esfuerzos de ingeniería se han dedicado al mejoramiento del impulsor con el fin de mejorar la eficiencia del compresor, ya que este es considerado su "corazón", y por lo tanto es merecedor de una atención especial por parte de los diseñadores.

En la literatura se pueden encontrar muchos trabajos que se ocupan del diseño óptimo de los impulsores centrífugos, que van desde los métodos clásicos en 1D, en los que se contemplan el uso de las ecuaciones fundamentales de flujo de fluidos, ecuaciones termodinámicas (que son obtenidas a través de la teoría de Euler para turbomaquinaria) y relaciones empíricas (que caracterizan las pérdidas en la turbomaquinaria) para la definición de la geometría del impulsor y de los componentes de la etapa completa (Li et al. 2015, Mataix & Arenas 2000, Zahed & Bayomi 2014, Abam & Saturday 2012). También se encuentra en la literatura el uso de los nuevos métodos en 2D y 3D que son más sofisticados y explotan el código numérico que la Dinámica de Fluidos Computacional ofrece. El análisis mediante DFC y los estudios de optimización numérica a través de algoritmos han sustituido los métodos de diseño basados en modelos experimentales, generando mejoras en los tiempos de ejecución y en la calidad de resultados.

1.1.1. Uso de la Dinámica de Fluidos Computacional DFC

La DFC es la rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos para analizar los problemas relacionados con el flujo de fluidos y ha ayudado a los ingenieros a entender el comportamiento del flujo en el interior de los compresores centrífugos colaborando en la optimización de los componentes que lo conforman con un error aceptable de aproximación, (Rojas et al. 2008, Cho et al. 2012a, Ji et al. 2016, De Bellis et al. n.d., Bhardwaj & Gupta n.d., Dickmann et al. 2006).

Se debe recalcar que la utilización de la DFC no es capaz por si sola de proponer mejoras en los diseños analizados, ni hacer sugerencia alguna de cómo mejorar su desempeño. Dicha tarea recae en el diseñador o equipo de diseñadores encargados del proyecto, haciendo el factor humano uno de los principales responsables del desempeño final, del tiempo y de los costos derivados de dichos procesos, (Herrera et al. 2017). Es decir la DFC ha permitido a los diseñadores controlar los parámetros que afectan de manera directa la eficiencia del compresor.

1.1.2. Optimización basada en Dinámica de Fluidos Computacional

Gracias al incremento constante en el poder computacional, han sido diseñados procesos automatizados en los cuales se han logrado acoplar algoritmos de optimización con la DFC y otras herramientas computacionales mejorando las tareas de diseño de elementos de las turbomáquinas. Con estas herramientas numéricas, los ingenieros pueden explorar diferentes alternativas de diseño en menos tiempo y por mucho menor costo. Su uso permite modelar y simular un proceso real evitando la construcción de prototipos y la tarea de desarrollar experimentos.

Los algoritmos genéticos AG acoplados a solucionadores de DFC proveen una búsqueda automática dentro del espacio de diseño de aquellos parámetros geométricos óptimos que describen mejor una función objetivo con respecto a la configuración de parámetros iniciales.

El código de DFC lleva a cabo todo los cálculos después del intercambio de parámetros de entrada propuestos por los AG y encontrar la solución óptima en términos de una función objetivo que es definida. La optimización basada en CFD es capaz de modificar la geometría a fin de mejorar el diseño dentro de las restricciones especificadas.

1.1.3. Optimización aplicada a compresores centrífugos

El diseño de los álabes del compresor de alta eficiencia es una tarea compleja y difícil. La forma tradicional para mejorar el procedimiento de diseño es confiar en la experiencia adquirida durante diseños previos. La simulación convencional permite realizar el análisis a una única combinación de parámetros de diseño a la vez, dependiendo de la

magnitud del espacio de diseño este proceso puede ser costoso en cuestión de tiempo invertido por el diseñador. EL proceso de optimización va un paso más allá del diseño tradicional, ya que utiliza la simulación numérica de forma automática de una serie de combinaciones de los parámetros de diseño, explorando combinaciones en las que de manera manual seria complicado realizarlas. A su vez, no sólo se identifican los parámetros de diseño que proporcionan una función objetivo sino que proporcionan el nivel más alto o bajo posible de ese objetivo, mientras se cumplen determinadas restricciones.

En la actualidad, existen diferentes algoritmos de optimización como el método basado en gradientes, las Redes Neuronales Artificiales (RAN), (Ibaraki et al. 2015a, Izaurieta & Saavedra 2000, Kim et al. 2010), Algoritmos Genéticos (AG), (Ibaraki et al. 2015a) entre otros más que son aplicados de manera individual o en conjuntos para determinados procesos donde se requiera minimizar o maximizar una o varias funciones objetivo. Sin embargo, es difícil establecer la superioridad de un Algoritmo en especial sobre los demás para todos los tipo de problemas de diseño, pero los algoritmos genéticos (GA) han mostrado buenos resultados en el diseño de impulsores (Wahba & Elnashar 2008).

Cosentino et al. (2001) utiliza un AG acoplado a una RAN para optimizar un impulsor tridimensional descrito por quince parámetros geométricos y dando como función objetivo la distribución de número de Mach en las superficies del álabe. (Pazzi et al. 2003)(Shu et al. 2008)

IBARAKI et al. (2015b) desarrolló un método de optimización utilizando AG y RNA para ser aplicado en el diseño de un impulsor centrífugo abierto de un turbo-cargador de automóvil generando dos impulsores. Las pruebas de eficiencia obtuvieron un incremento en 1 % extendiendo el rango de operación en comparación con el impulsor de línea. En el proceso de optimización con AG se generaron 200 generaciones y 10 individuos por generación repitiendo la operación 70 veces. Se utilizaron 27 parámetros de diseño para definir la geometría de impulsor y nueve funciones adicionales se evaluaron en la RNA.

Wahba & Elnashar (2008) utilizó GALib una variante de algoritmos genéticos para la optimización en el de diseño a un impulsor definido en 3D. La función objetivo fue maximizar la eficiencia adiabática y la relación de compresión en el punto de diseño, considerando constantes el flujo másico, la velocidad angular y el torque. La optimización se realizó sobre el plano *Blade-to-balde* y en el meridional de manera individual, teniendo como margen de variación de la geometría en el plano meridional de 20 % de su valor original y en el plano *Blade-to-balde* un 100 % de margen. Con la configuración óptima de parámetros después del proceso de optimización que corresponde a la máxima eficiencia y máxima relación de compresión obtuvieron un incremento en la eficiencia de 8.872 % y de la relación de presión de 0.237 % aumentando en un 0.378 % el torque.

1.2. Definición del problema

En la planta criogénica originalmente se trabaja con dos trenes de compresión y se requiere suministrar gas a una nueva planta de procesos. Los compresores deben tener capacidad para suministrar gas a las 2 plantas una a la vez, sin embargo cada planta tiene condiciones de operación diferente tanto en flujo como en presión. De acuerdo a los mapas de operación, los compresores originales están trabajando a su máxima capacidad en zona inestable, y no pueden alcanzar las condiciones de operación requeridas para la nueva planta. Para satisfacer entonces las condiciones de la nueva planta se tienen dos opciones: instalar nuevos compresores de mayor capacidad o re-configurar los ya existentes de tal modo que proporcionen las condiciones de operación requeridas. Los ingenieros de planta tomaron la segunda opción, es decir, re-configuraron el compresor mediante la instalación de una etapa adicional de compresión. El diseño original del compresor es de 5 etapas de compresión, para la instalación de la nueva etapa (6 etapa), se requirió hacer ajustes en las dimensiones de las partes internas del compresor. Esto implicó el maquinado de algunas piezas y el rediseño de otras. Con estas modificaciones el compresor alcanzó las condiciones de operación requeridas pero la potencia de la turbina que acciona al compresor debió modificarse para alcanzar las condiciones de operación establecidas. Sin embargo, el realizar todas estas modificaciones requirió de mucho tiempo y de una gran inversión económica ya, que estos trabajos fueron realizados por una empresa extranjera.

1.3. Propuesta

Como una alternativa a las modificaciones mecánicas realizadas, este trabajo propone incrementar la presión del compresor a través de la modificación de la curvatura de sus impulsores. Para poder analizar y evaluar esta opción, es necesario crear un ciclo automático de diseño que maximice la relación de compresión que podría alcanzar una sola etapa. Como la curvatura de los álabes y el diámetro de las seis etapas son idénticos, se podría realizar el mismo proceso para cada una de las etapas de compresión y así poder incrementar en cada etapa la relación de compresión con solamente modificar la curvatura de los álabes del impulsor.

1.4. Motivación

Durante el ejercicio de la profesión surgen problemas de ingeniería de mayor o menor complejidad que requieren una solución. Para determinar la o las posibles soluciones, el problema se ataca de diferentes maneras de acuerdo a sus características y naturaleza. Sin embargo, muchos equipos con los cuales se realiza el proceso, son de importación y la

ingeniería de diseño y de manufactura pertenecen al fabricante. Esto da como resultado la dependencia tecnológica de las diferentes industrias en México y obliga a aceptar la propuesta de solución, no importando el costo económico. Con el conocimiento alcanzado al efectuar la revisión bibliográfica sobre la problemática que enfrenta el diseño de compresores centrífugos, surgió esta investigación como una necesidad de dar respuesta a varias interrogantes, derivadas de la propuesta de solución hecha por el fabricante tales como: Es añadir una etapa la mejor solución?. Cuál es el costo-beneficio que implica modificar el compresor y la turbina. Porqué la compañía no recurrió a la ingeniería que se desarrolla en México?. Debería la compañía tener un centro de Ingeniería para resolver esta clase de problemas?

1.5. Hipótesis

El acoplamiento de diferentes herramientas numéricas, permitirán el rediseño de la geometría del álabe de un compresor, con lo cuál se podrá maximizar la relación de compresión que podría entregar un impulsor centrífugo en una etapa de compresión.

1.6. Objetivo

El presente trabajo tiene como objetivo incrementar la relación de compresión de una etapa de un impulsor centrífugo cerrado.

Esto se pretende lograr a través de la manipulación de los parámetros de diseño de los álabes de un impulsor radial tipo cerrado, en respuesta a la evaluación hecha por la DFC del flujo a través del álabe. Se utilizará una metodología numérico-computacional acoplada a algoritmos genéticos, para la manipulación de los parámetros que definen la curvatura del álabe m y p en el plano "blade-to-blade" manteniendo constantes el resto de los parámetros que definen el impulsor.

Para alcanzar este objetivo se deberán realizar los siguientes objetivos específicos:

- Obtención de la geometría del impulsor en formato electrónico a través del escaneo de la pieza original.
- Parametrización del perfil del álabe y generación del dominio computacional.
- Definición, solución y verificación del modelo computacional.
- Acoplamiento de los diferentes programas al algoritmo genético para la manipulación de los parámetros de diseño.
- Pos-procesamiento y análisis de resultados.

1.7. Contribución

Con los resultados obtenidos en este trabajo de investigación, se puede evaluar y a su vez determinar, si la opción planteada de rediseño del equipo, enfocado principalmente en el re-emplazo sólo de los impulsores llevando una nueva geometría de los álabes es viable para ser considerado como una opción de solución ante la problemática ya indicada. Esta opción de rediseño, evitaría la modificación mayor del compresor basada en la instalación de una nueva etapa de compresión con todos los ajustes en dimensiones y la manufactura de componentes que se debe realizar para su complementación tanto al compresor como a la turbina.

1.8. Estructura del documento

Este documento está estructurado en cinco capítulos, cada uno desarrollando conceptos comunes. El capítulo uno presenta las principales características del proyecto, que van desde su detección hasta la importancia y motivación por encontrar la geometría exacta que dé las condiciones de flujo en el compresor centrífugo, de tal forma que aumente su relación de compresión. Ya que el problema planteado en este proyecto necesita de diferentes áreas del conocimiento, el capítulo dos establece los principios teóricos de las áreas del conocimiento que fue necesario desarrollar. Es decir el problema fue atacado utilizando disciplinas como la dinámica de fluidos, técnicas numéricas de optimización, cálculo de alto rendimiento y el diseño de turbomáquinas. El capítulo tres describe a detalle la metodología utilizada para establecer el proceso automático de optimización. Esta metodología está basada en el acoplamiento de paquetes multidisciplinarios a uno con algoritmos genéticos multi-isla y cuyo proceso es capaz de maximizar la relación de presión. El capítulo cuatro presenta los resultados y la discusión del proceso de optimización al diseño de los álabes del compresor. Este trabajo termina con la presentación de las conclusiones obtenidas de este proyecto y los trabajos futuros con los cuales podrá expandir la utilización del clúster de cálculo y la metodología desarrollada.

Capítulo 2

Conceptos Básicos

En el capítulo anterior se definió al compresor centrífugo como el objeto de estudio de este proyecto, en el presente capítulo se describirán sus principales componentes, así como su principio básico de su funcionamiento y su ubicación en la turbomaquinaria.

2.1. Definición y clasificación

De acuerdo a Dixon & Hall (2013) se puede clasificar como turbomaquina a todos aquellos equipos mecánicos rotativos, en los cuales la energía es transferida hacia o desde un flujo de fluido al equipo por medio de la acción dinámica de una o más filas de álabes móviles. Básicamente, al aplicar trabajo al impulsor o recibir a través del rotor con una o más fila de álabes móviles, este cambia la entalpía de estancamiento del flujo que se desplaza a través del equipo, Mataix & Arenas (2000).

Según Lüdtke (2013), los compresores centrífugos son turbomáquinas de flujo de un fluido usadas para la compresión de gases según el principio dinámico. El giro continuo del impulsor transfiere la energía mecánica de la flecha de la turbomaquina a la entalpía del gas, aumentando su energía. Así, la presión, temperatura y velocidad del gas que sale del impulsor son más altas que a la entrada de mismo. El difusor anular ubicado aguas abajo del impulsor disminuye la velocidad del gas proporcionando, por conservación de energía, un aumento adicional de presión y temperatura.

Dixon & Hall (2013) divide a las turbomaquinas en dos categorías, en la primera se absorbe trabajo para generar un incremento en la presión o altura (ventiladores, compresores y bombas); en la segunda categoría se produce trabajo a través de la expansión del fluido al ingresar a un medio de presión mas baja (turbinas de viento, hidráulicas, de vapor y gas). De acuerdo a la trayectoria que sigue el flujo a través de los pasajes del rotor, se clasifican en radiales o axiales, así mismo se pueden clasificar en turbo-máquinas de acción (impulso) o reacción.

De acuerdo a la amplia aplicación en la industria, (Brown 1997) clasifica a los compresores centrífugos de acuerdo a la manera en la que la carcasa fue construida; de una

sola etapa, múltiples etapas, horizontales, verticales etc...

En la Figura 2.1 se muestra un compresor centrífugo de cuatro etapas. En él, el gas es aspirado dentro del compresor a través de una boquilla de admisión, *a*, e ingresa al conducto de entrada de cada etapa *e* (voluta de entrada o plenum), fluyendo con un patrón uniforme a través de él y dirigiéndose al centro del mismo. Después de la boquilla de succión se encuentra una aleta *c* cuya función es guiar al gas para evitar la formación de vórtices, como se muestra a detalle en la Figura 2.2.

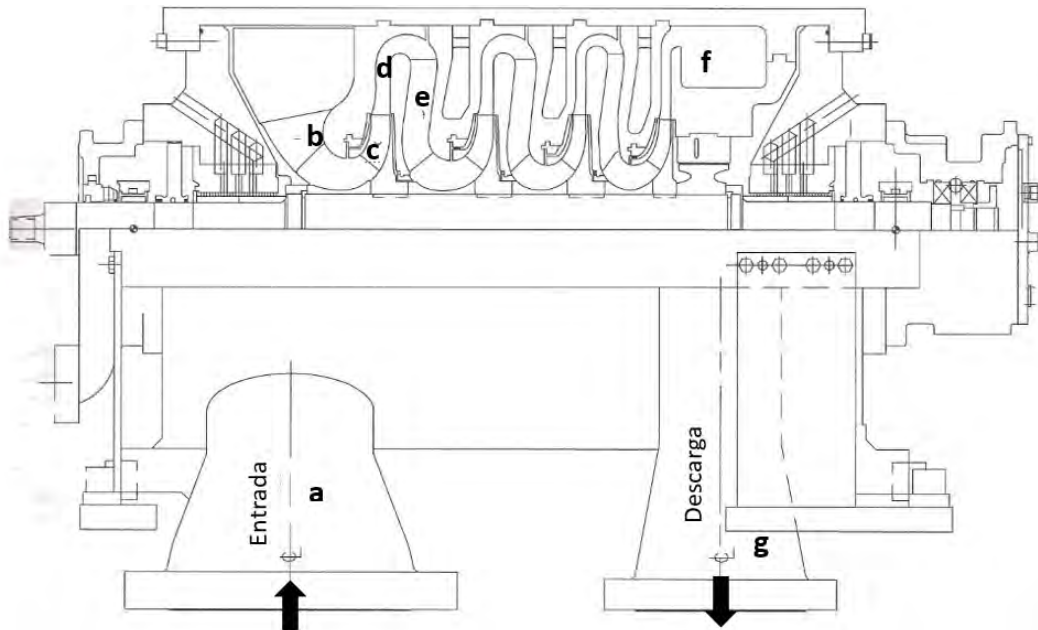


Figura 2.1. Corte meridional de un compresor centrífugo (Gresh 2001).

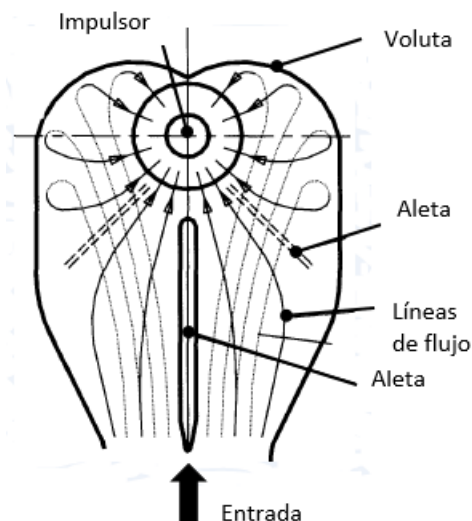


Figura 2.2. Líneas de flujo en la voluta con aletas guía (Lüdtke 2013).

La Figura 2.2, muestra a detalle como el gas sale del *plenum* circulando a través de un anillo que lo conduce directamente hacia el centro del impulsor. Para mejorar el

rendimiento en cada etapa de compresión se requiere, en la medida de lo posible, un flujo libre de vórtices y con perfiles de velocidad uniformes en las direcciones meridional y circunferencial junto con una pérdida de presión mínima en la entrada del *plenum*. Para lograr esto, antes de la entrada al impulsor, se instalan álabes guía o IGV (*Inlet Guide Vanes*) que orientados a cierto ángulo (*Pre-rotation*) suavizan el ingreso del gas a la entrada del impulsor, como se muestra en la Figura 2.3 y Figura 2.4. Estos álabes pueden ser estáticos o móviles según el tipo de compresor que se maneje.

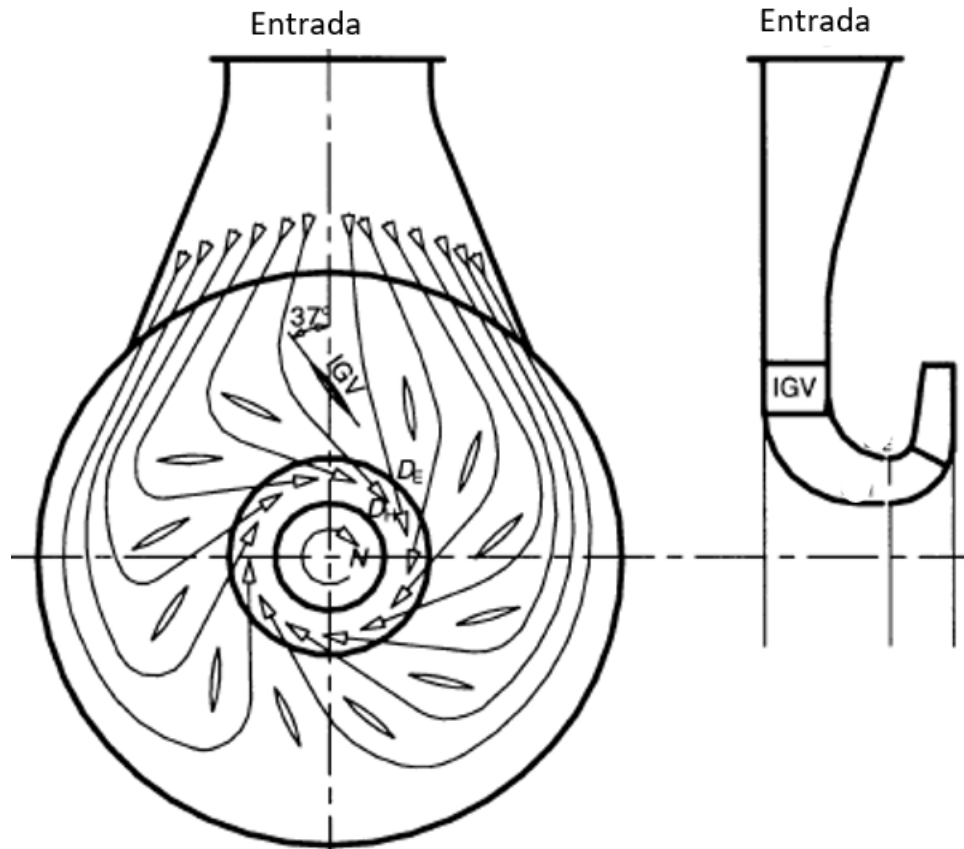


Figura 2.3. Álabes guía a la entrada del impulsor, IGV (*Inlet Guide Vanes*) (Lüdtke 2013).

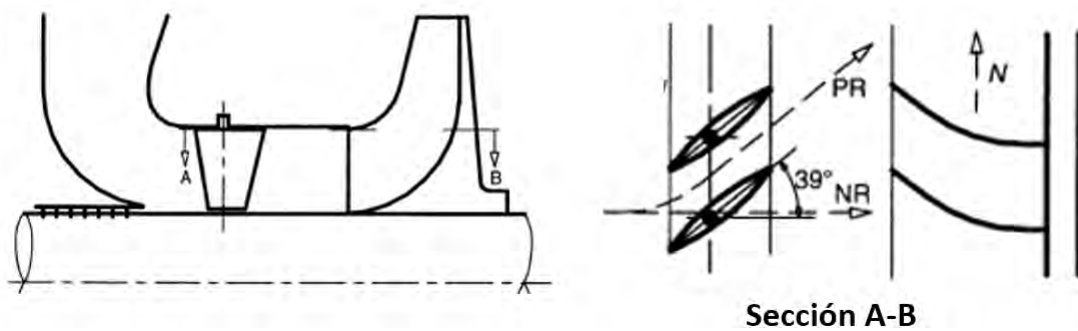


Figura 2.4. Álabes guía ajustables a 39° de la posición axial. N es la rotación del impulsor, NR dirección de entrada de flujo sin rotación, PR dirección de entrada de flujo con pre-rotación, (Lüdtke 2013)

Abam & Saturday (2012) realizó un análisis en 1D sobre la influencia que genera el ángulo de pre-rotación del flujo a la entrada del impulsor sobre el ángulo óptimo de entrada β_1 y el flujo óptimo alcanzable. Él utilizó diferentes números de Mach de entrada y diferentes valores de los parámetros de la geometría del impulsor. Para el análisis, el autor realizó un algoritmo en el cual se incorporan en la ecuación de flujo las variables de diseño del impulsor. La función objetivo fué obtener el ángulo óptimo de entrada que proporcionara el flujo másico óptimo a una determinada velocidad de giro.

El siguiente proceso que ocurre en la etapa de compresión sucede a la salida del impulsor. La Figura 2.5 muestra como el fluido se divide en dos partes, la primera, continua su trayecto a través del difusor, y la segunda se adentra entre las holguras del impulsor y el diafragma generando una re-circulación del gas entre las piezas móviles y las fijas. La magnitud de esta re-circulación depende de la eficiencia de los sellos que se encuentran instalados entre cada una de las etapas.

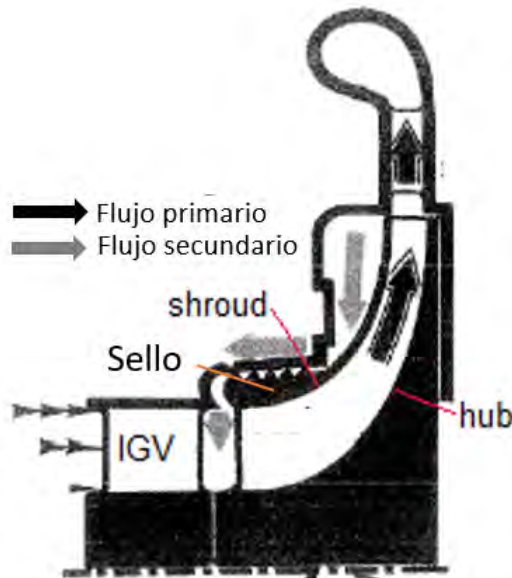


Figura 2.5. Re-circulación del flujo a la salida del impulsor.

Esta re-circulación provoca que en el lado del *shroud* del impulsor se exponga a la presión de descarga del impulsor y en el otro lado, el *hub*, se encuentre parcialmente expuesto a la presión de descarga y a la presión de succión. Al ser mayor la presión en el *shroud* que en el lado *hub* se produce una fuerza de empuje que desplaza a la flecha y rodetes hacia el lado cople del compresor. Esta fuerza es sostenida por un disco o plato de empuje montado en la flecha y por las chumaceras de empuje axial montadas en la carcasa del compresor.

La primera parte del flujo, la que sigue su trayecto, fluye hacia una cámara circular, difusor 2.1, *d* y *e*, fluyendo con un patrón en forma de espiral donde pierde velocidad e incrementa la presión. Después, el gas fluye a lo largo del canal de retorno *f*, que también es una cámara circular. En este punto el fluido se encuentra nuevamente iniciando el

trayecto a la nueva etapa de compresión y lo hará tantas veces como impulsores tenga el equipo.

El rotor es accionado por medio de una turbina o motor y es mantenido en posición axial por la chumacera de empuje axial mientras gira sobre las chumaceras radiales. El rotor esta equipado con sellos tipo laberinto entre cada una de las etapas y antes de cada chumacera radial. Los laberintos pueden ser de diferente tecnología ya sea sellos secos, que utilizan gas inerte, a contra flujo para producir el sello o del tipo laberinto.

2.2. Impulsor

El impulsor consiste de uno o dos discos, *hub* y *shroud*, conectados por medio de los álabes. El conjunto es montado en una flecha y sujetados por una cuña para evitar el movimiento relativo entre ambas piezas. Los discos y álabes pueden ir dispuestos de varias configuraciones y su aplicación depende de las características que se requieran. En la Figura 2.6 se muestran varias configuraciones.

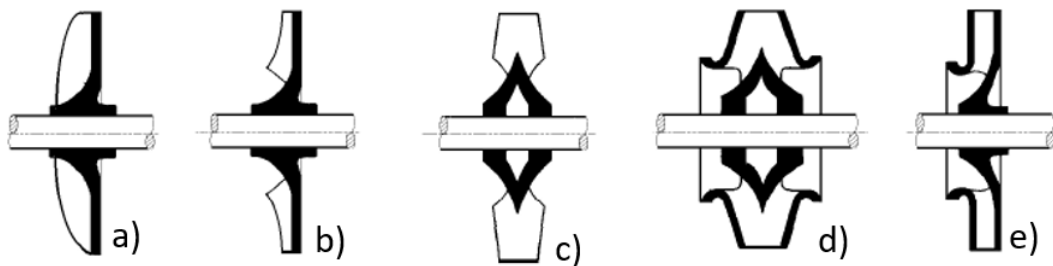


Figura 2.6. Diferentes configuraciones de impulsores, (Mataix & Arenas 2000). a) Abierto, b)Semi-abierto de simple aspiración, c)Semi-abierto de doble aspiración, d)Cerrado de doble aspiración, e)Cerrado de simple aspiración.

En un compresor centrífugo radial, el rodete succiona gas de forma axial y lo acelera del punto 1 al puntos 2, Figura 2.7, cambiando su dirección en 90° y convirtiéndolo en un flujo radial. A a la vez, se genera un aumento en la energía cinética del gas (presión dinámica), y también algo la presión estática, Figura 2.9. Este incremento de energía esta en función de la velocidad que el fluido alcanza a la salida del impulsor c_2 . Esta velocidad es la suma vectorial de las velocidades periférica u_2 y la originada por la fuerza centrífuga es w_2 . Detalles de las componentes de las velocidades se tratará en la Sección 2.5.

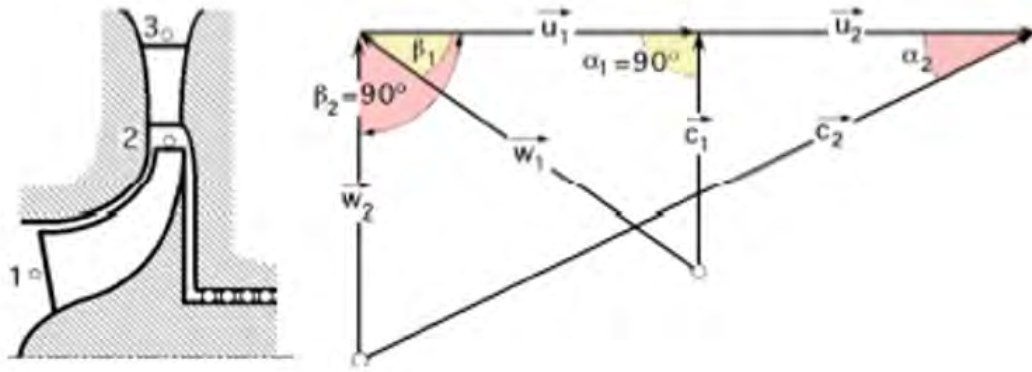


Figura 2.7. Triángulo de velocidades a la entrada y salida del impulsor, (Mataix & Arenas 2000).

El parámetro fundamental que caracteriza al álabe es el ángulo de salida β_2 y, según este ángulo se puede clasificar a los álbes como:

- Álbes curvados hacia atrás, $\beta_2 \leq 90^\circ$.
- Álbes curvados hacia adelante, $\beta_2 \geq 90^\circ$.
- Álbes de salida radial, $\beta_2 = 90^\circ$

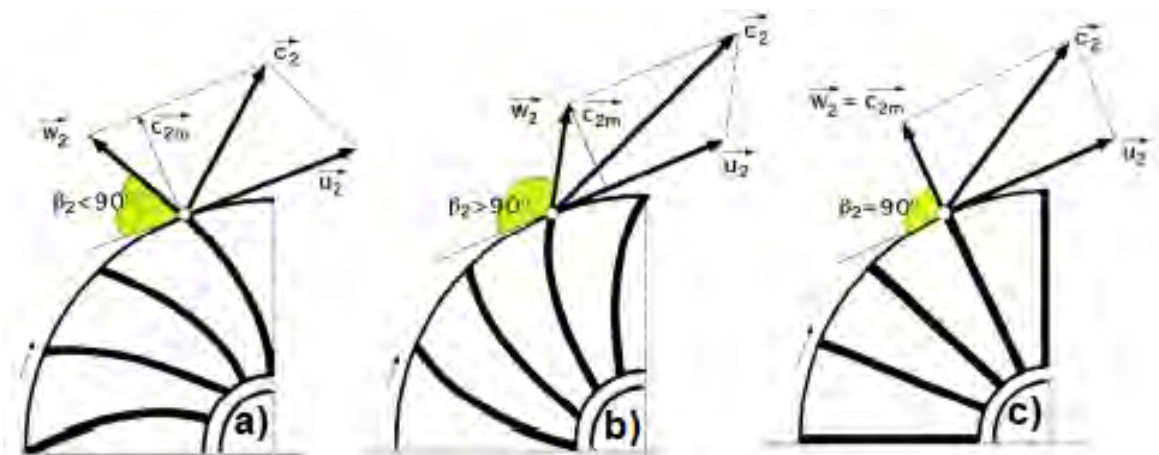


Figura 2.8. Clasificación del impulsor de acuerdo al ángulo de salida β_2 . a) Curvados hacia atrás, b) Curvados hacia adelante, c) De salida radial, (Mataix & Arenas 2000).

El gas puede ingresar al rodete de manera axial $\alpha_1 = 90^\circ$, otras veces se le comunica al gas una contra-rotación, $\alpha_1 \leq 90^\circ$, o una pre-rotación, $\alpha_1 \geq 90^\circ$, para lo cual se coloca una corona directriz fija con álbes aguas arriba del rodete. Estos álbes tienen el ángulo α_1 más conveniente en cada caso.

A la salida del impulsor, el fluido es empujado en la dirección tangente $u_2 = r_2\omega$, y en la dirección de la trayectoria del extremo exterior del álabe w_2 . Estas dos velocidades que actúan simultáneamente sobre el fluido a la salida del álabe se combinan entre sí para dar, en dicha salida, una resultante c_2 . Esta velocidad es, en magnitud y sentido, la

velocidad absoluta a la que realmente el fluido abandona el álabe y cuyo valor depende del ángulo β_2 .

En la Figura 2.9, se muestran los cambios de velocidad y de presión estática que el gas experimenta a través del impulsor.

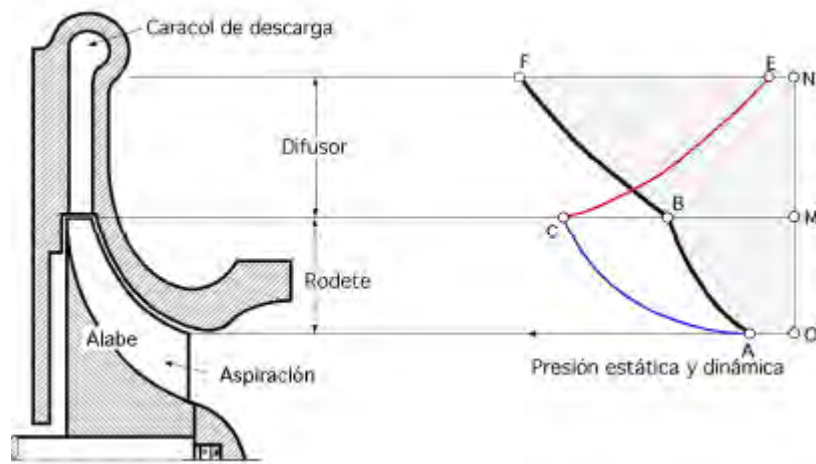


Figura 2.9. Cambios de presión, estática y dinámica a través la etapa de compresor centrífugo: OA.- Presión estática y dinámica a la entrada del turbocompresor, MB.- Presión estática a la salida del rodete, MC.- Presión dinámica a la salida del rodete, NE.- Presión dinámica a la salida del difusor, NF.- Presión estática a la salida del difusor.

Las capacidades y limitaciones aero-termodinámicas y mecánicas del impulsor con altas velocidades de rotación y, por lo tanto, sometido a altos niveles de esfuerzos, determinan el potencial de aplicación del compresor. Por lo tanto, su dimensionamiento y ajuste de velocidad están determinados por varias disciplinas:

- La aero-termodinámica, que debe asegurar el flujo másico deseado, la eficiencia y el rango de operación.
- El análisis de esfuerzos, que debe garantizar la integridad estática y dinámica.
- La dinámica del rotor, que debe garantizar un buen funcionamiento dentro de los límites de vibración.
- La ingeniería de producción, que debe permitir una fabricación económica.

Los fabricantes de compresores no invierten recursos en diseñar un impulsor para sólo uno de los casos industriales que se les presentan. En realidad usan un sistema de etapas pre-diseñadas que tienen geometrías estandarizadas. Estas son los perfiles de los álabes con los ángulos de entrada y de salida ya fijos y se escalonan ajustando otros parámetros, como la altura de la entrada, de la salida y el diámetro del ojo.

Otros tienen un sistema de diseño modular estrechamente escalonado con una geometría completamente fija pero escalable. Esta tiene la ventaja de una precisión de predicción relativamente alta, ya que prácticamente todas las etapas modulares tienen curvas de rendimiento derivadas de pruebas para toda la gama de gases industriales.

2.3. Difusor

El sistema de difusor consta de uno o varios órganos fijos, cuya función es recuperar una parte de la energía cinética del fluido a la salida del rodete para conseguir un incremento adicional de presión y redirigir el flujo a la siguiente etapa de compresión.

El sistema difusor suele constar de al menos una caja espiral, a la cual se le añade con frecuencia una corona directriz o un cono difusor o los dos a la vez. Los álabes de la corona directriz sirven para conducir el gas a la entrada del siguiente impulsor, aproximadamente con la misma velocidad en magnitud y dirección, que tenía a la entrada del primer impulsor.

En cuanto al diseño de los compresores centrífugos, frecuentemente encontramos literatura científica enfocada en realizar mejoras al impulsor, prestando un poco menos atención a la mejora de los componentes estáticos de equipo. Esto se debe a que las mejoras en el *plenum* y el canal de retorno tienen menos impacto en la eficiencia del compresor, comparada con la que se obtiene en la optimización del impulsor. Sin embargo, abordar las pérdidas que se generan en estas secciones puede mejorar significativamente el desempeño de los equipos, (De Bellis et al. n.d.).

En relación a esto, De Bellis et al. (n.d.) realiza un trabajo de optimización usando un modelo en 3D del canal de retorno de un difusor incluyendo el álabe de la corona directriz. La optimización se enfocó en reducir el coeficiente de pérdidas de la presión total en el canal. Para la parametrización del álabe se utilizaron 18 polos de Bézier estableciendo sus rangos de variación. Esta investigación utilizó el método de cubo latino para definir los puntos discretos dentro de los rangos establecidos y reducir el campo de búsqueda de los mejores valores. Posteriormente se utilizaron algoritmos genéticos para alcanzar los mejores valores de variables, obteniendo una geometría que aumentó la eficiencia politrópica del 2% en el punto de diseño.

2.4. Termodinámica

En el siguiente apartado se pretende refrescar algunos de los conceptos termodinámicos cuya utilización es frecuente en el estudio de los turbo-compresores. No se pretende ser completo en cuanto a los temas tratados, ni en cuanto al rigor de las demostraciones. Por lo tanto las ecuaciones y conceptos solo se muestran para contribuir al fin indicado de una manera simple.

2.4.1. Trabajo y eficiencias

El proceso de compresión en el compresor es un proceso politrópico con entropía creciente debido a la fricción y pérdidas en el compresor. La Figura 2.10 muestra el proceso de compresión del fluido de trabajo desde el estado 1 en la entrada del compresor (P_1, T_1) al estado 2 en la salida del compresor (P_2, T_2).

La eficiencia del compresor η_c se define como la relación del cambio de entalpía total isentrópica de 1t a 2st al cambio de entalpía total politrópica de 1t a 2t. Esto indica que el compresor necesita más energía en el proceso politrópico, proceso real, que la energía mínima requerida en el proceso isentrópico, proceso ideal.

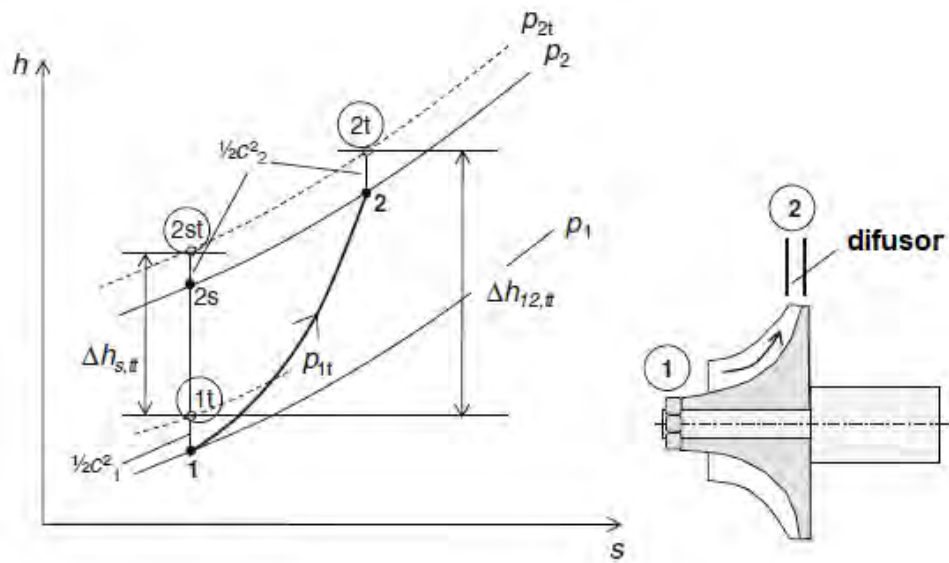


Figura 2.10. Proceso de compresión en el diagrama $h - s$

La eficiencia total isentrópica de la etapa del compresor, que consiste en el impulsor y el difusor, se define de acuerdo a (Boyce 1993) como:

$$\eta_c = \frac{T_{2st} - T_{1t}}{T_{2t} - T_{1t}} \quad (2.1)$$

Usando expresiones termodinámicas para el proceso isentrópico, la eficiencia la podemos escribir en términos de las presiones y temperaturas totales en la entrada y salida del compresor, y del exponente isentrópico del fluido de trabajo k .

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_{2t}}{P_{1t}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{T_{2t}}{T_{1t}}\right) - 1} \quad (2.2)$$

La Ecuación 2.3 calcula la temperatura total a la entrada y a la salida.

El proceso isentrópico realizado por las tres etapas de compresión se encuentra representado bajo las líneas a-1' - 4s-f, mientras que el trabajo de compresión politrópico, en las 3 etapas, esta definido bajo las curvas a-1' - 3'' - 3 - 3s - 2 - 2s - 1-f. Se observa que a medida que aumentamos el número de etapas para una determinada relación de compresión entre dos puntos arbitrarios P_4/P_1 , la línea escalonada 1 - 2s - 2 - 3s - 3 - 3'' se aproxima cada vez más a la línea 1 - 2 - 3 - 4. Esta línea representa la eficiencia politrópica, la cual es constante, $\eta_p = \text{cte}$.

El área 1 - 4s - 4 - 1 que es la diferencia entre el trabajo politrópico y el isentrópico, son las pérdidas originadas por el pre-calentamiento que ocurre en cada una de las etapas anteriores.

El trabajo específico politrópico y_p , Ecuación 2.7, es definido como la suma del trabajo isentrópico generado por un número infinito de etapas de compresión a lo largo de la línea de eficiencia constante $\eta_p = \text{cte}$. Las etapas están separadas una de la otra por el calor generado a causa de la fricción. El trabajo isentrópico entonces lo podemos definir como:(Lüdtke 2013).

$$\begin{aligned}
 y_s &= h_{2s} - h_1 \\
 &= c_p (T_{2s} - T_1) \\
 &= c_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\
 &= RT_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

Dónde: $k = \frac{k_1 + k_2}{2}$.

Y el trabajo politrópico quedaría de la siguiente forma:

$$y_p = RT_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \tag{2.7}$$

Con $n = \frac{n_1 + n_2}{2}$, y expresado en términos de k .

$$y_p = RT_1 \left(\frac{k\eta_p}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k\eta_p}} - 1 \right] \tag{2.8}$$

Ya que $k = \frac{k_1 + k_{2s}}{2}$, la eficiencia politrópica para un número infinitesimal de etapas de compresión sería la siguiente:

$$\eta_p = \frac{k-1}{k} \frac{n}{n-1} \tag{2.9}$$

2.4.2. Ecuación de Euler

La ecuación de Euler relaciona la aero-dinámica con la termodinámica en el impulsor. La primera forma de dicha expresión la obtenemos de la definición del torque.

Teóricamente el torque es igual a razón de cambio del momento angular experimentado por el fluido que es desplazado a través del impulsor, cuya expresión se define:

$$\tau = (m + \Delta m) (C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) + T_f \quad (2.10)$$

Donde C_u es la componente de la velocidad resultante C sobre la velocidad periférica. De acuerdo a los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete mostrados en la Figura 2.14, la potencia se determina por la Ecuación 2.11.

$$P_i = \tau\omega = m (C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1) \frac{1}{\eta_L} \frac{1}{\eta_F} \quad (2.11)$$

dónde $\eta_L = \frac{m}{m + \Delta m}$ y $\eta_F = \frac{\tau - \tau_F}{\tau}$, presentan la potencia de la siguiente forma:

$$P_i = m y_s = m (h_{2s} - h_1) \quad (2.12)$$

Y el trabajo en función de la Ecuación 2.12 queda:

$$P_i = m y_s = m (h_{2s} - h_1) \quad (2.13)$$

La Ecuación 2.14 presenta la segunda forma de la Ecuación de Euler.

$$\Delta h = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2.14)$$

En la Ecuación 2.14, el primer término de la derecha es relacionado a la velocidad periférica que origina el incremento de presión, el segundo término genera la presión por retraso de la corriente (efecto de difusión), y el tercer término es el incremento en la energía cinética del gas. Así, el primer término constituye el incremento estático y el tercero el incremento dinámico de la entalpía.

Otra propiedad termodinámica de un fluido dentro de un impulsor es la "rotalpia", Ecuación 2.15. Esta se define como una contracción de entalpía rotacional de estancamiento y permanece constante a través del impulsor.

$$h_{rot} = h_{stat} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} \quad (2.15)$$

En Figura 2.12 se muestra como se desarrolla la relación entalpía-entropía en un escalonamiento del compresor. La línea oscura es el cambio en la entalpía estática en el impulsor y en el difusor. La línea punteada es el cambio de entalpía total que se genera en el impulsor y permanece constante en el difusor y la línea discontinua es el cambio de

la entalpía total en el marco giratorio de referencia definido únicamente en el impulsor.

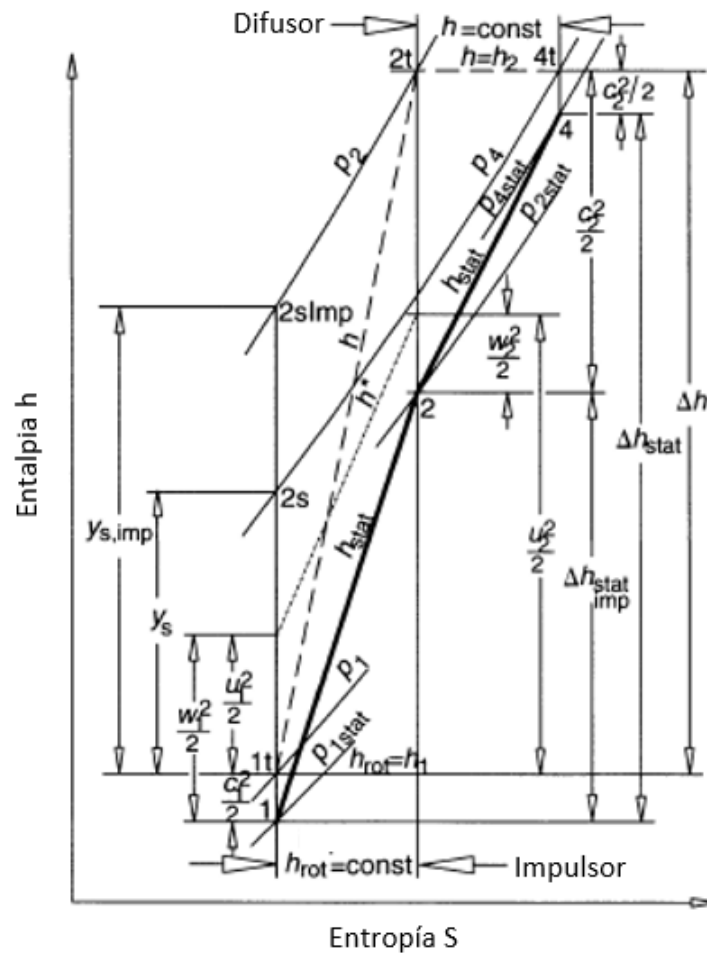


Figura 2.12. Diagrama h-s, Cambio de entalpías estática y dinámica en el impulsor y difusor (Lüdtke 2013).

Otra forma de la Ecuación de Euler puede ser deducida de la Segunda Ley de Newton aplicada a un volumen de control, como el mostrado en la Figura 2.13.

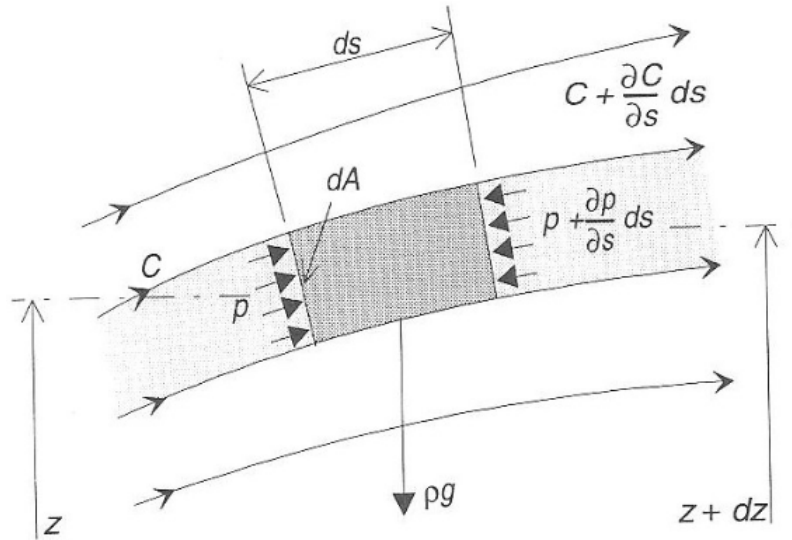


Figura 2.13. Volumen de control para la ecuación de Bernoulli, (Japikse et al. 1994).

Realizando la sumatoria de fuerzas actuando sobre el volumen e igualándolas al momentum total del volumen de control se obtiene la Ecuación 2.16.

$$\frac{\partial p}{\partial s} + \rho C \frac{\partial C}{\partial s} + \rho g \frac{\partial z}{\partial s} = 0 \quad (2.16)$$

Dónde dz es el cambio de altura entre ambos lados del volumen de control. Simplificando la Ecuación 2.16, obtenemos:

$$pdA - \left[p + \left(\frac{\partial p}{\partial s} \right) ds \right] dA - \rho g dA dz = \rho C dA \left[C + \left(\frac{\partial C}{\partial s} \right) ds \right] - C p C dA \quad (2.17)$$

2.4.3. Relación de presiones

La Ecuación 2.18 estima una relación de compresión isentrópica entre los puntos 1 y 2 del impulsor.

$$\frac{P_{s2}}{P_1} = \left[1 + \frac{P_1}{2C_p T_1} \left[2(C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1) - (C_2^2 - C_1^2) \right] \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.18)$$

Y la Ecuación 2.19 calcula la temperatura de salida del flujo.

$$T_{2s} = T_1 + \frac{1}{2C_p} \left[2(C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1) - (C_2^2 - C_1^2) \right] \quad (2.19)$$

Para un proceso politrópico la relación de presión para los mismos puntos 1 y 2, es dada por la Ecuación 2.20.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[1 + \frac{P_1}{2C_p T_1 \eta_i} \left[2(C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1) - (C_2^2 - C_1^2) \right] \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.20)$$

Y la Ecuación 2.21 estima la temperatura.

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2C_p \eta_i} \left[2(C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1) - (C_2^2 - C_1^2) \right] \quad (2.21)$$

2.5. Triángulos de velocidad

Los triángulos de velocidad están formados por vectores a la entrada y a la salida del impulsor, como se muestra en la Figura 2.14. La resolución de estos triángulos forman parte crucial en el diseño y selección de un compresor tanto radial como axial, y de este diseño va a depender la capacidad y la estabilidad del mismo, así como su rango de operación.

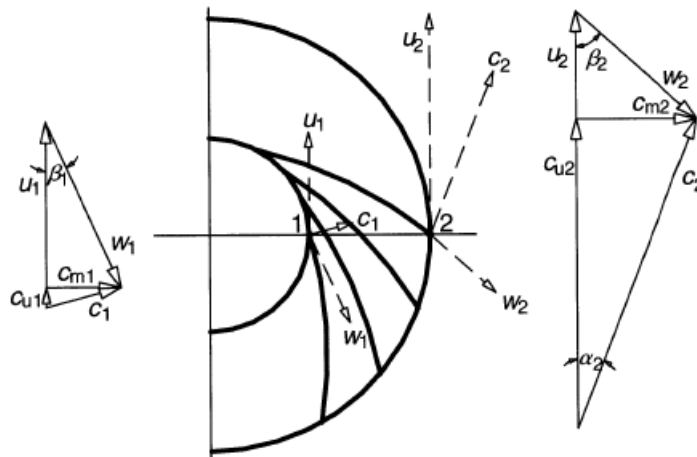


Figura 2.14. Triángulos de velocidad a la entrada y salida del impulsor. u - Velocidad periférica, C - velocidad absoluta, C_m - Componente meridional de C , C_u componente periférica de C (Lüdtke 2013)

Estos triángulos forman parte del análisis de cálculo en 1D. Con el apoyo de estos triángulos se puede visualizar de manera rápida y clara la influencia que tiene las variables β y α , que son los ángulos del álabe y del fluido respectivamente, en el comportamiento del impulsor. Otros efectos, como el desprendimiento de la capa límite, no pueden ser visibles en este tipo el análisis y dependiendo del tipo de impulsor, será necesario recurrir al análisis en 2D y 3D para visualizar el fenómeno.

En la Figura 2.14 se puede visualizar la influencia positiva o negativa que tiene el ángulo de entrada del fluido “prewhirl” sobre la velocidad periférica U_1 la cuál puede incrementar o disminuir dependiendo si el flujo tiene una pre-rotación PR, si la entrada es totalmente axial NR o incluso el ángulo sea en contra del sentido de giro del impulsor.

A la salida del rodete, el ángulo β_2 transmite energía al fluido. Sin embargo se deben verificar sus límites ya que este ángulo tiene una gran influencia sobre el comportamiento del fluido. Por ejemplo, si se disminuye β_2 hasta cero, la Ecuación 2.7 alcanza el mismo valor.

$$y_p = C_{u2}u_2 \quad (2.22)$$

Si el ángulo aumenta demasiado hasta llegar a 180° , convertiría al compresor en una turbina. Por lo tanto, la Ecuación 2.23 da el valor máximo para β_2 .

$$\text{tg}(\beta_{2mx}) = -\frac{C_{2m}}{u_2} \quad (2.23)$$

2.5.1. Factor de deslizamiento

Otro factor a tener en cuenta en el análisis de un impulsor es el es factor de deslizamiento e_z . Este factor considera que la velocidad del fluido a la salida del impulsor no sigue la dirección de salida del álabe w_2 y debería salir del impulsor con un ángulo β_2 . En realidad, la velocidad a la salida del rodete es w'_2 bajo un ángulo β'_2 que es menor a β_2 .

Este fenómeno se debe a que hay una re-circulación de fluido dentro del espacio comprendido entre cada dos álabes, dado que la corriente en un rodete con un número finito de álabes no es perfectamente guiada por los álabes, sino que en la corriente relativa de desplazamiento del gas se superpone un torbellino, Figura 2.15.

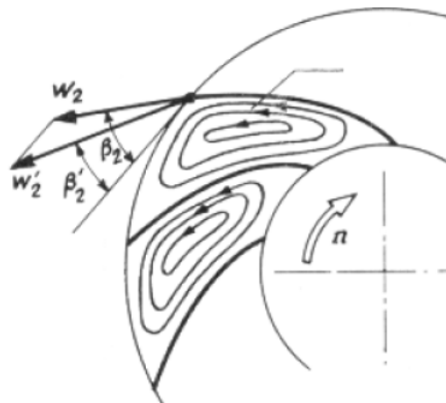


Figura 2.15. Ángulo β'_2 del flujo de salida del álabe. (Mataix & Arenas 2000)

El efecto de este torbellino, que sumado al desplazamiento relativo del gas inclinan al vector w_2 en la periferia del rodete, hace disminuir el ángulo β_2 de la corriente hasta un valor β'_2 , (Mataix & Arenas 2000). Este desvío genera que el vector C_{u2} sea menor que C_{u2}' , como se muestra la Figura 2.16 .

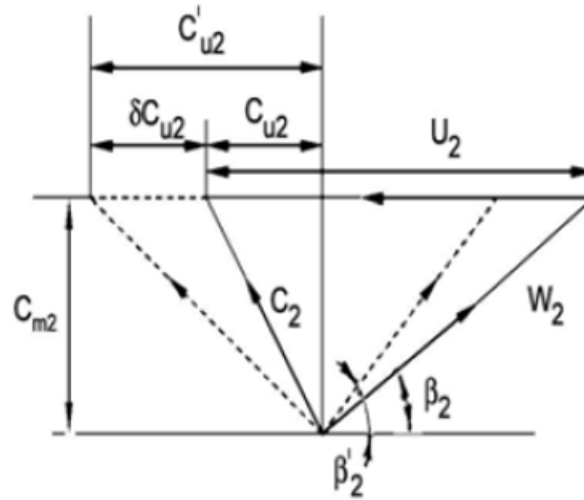


Figura 2.16. Triángulo de velocidad real (líneas continuas) y teórico (líneas ocultas) con ángulo del flujo β'_2 a la salida del álabe. (Elsheshtawy 2012)

Para la determinación de este coeficiente se cuenta con ecuaciones teóricas como la presentada por Li et al. (2015) y Dixon & Hall (2013).

$$e_z = 1 - \frac{\pi \text{sen} \beta_2}{Z \left(1 - \frac{C \cot \beta_2}{u_2} \right)} \quad (2.24)$$

Qiu et al. (2011) considera que el coeficiente de flujo a la salida del impulsor es una variable importante que influye en el factor de deslizamiento y propone la Ecuación 2.25.

$$e_z = 1 - \frac{F \pi \cos \beta_2 \sin \gamma_2}{Z} - \frac{F s_2 \phi_2}{4 \cos \beta_2 \left(\frac{d\beta}{dm} \right)} \quad (2.25)$$

(Elsheshtawy 2012) realiza pruebas variando diferentes parámetros de diseño que pueden afectar el fenómeno de deslizamiento y hace la comparación entre otros trabajos realizados. Entre los parámetros esta el ángulo de entrada y salida del álabe, número de álabes, tipo de fluido y flujo. Encontrando que al variar el caudal permanece constante la relación entre las velocidades tangenciales teórica y real y al aumentar el número de álabes aumenta también el factor de deslizamiento. Finalmente, al mantener constante el ángulo de salida y mover el de entrada, el factor de deslizamiento decrece.

2.6. Selección del compresor

Debido a las características de los compresores centrífugos, son ampliamente utilizados en la industria para el manejo de una gran diversidad de procesos de producción. Pero con los cambios continuos y mejoras de los procesos industriales, es necesario que se cuente con una amplio rango de equipos que cumplan con las características reque-

ridas por el usuario final. Los fabricantes de estos equipos, OEM (Original Equipment Manufacturer), no diseñan un compresor para cada una de las aplicaciones o nuevos requerimientos de proceso, sino que cuentan con una amplia gama de equipos de modo que se puede satisfacer las necesidades sin problema.

Lo que se hace es tratar de estandarizar las piezas fundamentales en cada equipo y hacerlas escalables de tal manera que al realizar los cálculos para cada tipo de gas y sus condiciones en específico, se configure el equipo para cumplir con los requerimientos.

Los métodos de cálculo son diversos y cada fabricante aplica el propio. Sin embargo, en la literatura podemos encontrar métodos libres que el usuario final pueden emplear para estimar el equipo que cumpla sus características y solicitar la compra del mismo. Mataix & Arenas (2000), Saravanamuttoo et al. (2001) y Lüdtke (2013) nos presentan procedimientos para la selección del equipo y el diseño de los principales componentes de un compresor centrífugo de varios escalonamientos, los cuales fueron aplicados para el desarrollo de nuestro trabajo de investigación

Lüdtke (2013) nos dan un panorama amplio de los efectos en la manipulación de las variables principales de diseños presentando un procedimiento de cálculo de un compresor en base a una especificación establecida. El procedimiento se divide en tres etapas:

1. Cálculo aproximado del tamaño del bastidor, número de etapas, velocidad y potencia. Con esto se obtiene una visión general de cómo será el compresor.
2. Dimensionamiento detallado de los componentes, que conducirá a los datos finales de rendimiento previstos sobre la base del método de línea de flujo unidimensional.
3. Diseño de la paleta del impulsor.

Estos cálculos son necesarios pues proporcionan una buena referencia del tamaño que deberá manejar el equipo a diseñar.

2.6.1. Cálculo del impulsor

El principal objetivo del diseño o cálculo del rodete es alcanzar de forma segura la capacidad y la eficiencia requerida por el proceso de producción, dentro de un rangos de flujo volumétrico determinado y que debe cumplir con el límite de surge.

El procedimiento de diseño es iterativo y se desarrollará en la medida en que ciertas suposiciones deban ser establecidas. La geometría del impulsor es definida a través de sus variables, estas se dividen en 2 grupos, el primer grupo, involucra los parámetros que definen el plano meridional "hub-to-shroud", y el segundo, las que definen forma de los álabes "blade-to-blade".

Para el primer grupo se consideran:

1. Diámetro del *Hub*
2. Diámetro de entrada *shroud*
3. Diámetros de salida del *Hub* y *shroud*
4. Altura del impulsor
5. Las ecuaciones que describen la curvatura del *Hub* y *shroud* desde la entrada a la salida

Los diámetros de entrada del *Hub* y *shroud* afectan al área de entrada al impulsor. Esto afectará la magnitud del número de Mach en el *shroud* cuyo valor debe ser mantenido lo más bajo posible para minimizar las pérdidas en esta sección. El diámetro a la salida del impulsor afecta de manera directa a la cantidad de trabajo transferido al impulsor como lo señala la Ecuación 4.21 para turbo-maquinaria; y por consiguiente afectará al torque requerido para una misma velocidad de giro del equipo. La altura del impulsor afecta la difusión a través del impulsor y consecuentemente afectará a la presión estática y la zona de surge. Por último, la Ecuación 4.21 describe la curvatura del *hub* y *shroud* en el plano meridional. Este parámetro afecta el gradiente de presión entre el *hub* y el *shroud* y por tanto la separación de flujo. Los efectos de este parámetro no se pueden visualizar en un modelos 1D y por lo tanto es necesario recurrir a un modelo 2D o 3D para su análisis y manipulación, (Wahba & Elnashar 2008).

El segundo grupo blade-to-blade consiste de los siguientes parámetros:

1. El número de álabes
2. El ángulo de entrada
3. El ángulo de salida del álabe
4. La ecuación que describe la curvatura del álabe
5. La distribución del espesor a lo largo de la línea de las coordenadas meridionales
6. Los radios de los bordes de ataque y de salida.

Este grupo afecta el comportamiento de impulsor de la siguiente manera:

- El número de álabes: su efecto recae sobre la magnitud de área del canal de flujo y sobre el número de Mach, depende del número de álabes y del diámetro a la salida del impulsor.
- El ángulo de entrada, afecta directamente a los triángulos de velocidad a la entrada y al número de Mach relativo. Este parámetro puede ser manipulado en el cálculo

del flujo en 1D para determinar el ángulo óptimo que correspondería al flujo máximo con un mínimo número de Mach en el *shroud*. Whitfield & Baines (1990) da un procedimiento para optimizar este ángulo.

- El ángulo a la salida del álabe afecta directamente al trabajo realizado para la compresión ya que la componente de la velocidad a la salida depende de β_2 .

El comportamiento real del impulsor se ve afectado por la combinación de todos los parámetros geométricos mencionados, no sólo por cada uno en particular. Esto limita la confianza en las ecuaciones del análisis en 1D y obliga a realizara análisis en 2D y 3D, donde se conjugan y manipulan todos los parámetros mencionados.

Mataix & Arenas (2000) presenta un procedimiento para el cálculo en 1D de los parámetros principales para el dimensionamiento de un impulsor.

Así mismo, Li et al. (2015) presenta un optimización de un compresor centrífugo utilizando un método de diseño basado en el cálculo y análisis en 1D. En este trabajo, la etapa de baja presión de un compresor fue optimizada. Los parámetros de la geometría del impulsor se consideraron como las variables de diseño, y la eficiencia de toda la etapa fue considerada como la función objetivo. La optimización se llevó a cabo utilizando una técnica de optimización ASA (Adaptive Simulated Annealing) del software iSIGHT. Después de la optimización, la relación de compresión de la etapa fue incrementada 4 % y la eficiencia fue incrementada un 2 %.

Zahed & Bayomi (2014) utilizó un procedimiento de diseño de un compresor centrífugo donde manipula las variables de diseño limitadas a ciertas características y realiza la comparación entre diferentes rodets generados por los valores de las variables.

En este capítulo, fueron presentados las bases necesarias para establecer, entender y definir el comportamiento y rendimiento de un impulsor de un compresor centrífugo. En el siguiente capítulo, se abordarán cada uno de las etapas que fueron necesarias para llevar a cabo la optimización de los álabes del impulsor.

Capítulo 3

Herramientas Numéricas

En este capítulo se presentarán las herramientas que fueron utilizadas en la optimización del flujo en el compresor a través de la modificación en la forma del álabe. Para ello fueron utilizados como herramientas los algoritmos genéticos que manipularon ciertos parámetros que definen la forma de canal del álabe. Posteriormente, el comportamiento del flujo en el canal fue obtenido a través de la Dinámica de Fluidos Computacional cuyos resultados alimentaron la función objetivo. Esta función objetivo fue la encargada de evaluar el incremento de la relación de presión en el canal del álabe.

3.1. Dinámica de Fluidos Computacional (DFC)

Las variaciones de las propiedades del fluido en las tres dimensiones espaciales y en el tiempo están relacionadas con un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes o ecuaciones fundamentales de los fluidos. Las tres ecuaciones son: ecuación de conservación de la masa, conservación de la energía y la cantidad de movimiento. La DFC es una técnica numérica computacional que permite solucionar de manera aproximada estas ecuaciones gobernantes.

Las ecuaciones de Navier-Stokes, junto con la ecuación de estado describen el movimiento del fluido. Estas ecuaciones son derivadas de la ley de conservación de la masa y la ley de Newton del movimiento del flujo de fluidos. Para el caso de fluidos compresibles también se incluye la ecuación de conservación de la energía. Las ecuaciones pueden ser modificadas eliminando algunos términos acorde a las características y requerimientos del problema. Para nuestro caso se tienen las siguientes ecuaciones:

La ecuación de conservación de la masa esta definida por la Ecuación 3.1.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \quad (3.1)$$

La ecuación de momentum esta definida por la Ecuación 3.2.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i v_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho \vec{f}_e \quad (3.2)$$

Y la ecuación de la energía esta definida por la Ecuación 3.3.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.3)$$

Donde los términos v_i representan la componente de la velocidad en la dirección x_i . La componente del tensor de esfuerzos viscosos τ_{ij} se define a través de la Ecuación 3.4.

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (3.4)$$

Donde P es la presión estática y μ es la viscosidad.

FLUENT resuelve las tres ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3 de manera iterativa utilizando el método de los elementos finitos y es utilizado para realizar la solución de las ecuaciones gobernantes en el presente trabajo. Las ecuaciones gobernantes, Ecuaciones. 3.1, 3.2 y 3.3 son resueltas en un marco de referencia estacionario. Sin embargo, para los sistemas rotatorios, es necesario describir el comportamiento del flujo con respecto a un marco de referencia giratorio.

Para que el compresor gire con una velocidad angular constante Ω , la velocidad de la partícula del fluido se representa a través de la Ecuación 3.5.

$$\vec{v} = \vec{v}_r + \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (3.5)$$

Donde \vec{w} es el vector velocidad relativo al sistema giratorio.

Dos fuerzas son agregadas en el marco de referencia giratorio, las fuerza de coriolis por unidad de masa \vec{f}_{cor} , Ecuación 3.6, y la fuerza centrífuga por unidad de masa \vec{f}_c , Ecuación 3.7.

$$\vec{f}_{cor} = -2 \left(\vec{\Omega} \times \vec{w} \right) \quad (3.6)$$

$$\vec{f}_c = -\vec{\Omega} \left(\vec{\Omega} \times \vec{w} \right) \quad (3.7)$$

Con estos términos la Ecuación 3.1 se transformaría en la Ecuación 3.8.

$$\nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad (3.8)$$

Y la de conservación del momentum en la Ecuación 3.9.

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \times \vec{v}_r) = \rho \vec{f}_e - \rho \vec{\Omega} \times \left(\vec{\Omega} \times \vec{r} \right) - 2\rho \left(\vec{\Omega} \times \vec{v}_r \right) - \nabla p \quad (3.9)$$

La conservación de la energía en la Ecuación 3.10 :

$$\nabla \cdot \left[\rho \vec{v}_r \left(h + \frac{\vec{v}_r^2}{2} - \frac{u_r^2}{2} \right) \right] = W_f \quad (3.10)$$

Donde:

$\vec{u}_r = \vec{\Omega} \times \vec{r}'$ y W_f es el trabajo realizado por fuerzas externas en el marco de referencia giratorio que esta definido por la Ecuación 3.11.

$$W_f = \rho \vec{f}_e \cdot \vec{v}_r \quad (3.11)$$

Donde f_e son las fuerzas externas por unidad de masa.

Estas ecuaciones diferenciales se resuelven principalmente a través de métodos numéricos, que se aproximan a la solución exacta a través de un sistema de ecuaciones algebraicas, que son resueltas en una computadora.

3.1.1. Esquemas de discretización

Las ecuaciones diferenciales 3.1, 3.2 y 3.3 las podemos representar en una sola ecuación general para la variable dependiente Φ .

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) + \text{div} (\rho \vec{u} \Phi) = \text{div} (\Gamma \text{grad} \Phi) + S_\Phi \quad (3.12)$$

donde:

- $\text{div} (\rho \vec{u} \Phi)$ - es el termino convectivo
- $\text{div} (\Gamma \text{grad} \Phi)$ - es el termino difusivo
- S_Φ - es el termino fuente
- Γ - coeficiente de difusión
- Φ - es la variable dependiente.

La solución numérica de una ecuación diferencial consiste en un conjunto de números con los que se pueda construir la distribución de la variable dependiente Φ en el dominio computacional.

EL primer paso al usar el método numérico para la solución de las ecuaciones diferenciales y consiste en la discretización de nuestro dominio computacional, es decir, dividir el dominio en elementos. Posteriormente se deducen el conjunto de ecuaciones algebraicas de los términos convectivo, difusivo y término fuente para cada uno de los elementos y se resuelve conjuntamente por algún método de resolución de matrices. Este método podría ser un método iterativo (Método de Jacobi, Gauss-Seidel, Sobre-Relajación Sucesiva) o con un método de factorización (Método de Dolittle, Crout, Cholesky).

La Fig. 3.1 muestra un elemento en 1D del dominio computacional. El objetivo es obtener el valor de la variable Φ en el punto P .

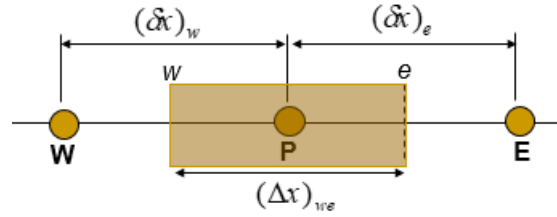


Figura 3.1. Método de discretización del dominio computacional

Para esto, se realiza la integración del término difusivo y el término fuente, Ecuación 3.12, sobre todo el elemento y obtenemos la ecuación de discretización 3.13.

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\Phi_E - \Phi_P}{\delta x_e} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\Phi_P - \Phi_W}{\delta x_w} \right) + (S_u + S_P \Phi_P) = 0 \quad (3.13)$$

Agrupando términos obtenemos la forma general de la ecuación algebraica discretizada, Ecuación 3.14.

$$a_P \Phi_P = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W + S_u \quad (3.14)$$

Donde los términos son:

a_W	a_E	a_P
$\frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_w}$	$\frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_e}$	$a_E + a_W - S_P$

El término convectivo tiene una conexión inseparable con el término difusivo y los dos términos deben ser considerados como uno solo para la solución de la parte convectiva de la Ecuación 3.12.

Para la determinación de la ecuación general algebraica, en 1D, que involucra tanto la parte convectiva como la difusiva, se procede de manera similar a lo realizado anteriormente. Se ejecuta la integración de ambos términos: difusivo y convectivo, Ecuación (3.12), sobre el elemento de la Figura 3.1 y así obtenemos la Ecuación.3.15.

$$a_P \Phi_P = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W \quad (3.15)$$

En donde los términos son:

a_W	a_E	a_P
$D_w + \frac{F_w}{2}$	$D_e - \frac{F_e}{2}$	$a_W + a_E + (F_e - F_w)$

Donde:

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}}; D_e = \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}}; F_w = (\rho u)_w; F_e = (\rho u)_e$$

Se obtendría así una ecuación de este tipo para cada uno de los elementos del dominio, donde el objetivo es determinar el valor en el punto P de cada uno de los elementos con los valores de las fronteras E y W que son los valores que comparte cada elemento con sus vecinos.

La discretización del término difusivo se conoce como discretización de primer orden, mientras la discretización del término convectivo es la discretización de segundo orden.

3.1.2. Turbulencia

La turbulencia se inicia por las inestabilidades generadas en el flujo por los gradientes de velocidades medias. Estos torbellinos en movimiento generan nuevas inestabilidades que dan lugar a la creación de torbellinos más pequeños. Este proceso continua hasta que los torbellinos se hacen lo suficientemente pequeños para que el efecto de la viscosidad adquiera importancia y se disipe la energía turbulenta en forma de calor.

Desde la década de los setenta los modelos de turbulencia más usados para flujo con alto número de Reynolds son los modelos de dos ecuaciones de tipo $k - \varepsilon$. Estos modelos cierran el sistema de ecuaciones RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Estas ecuaciones gobiernan el flujo medio aproximando el efecto de la turbulencia a través de una viscosidad turbulenta, que varía con la posición y con el tiempo en función de la energía cinética de la turbulencia k y de su tasa de disipación ε . El transporte de estas dos variables se aproxima mediante dos ecuaciones-modelo semi-empíricas cuyos coeficientes de cierre son ajustados minimizando los errores en flujos muy diferentes, (López et al. n.d.).

Dentro del modelo $k - \varepsilon$ encontramos las diferentes versiones: *Standard*, *RNG* y *Realizable* cuya ecuaciones de transporte tienen forma similares.

El modelo *Standard* (STD) es un modelo semi-empírico basado en el modelo de ecuaciones de transporte para energía cinética turbulenta k y la disipación ε . En la elaboración de este modelo se asume que el flujo es completamente turbulento y los efectos de la viscosidad son despreciados. Es un modelo que se ha mostrado ser económico robusto y razonablemente exacto (Galván et al. 2011).

De acuerdo con López et al. (n.d.) y Fluent (n.d.), las cantidades de la turbulencia son obtenidas por las Ecuaciones.3.16 y 3.17.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial X_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial X_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.17)$$

En donde la viscosidad turbulenta es dada por la Ecuación 3.18 .

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.18)$$

Y los término de las Ecuaciones. 3.16 y 3.16 son:

u_i - Velocidad media en la dirección X_i

k - Energía cinética turbulenta

δ_{ij} - Delta de Kronecker

ρ - Densidad

S_k, S_ε - Términos fuente

$C_\mu = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92$ - son constantes

$\sigma_k = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.3$ - son los números de Prandtl.

Y la producción de energía cinética de turbulencia es dada por la Ecuación 3.19

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \quad (3.19)$$

Donde también: $-\overline{\rho u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}$

3.1.3. Capa límite

Los flujos turbulentos son afectados significativamente por la presencia de paredes. El campo de la velocidad media se ve afectado por la condición de no deslizamiento. La turbulencia también es afectada significativamente debido a la presencia de las paredes. Cerca de la pared, el amortiguamiento viscoso reduce las fluctuaciones tangenciales de velocidad, mientras que el bloqueo cinemático reduce las fluctuaciones normales. Sin embargo, hacia la parte exterior de la región, lejos de la pared, la turbulencia se incrementa rápidamente mediante la producción de energía cinética de turbulencia debido a los grandes gradientes en velocidad media.

El modelado cerca de la pared afecta significativamente la fidelidad de las soluciones numéricas. Hay dos maneras de modelar la región cerca de la pared, en la primera, la región interna afectada por la viscosidad (subcapa y capa tampón viscosa) no se resuelve, en su lugar, se utilizan unas fórmulas semi-empíricas, conocidas como funciones de pared. Éstas enlazan o hacen un puente de la región afectada por la viscosidad entre la pared y la región totalmente turbulenta.

En la segunda forma, los modelos de turbulencia se modifican de tal manera que se permite que la región afectada por la viscosidad sea resuelta con la malla completamente colocada hasta la pared, incluyendo la subcapa viscosa, (Fluent n.d.).

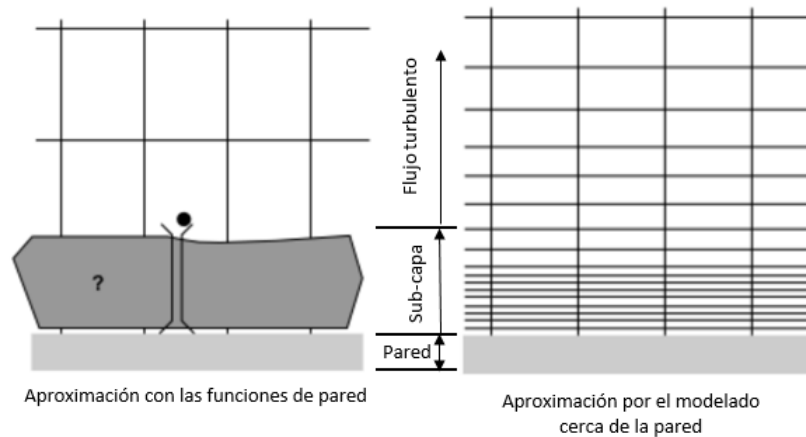


Figura 3.2. Tratamiento de la capa límite. (Fluent n.d.)

3.2. Algoritmos de Optimización

La optimización puede ser definida como el proceso de encontrar la condición que genere el valor máximo o el mínimo de una determinada función, (Herrera et al. 2017) y fue creada por John Holland y un grupo de estudiantes de la Universidad de Michigan inspirados en los procesos que ocurren en la evolución biológica a través de la genética. Ellos demostraron la facilidad de implementar estos procesos adaptativos en un sistema de cómputo, (Ch et al. 2008).

De esta forma, los Algoritmos Genéticos (AG) son métodos adaptativos que pueden usarse para resolver problemas de búsqueda y optimización. Están basados en el proceso genético de los organismos vivos. A lo largo de las generaciones, las poblaciones evolucionan en la naturaleza de acorde con los principios de la selección natural y la supervivencia de los más fuertes, postulados por Darwin (1859). Por imitación de este proceso, los AG son capaces de ir creando soluciones para problemas del mundo real. La evolución de dichas soluciones hacia valores óptimos del problema depende en buena medida de una adecuada codificación de las mismas.

Trabajan con una población de individuos, cada uno de los cuales representa una solución factible a un problema dado. A cada individuo se le asigna un valor relacionado con la bondad de dicha solución. En la naturaleza, esto equivaldría al grado de efectividad de un organismo para competir por unos determinados recursos. Cuanto mayor sea la adaptación de un individuo al problema, mayor sería la probabilidad de que él mismo sea seleccionado para reproducirse, cruzando su material genético con otro individuo seleccionado de igual forma. Este cruce produciría nuevos individuos descendientes de los anteriores los cuales comparten algunas de las características de sus padres. Cuanto menor sea la adaptación de un individuo, menor sería la probabilidad de que dicho individuo sea seleccionado para la reproducción, y por tanto de que su material genético se propague en sucesivas generaciones.

De esta manera se produce una nueva población de posibles soluciones, la cual reemplaza a la anterior y verifica la interesante propiedad de que contiene una mayor proporción de buenas características en comparación con la población anterior. Así, a lo largo de las generaciones, las buenas características se propagan a través de la población. Favoreciendo el cruce de los individuos mejor adaptados, van siendo exploradas las áreas más prometedoras del espacio de búsqueda y así la población convergería hacia una solución óptima del problema.

El poder de los AG proviene del hecho de que se trata de una técnica robusta, y pueden tratar con éxito una gran variedad de problemas provenientes de diferentes áreas. Si bien no se garantiza que se encuentre la solución óptima del problema, existe evidencia empírica de que se encuentran soluciones de un nivel aceptable.

Existen diferentes clases de AG entre ellos se encuentra el modelo en paralelo de multi-Islas, Fig. 3.3, en el cual, si se tiene una población de individuos, éstas se divide en sub-poblaciones que evolucionan de manera paralela e independiente y ocasionalmente se producen migraciones entre ellas permitiéndoles intercambiar material genético.

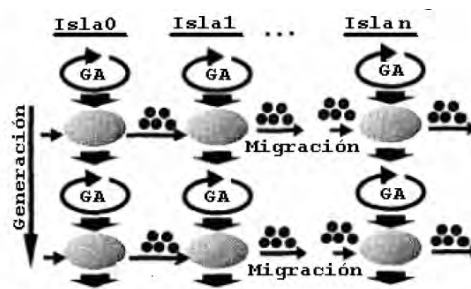


Figura 3.3. Esquema de intercambio de información entre generaciones empleado por el Algoritmo Genético para la evolución (Herrera et al. 2017).

El modelo multi-islas es adecuado para ser implementado de manera paralela en un sistema de cómputo distribuido, primero por la razón de tratar de “economizar” tiempo distribuyendo la carga de trabajo en los diferentes nodos de cálculo y segundo por el comportamiento natural de paralelismo sobre poblaciones espacialmente distribuidas.

En este modelo, la población se divide en sub-poblaciones llamadas islas y donde en cada una de ellas se ejecuta en forma paralela. El Multi-Islas es un AG secuencial simple con intercambios regulares de individuos entre estas subpoblaciones según una cantidad de generaciones preestablecida y algunos parámetros determinados, (Ch et al. 2008). Este tipo de algoritmos, permite conservar el mejor individuo de la generación anterior sin alteración. Esta operación es llamada elitismo, y garantiza que el mejor material genético sea llevado a través de las generaciones.

En el presente trabajo, se utilizará el AG Multi-Islas ya que este trabaja en paralelo y podrá encontrar de manera mas eficiente una geometría óptima para el nuevo impulsor del compresor.

3.3. Generación de la geometría del rodete

La técnica usada en la generación de la geometría del impulsor depende de las necesidades que se requieran. La definición de la geometría para impulsores se puede realizar a través de los método de ajuste de curvas, ya sea a través de puntos de muestreo o usando expresiones polinómicas. Al usar los puntos de muestreo se tiene poca capacidad de control de la forma de álabe, sobre todo en la sección entre dos puntos. Por tanto la cantidad de puntos de muestreo a emplear en la geometría depende de la exactitud que se desee. Al usar las ecuaciones polinómicas se puede conseguir una mejor precisión y una fácil manipulación de la geometría, esto se logra con una menor cantidad de puntos de control.

Las curvas de Bézier hace que la definición de la geometría del *hub* y *shroud* sea fácil de parametrizar, (Pazzi et al. 2003). Incluso, las curvas del álabe pueden ser modeladas con este tipo de ecuaciones. Sin embargo, la aplicación de estas ecuaciones en geometrías muy complejas obliga al uso de una mayor cantidad puntos de control, incrementando la cantidad de datos a controlar.

Como se muestra en la Fig. 3.4, el canal meridional esta definido en el plano $z - r$ y representa el canal de flujo en el plano meridional. Las curvas del *hub* y del *shroud* generalmente son definidas por tres o cuatro puntos de control incorporados a las curvas de Bézier y dependiendo de la exactitud del análisis se pueden hacer uso de una cantidad mayor de puntos.

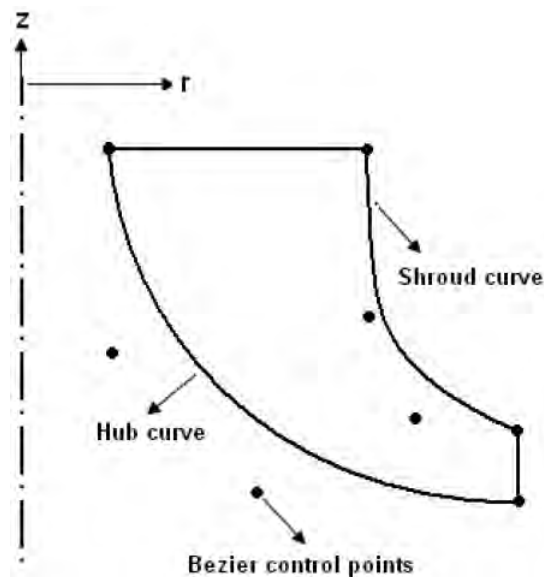


Figura 3.4. Puntos de control empleados para la generación de la geometría del *Hub* y *Shroud* usando las ecuaciones de Bézier en el plano meridional de un impulsor centrífugo.

La forma general de la ecuación de las curvas de Bézier es dada por la Ecuación 3.20.

$$\begin{pmatrix} r \\ z \end{pmatrix} = \sum_{k=1}^n \binom{n}{k} u^k (1-u)^{n-k} P_k \quad (3.20)$$

Donde:

n - es el número de puntos de control

u - es el rango adimensional de la curva y su valor se encuentra entre 0-1

P_k - son las coordenadas de los n puntos de control

Benini (2003), Cho et al. (2012a) utilizan la Ecuación 3.20 para generar el canal meridional de un impulsor radial en 3D con tres puntos de control para definir el *shroud* y el *hub* respectivamente.

Para la generación de la geometría del álabe a representar, se utilizan varios métodos que incluyen diferentes ecuaciones polinómicas. Para nuestro análisis se hace uso de las ecuaciones NACA de 4 dígitos y el procedimiento sera descrito en el capítulo siguiente.

Capítulo 4

Metodología

En este capítulo se describe la metodología implementada para alcanzar la modificación geométrica del perfil del álabe, de tal forma que ésta maximice la diferencia de presión en el canal de flujo.

4.1. Descripción General

La metodología empleada en este trabajo de optimización consiste básicamente en el acoplamiento de diferentes softwares, *Isight*, *MATLAB*, *Fluent*, *GAMBIT*, concernientes a diferentes disciplinas que son ejecutados a través de una rutina en *Power Shell*. La secuencia de ejecución se muestra en la Fig. 4.1.

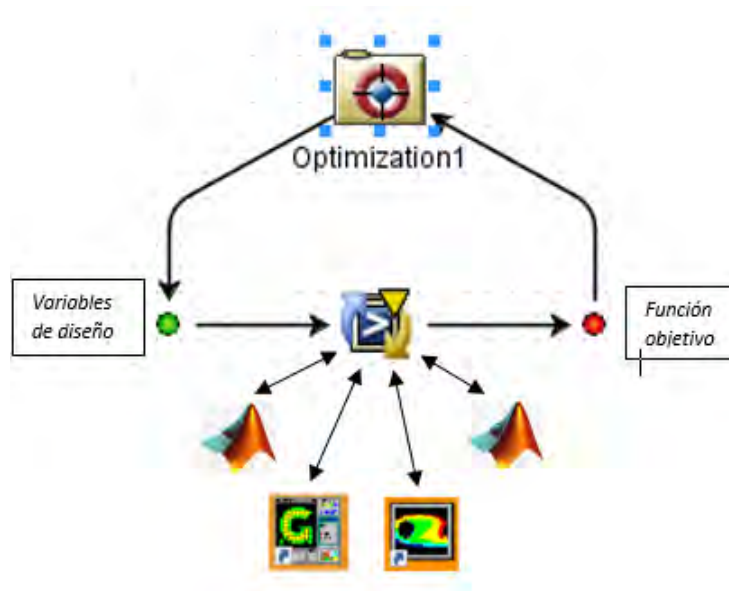


Figura 4.1. Secuencia de ejecución de los distintos programas utilizados para el proceso de optimización.

El proceso inicia cuando a cada de las variables de diseño se le asigna un valor en un archivo *.dat*. Al asignar el valor de la variables, *Isight* arranca *Power Shell* el cual genera

la secuencia indicada en la Fig. 4.1. El archivo *.dat* es leído por *MATLAB*, que contiene las ecuaciones que parameterizan el perfil del álabe. Al terminar los cálculos, *MATLAB* escribe las nuevas coordenadas para el nuevo perfil en un archivo *.jou*. Al detectar *Power Shell* que el archivo *.jou* ya está escrito, todos estos archivos se generan en el mismo directorio de trabajo y hasta entonces arranca *GAMBIT* quien ejecuta una secuencia para leer el archivo con la nueva geometría. Este archivo contiene las sentencias para generar el dominio computacional, es decir la topología, la creación del mallado y los tipos de fronteras del dominio.

Al término, *GAMBIT* genera un archivo con extensión *.msh* el cual contiene los datos del dominio antes mencionados. Nuevamente, al ser detectada la existencia de este archivo por *Power Shell*, inicia *FLUENT* y quién con el archivo *.jou* ejecuta el archivo *.msh* para su procesamiento y solución numérica.

Al término del procesamiento, *FLUENT* arroja un archivo *_in* con los resultados de los campos que se deseen evaluar, en nuestro caso es la presión estática a la entrada del dominio computacional.

Este archivo es leído por *MATLAB* que ejecuta la rutina en la cuál se extrae el valor presión y estima la función objetivo la cual a su vez se escribe en un archivo *.dat*. Este archivo es leído y evaluado por *Isight* iniciando nuevamente el proceso y asignando nuevos valores a las variables de diseño del perfil del álabe del compresor.

En nuestro caso, el proceso termina cuando el número de ciclos programados a sido completado. Para referencia las secuencias de *Power Shell*, *GAMBIT* y *FLUENT* se muestran en los anexos A.

4.2. Modelo Numérico

El canal de flujo ha sido establecido con un modelo numérico que trata de representar la física de fenómeno a través del dominio computacional y sus condiciones tanto de frontera como del flujo. Además, para tener seguridad sobre su buen comportamiento cuando cambien diferentes condiciones tanto geométricas como de flujo, un estudio de convergencia de malla ha sido desarrollado. A continuación se detallan cada una de las condiciones establecidas en el modelo numérico.

4.2.1. Dominio Computacional

El impulsor del compresor centrífugo es uno del tipo cerrado o radial y cuenta con 21 álabes orientados como se indica en la Fig. 4.2 y un diámetro exterior $d_2 = 15.89475$ in.

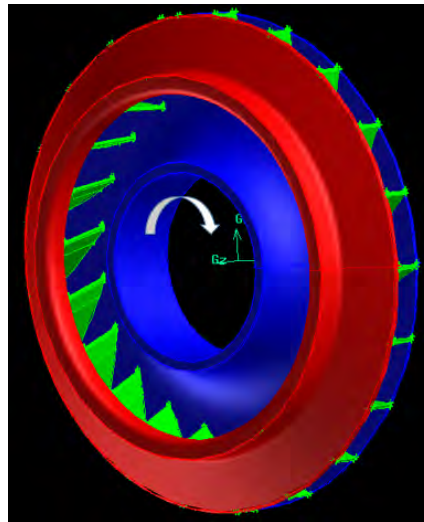
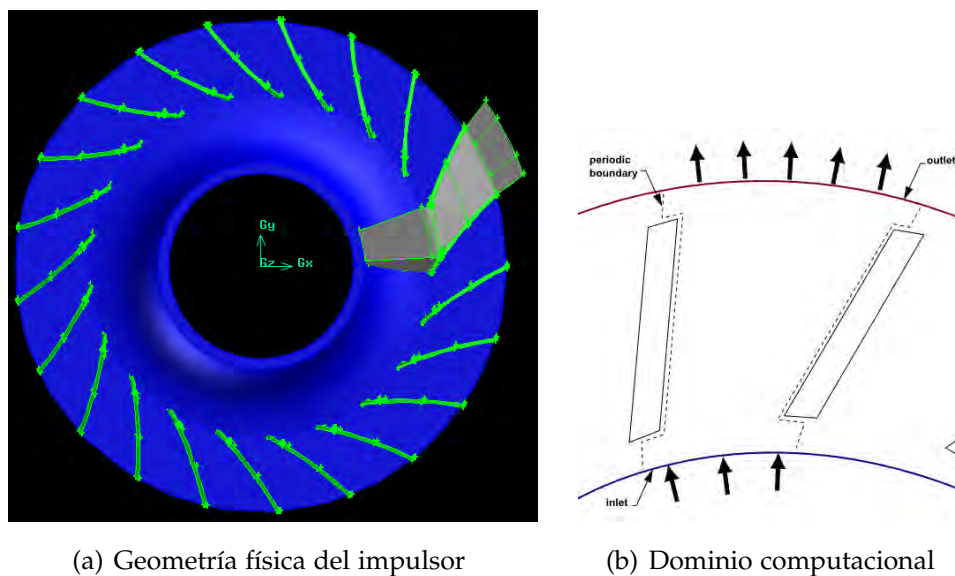


Figura 4.2. Esquemas del impulsor de la primera etapa de compresión del compresor centrífugo.

Debido a la simetría de los álabes del impulsor y a que la distancia entre *Shroud* y *hub* es relativamente pequeña, el análisis se enfocará sólo en el modelo en 2D. El canal de flujo estará comprendido entre dos álabes, plano *blade-to-blade* y el dominio físico se muestra en la Figura 4.3 en la cuál se ha eliminado el *Shroud* para tener una mejor apreciación de la orientación de los álabes y el dominio computacional en FLUENT.



(a) Geometría física del impulsor

(b) Dominio computacional

Figura 4.3. Dominio computacional seleccionado *fig. a* del impulsor de acuerdo a lo establecidas en el manual de Fluent *fig. b*.

El seleccionar este tipo de dominio nos permite tener un mayor control sobre la malla, ya que al mover las paredes del álabe, *fronteras wall*, Fig. 4.4, la malla se desplaza en la misma proporción que el álabe, dibujando líneas paralelas y uniformes a lo largo del dominio. Con esto, se lograría generar una malla con buena calidad en respuesta a un rango mas amplio de variables de diseño.

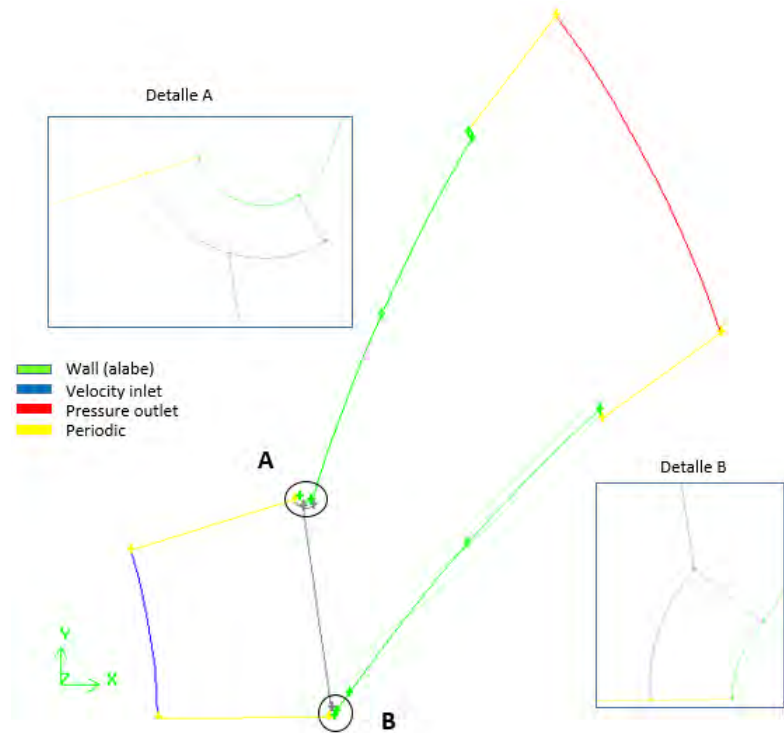


Figura 4.4. Topología utilizada para la generación del malla tipo estructurado del dominio computacional seleccionado.

Por el contrario, si se selecciona el dominio colocando el álabe en su centro, al momento de modificar la geometría del perfil del álabe, obtendríamos una malla no uniforme, con un tamaño de elementos muy pequeño por el lado de alta presión y muy grande por el lado de baja. Esto resultaría en mallas de poca calidad, reduciendo los rangos en los que se podría manipular las variables de diseño. Entonces, para obtener una mejor calidad de malla, se debería mover las fronteras en la misma proporción que el álabe, generando mayor tiempo de cómputo al tener que calcular 2 perfiles (álabe y dominio) en lugar de sólo 1 (álabe).

Para generar el dominio y la malla se utilizó *GAMBIT*. El tipo de malla seleccionada fué del tipo estructurada, esto debido a las ventajas que proporciona; permitiendo tener control sobre la cantidad de los elementos y las dimensiones de mismos así como buenos criterios de calidad de malla. *GAMBIT* nos permite monitorear y evaluar la calidad de malla de acuerdo a estos criterios.

Para lograr una buena calidad malla en el dominio del canal de flujo se utilizaron los tipos de frontera mostrados en la Figura 4.4, con sus respectivos colores. Después de evaluar de la calidad de malla, ésta se exportó de *GAMBIT* para generar un archivo *.*msh*, en el cual se indican todas las características de la geometría, la información de la malla y los tipos de fronteras del dominio computacional.

4.2.2. Características

La malla es leída por *FLUENT* para establecer todas las condiciones y características físicas en el dominio computacional.

En los menús del *SET UP* de *FLUENT*, se estableció un modelo en estado estable. Para el caso de fluidos compresibles se utilizó la opción *density-based-implicit* y esta opción activa la ecuación de energía. Se utilizó un modelo de turbulencia *k-e standard*, (Rojas et al. 2008), (Benini 2003), (Cho et al. 2012b), (IBARAKI et al. 2015b), (Hlavááek 2014), (Ding et al. 2006), (Dickmann et al. 2006) y (Kowalski et al. 2012). Se estableció una intensidad de turbulencia de 5 % (Bhardwaj & Gupta n.d.), (Ding et al. 2006), (Cho et al. 2012b), (Hlavááek 2014), (Ding et al. 2006), (Dickmann et al. 2006) y (Kowalski et al. 2012) con flujo *subsonic*, de acuerdo al número de MACH $M_{u_2} = 0.5344$ calculado conforme a la Ecuación 4.1, (Lüdtke 2013):

$$M_{u_2} = \frac{u_2}{\sqrt{k_s Z_s R T_s}} \quad (4.1)$$

Donde k_s es el exponente isentrópico a la entrada calculado en base a la Ecuación 4.2

$$k_s = \frac{\sum_i^n (r_i M c_{pi})}{\sum_i^n (r_i M c_{pi}) - \mathfrak{R}} \quad (4.2)$$

$M c_{pi}$ es la capacidad calorífica isobárica molar, T_s la temperatura a la succión y Z_s es el factor de compresibilidad a la entrada. Gresh (2001) presenta los valores para cada componente de la mezcla. Además, R es la constante particular de la mezcla.

$$R = \frac{\mathfrak{R}}{M}$$

Donde M es la masa molar de la mezcla.

$$M = \sum_i^n r_i M_i.$$

Y \mathfrak{R} la constante universal, $8.3145 \text{ kJ mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Como fluido de trabajo se consideró la mezcla de gas mostrada en la Tabla 4.2. El gas es considerado como un gas ideal de acuerdo al valor del factor de compresibilidad Z el cual se obtuvo de la gráfica presentada por la Figura 4.5.

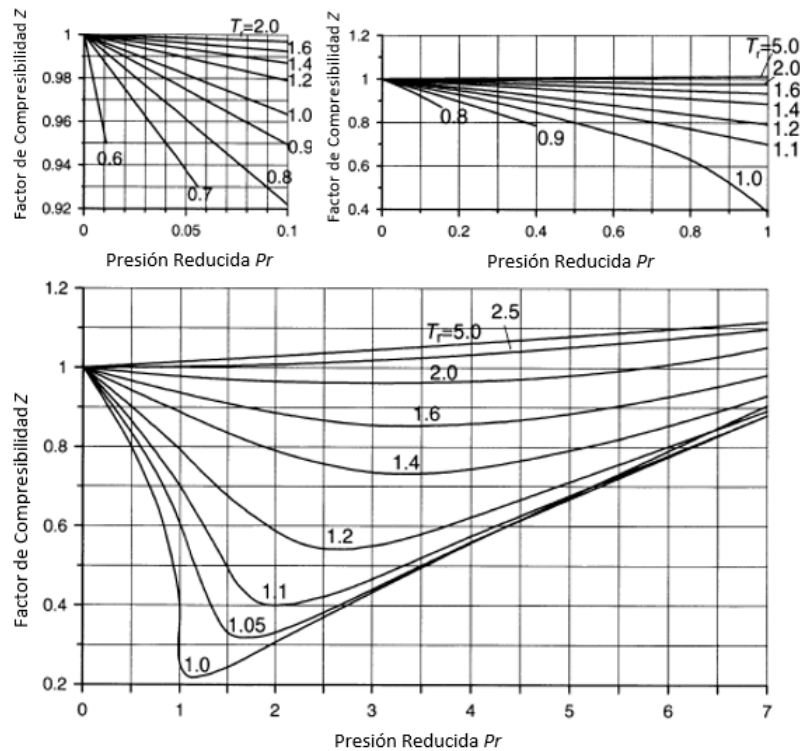


Figura 4.5. Factor de compresibilidad vs. presión reducida y temperatura reducida, Carta de Nelson-Obert (1954). (Lüdtke 2013).

Los valores de la presión y temperatura reducidas P_r y T_r respectivamente, están definidas por las Ecuaciones. 4.3 y 4.4, (Lüdtke 2013).

$$P_r = \frac{P}{\sum_i^n (r_i P_{ci})} \tag{4.3}$$

$$T_r = \frac{T}{\sum_i^n (r_i T_{ci})} \tag{4.4}$$

donde:

- P y T son las presiones y temperaturas de operación del equipo ya sea a la entrada o a la salida. Para el cálculo de Z se consideró un valor promediado entre el valor de Z a la entrada y a la salida dando un valor de $0.98 \rightarrow 1$.
- r_i es la fracción molar.
- P_{ci} y T_{ci} presiones y temperatura en el punto crítico de cada componente de la mezcla.

Para alcanzar la solución se cargaron en *FLUENT* los datos de la Tabla 4.1 correspondientes a las fronteras, Figura 4.4.

Los datos de entrada fueron obtenidos de acuerdo a los datos de operación establecidos en la licitación. Para la solución de flujos compresibles *FLUENT* obliga usar los datos

Tabla 4.1: Datos de operación del impulsor.

Entrada	<i>Velocity Inlet</i>	54.8193328	<i>m/s</i>
Entrada	<i>Temperature</i>	49.7	°C
Salida	<i>Pressure Outlet</i>	2569175	Pa man
Salida	<i>Temperature</i>	62	°C
Pared	<i>Wall Motion Frame</i>	1018	RPM
Periódica	<i>Rotational</i>	-	-

de presión y temperatura a la salida del impulsor, por esa razón se utilizó *Pressure-Outlet* como frontera de salida.

La información de licitación sólo especifica datos operacionales del equipo completo a la entrada y a la salida del mismo. Para obtener los datos requeridos a la salida del impulsor, se usó las ecuaciones y procedimientos de cálculo establecidos por Lüdtke (2013) y Mataix & Arenas (2000), encontrando los valores a la salida mencionados en la Tabla 4.1.

Con la Ecuación 2.8 se determina el trabajo total necesario para mantener al gas en las condiciones de operación indicadas en la Tabla 1.1 tanto a la entrada como a la salida del compresor.

Para el cálculo del las condiciones del gas a la salida del impulsor se consideró que en cada etapa de compresión se requería la misma cantidad de trabajo, (Lüdtke 2013), y se dividió el trabajo total del equipo entre las cinco etapas del compresor.

Aplicando la Ecuación 2.8 al impulsor y despejando la relación de presiones con P_2 como salida del impulsor y P_1 como entrada del mismo, se obtuvo la relación de compresión. Para esta ecuación se considera T_1 como la temperatura que tiene el gas justo en el ojo del impulsor la cual se calcula con la Ecuación 4.5.

$$T_d = T_s + \frac{v^2}{2C_p} \quad (4.5)$$

Donde, $T_1 = T_d$, V es la velocidad del fluido a la entrada del impulsor y C_p el calor específico del gas.

Para obtener el valor de P_1 se utiliza la Ecuación 4.6.

$$\frac{T_d}{T_s} = \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.6)$$

En la misma licitación se encuentra la composición del gas, Tabla 4.2, la cual fué utilizada para cargar los datos del fluido requeridos en *FLUENT* y realizar parte de los cálculos anteriores.

El tiempo estimado de la solución numérica fue de 150 min. utilizando un ordenador convencional con procesador i5 a 2.40 GHZ, 6 GB en RAM.

Tabla 4.2: Composición del gas de trabajo.

Gas		Formula	% moll
Metano	C1	CH4	0.811903
Etano	C2	C2H6	0.1151
Propano	C3	C3H8	0.0497
iButano	iC4	C4H9	0.0043
Butano	nC4	C4H10	0.0103
iPentano	iC5	C5H11	0.002
Pentano	nC5	C5H12	0.0023
Hexano	C6	C6H14	0.0044

4.2.3. Verificación del modelo

Residuales

La simulación se llevo a cabo en dos etapas. En la primera se utilizó un esquema de discretización de 1er orden, logrando la convergencia y estabilizándola a las 1500 iteraciones alcanzando valores en los residuales de las ecuaciones de continuidad, momentum y de energía del orden de 1×10^{-5} .

Posteriormente, en la segunda etapa, se cambió a esquemas de discretización de 2do orden, estabilizando la convergencia a las 2500 iteraciones y alcanzando valores en los residuales en las ecuaciones de continuidad, momentum y de energía de 1×10^{-5} , como se muestra en la gráfica de convergencia, Figura 4.11.

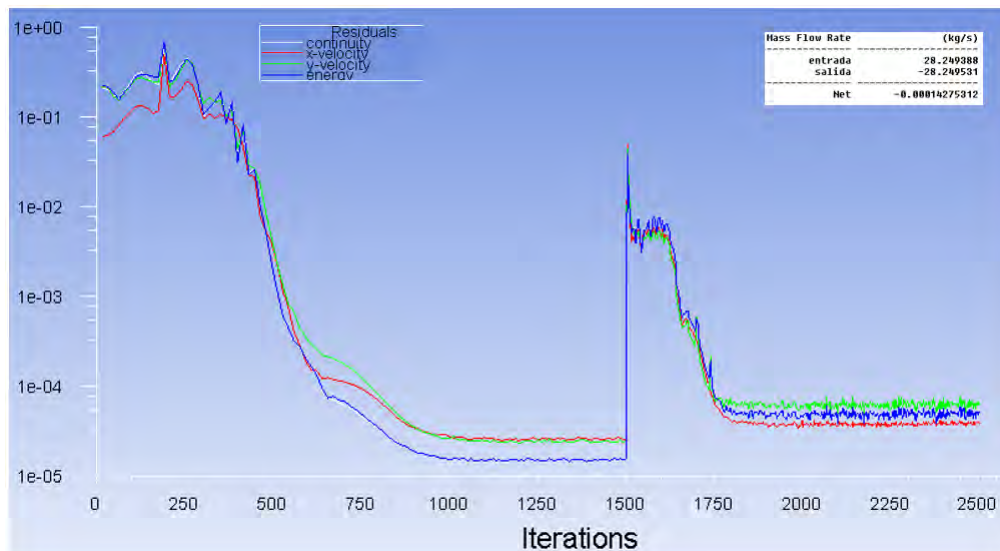


Figura 4.6. Curva de residuales de la ecuación de continuidad, momentum y energía.

Con estos valores en los residuales se alcanzó una relación de flujo entre la entrada y la salida de 1.4275×10^{-04} , como se indica en la Figura 4.11.

Esta técnica de utilizar esquemas de 1er y de 2do orden en la primera y segunda

etapa del cálculo fué emprendida debido a la dificultad para lograr la convergencia para fluidos compresibles con marco de referencia móvil. Si se realizan las iteraciones directamente con esquemas de *2do* orden sin pasar por las de *1er* orden no se logra la convergencia manteniendo la oscilación de la curva de los residuales.

Debido a la naturaleza del método de volúmenes finitos se logra una primera aproximación a la solución, con esquemas de *1er* orden entonces se toma de referencia el valor anterior ya calculado para que con un método de *2do* obtener los resultados finales.

Independencia de malla.

Es conocido que entre más elementos tengamos en nuestro dominio, mayor precisión tendremos en nuestros resultados. Una malla demasiado gruesa podría afectar de forma negativa la precisión de los resultados. Por lo tanto, el tamaño de malla debe mantenerse lo suficientemente pequeño para realizar las simulaciones en un tiempo razonable y que proporcione resultados aceptables.

Para determinar la cantidad de elementos requeridos en nuestro modelos se realizó un estudio de densidad de malla, en el que se mide la cantidad de error dependiente de la malla para diferentes tamaños de elementos.

Herrera et al. (2017) presenta un procedimiento para realizar este estudio a través de la Ecuación 4.7.

$$\phi_{ext} = \frac{\alpha_2^p \phi_h - \phi_{\alpha 2h}}{\alpha_2^p - 1} \quad (4.7)$$

Donde ϕ es la cantidad a verificar, en este caso la velocidad media fue monitoreada a la salida de impulsor. h es la densidad de malla, p es el orden del método y α es el factor de refinamiento de malla definido por la Ecuación 4.8.

$$\alpha = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.8)$$

En esta formula N_1 es el número de elementos de la malla más densa y N_2 el número de elementos de la malla mas gruesa. El orden del método p , debe ser 1 para un esquema de discretización de primer orden y 2 para un esquema de discretización de segundo orden. El denominador 2 del exponente, se refiere al número de dimensiones usadas para el dominio.

Por lo tanto, el valor global de la variable velocidad, obtenidos a través de la extrapolación de Richardson para ambos esquemas de discretización $p = 1$ primer orden y $p = 2$ segundo orden, son dados en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Valor extrapolado ϕ_{ext} del valor usando ambos esquemas de discretización.

	$\phi_{ext}(velocidad)$	
$p = 1$	145.436524	m/s
$p = 2$	144.479888	m/s

El error de mallado lo obtenemos con la Ecuación 4.9.

$$e_r = \frac{\phi_{ext} - \phi_h}{\phi_{ext}} \quad (4.9)$$

La concentración de resultados es mostrado en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Valores para la independencia de malla.

Malla	N	α	ϕ	e_1 (%)	e_2 (%)
1	24710	1	143.6672	1.216543	0.562475
2	17832	1.177162	143.3537	1.432069	0.779427
3	12552	1.403072	143.3156	1.458294	0.805826
4	8176	1.738465	142.7692	1.834000	1.184020
5	4216	2.420951	138.9967	4.427862	3.795057

Con la extrapolación de Richardson podemos graficar, Figura 4.7, el comportamiento de la influencia que tiene el tamaño de la malla con el error desarrollado utilizando la Ecuación 4.10.

$$\phi(\alpha) = \phi_{ext} + \eta\alpha^p \quad (4.10)$$

Donde.

$$\eta = \frac{\phi_{ext} - \phi_h}{h^p} \quad (4.11)$$

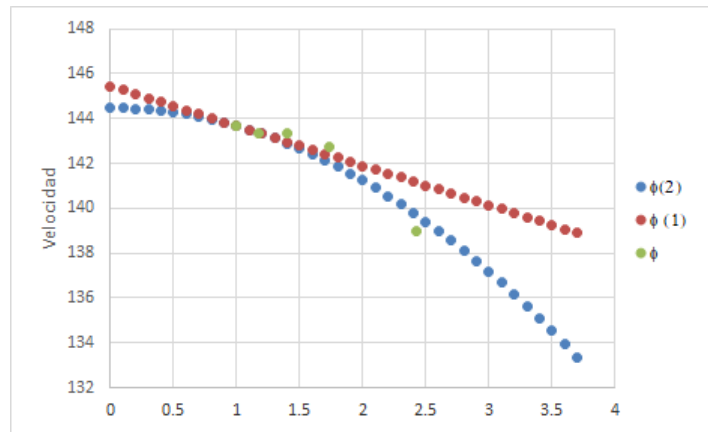


Figura 4.7. Gráfica de la convergencia de malla.

Con lo anterior, se puede visualizar el comportamiento de la solución cuando el tamaño de malla es modificado. Con este método se puede elegir la malla N_2 con 17832 elementos la que resultaría sólo con error de 0.779427% en relación a un valor que obtendríamos con una malla infinitamente fina como en un medio continuo.

4.3. Parametrización del álabe

Para someter al análisis el impulsor es necesario realizar un procedimiento de ingeniería inversa que consiste en:

1. Producto o equipo
2. Desensamble del producto
3. Medición de la pieza
4. Recuperación de la pieza a su forma de diseño
5. Construcción del prototipo y realización de pruebas
6. Producto re-diseñado

Para la realización del paso 3, el impulsor fue escaneado con un equipo laser 3D para obtener la geometría en formato electrónico CAD. Los escáneres láser manuales proporcionan una manera rápida y eficaz de inspeccionar y realizar ingeniería inversa de piezas y superficies complejas. Transforman los objetos de uso diario en modelos digitales de computadora.

El archivo electrónico fue proporcionado por la empresa encargada de realizar los trabajos de re-potenciación del equipo.

Para la parametrización de nuestro álabe, utilizamos el procedimiento requerido para obtener los perfiles aerodinámicos de la serie NACA de 4 dígitos. Estos cuatro dígitos describen el perfil del álabe de la siguiente manera.

El primer dígito especifica la combadura máxima (m) en porcentaje de la cuerda o longitud del perfil (C). El segundo dígito indica posición de la combadura máxima (p) en décimas de cuerda. Los dos últimos dígitos indican el espesor máximo del perfil en porcentaje de la cuerda. De acuerdo a lo anterior para nuestro álabes, la nomenclatura correspondiente es NACA 2515.

En el Capítulo 3 se presentaron fórmulas para la parametrización del álabes tomadas de diferentes trabajos ya referenciados. Sin embargo, en este trabajo de investigación se adoptó la utilización de las ecuaciones NACA para la parametrización de nuestro álabes, ya que este procedimiento forma parte de una metodología numérico-computacional para la generación de álabes 2D y 3D de turbomaquinaria que se encuentra en desarrollo. Se verá que es funcional y se puede aplicar al álabes del impulsor con un error aceptable.

Al utilizar los valores de m , p y t de las formulas NACA, se puede calcular las coordenadas del perfil completo, el procedimiento es el siguiente:

- Elegir valores para $x = 0$ a $x = C$, donde C es 1.
- Cálculo del perfil de combadura de la línea media con la siguiente ecuación:

$$y_c = \frac{m}{p^2} (2pX - X^2), \text{ para } x = 0 \text{ a } x = p \quad (4.12)$$

$$y_c = \frac{m}{(1-p)^2} [(1-2p) + 2pX - X^2], \text{ para } x = p \text{ a } x = C \quad (4.13)$$

- Cálculo de la distribución de espesores tanto superior ($+y_t$) como inferior ($-y_t$) de la línea media.

$$\pm y_t = \frac{t}{0.2} (0.2969\sqrt{X} - 0.1260X - 0.3516X^2 + 0.2843X^3 - 0.1015^5) \quad (4.14)$$

- Determinar las coordenadas de la curvatura superior (x_U, y_U) y de la curvatura inferior (x_L, y_L).

$$x_U = x - y_t \sin(\theta) \quad (4.15)$$

$$y_U = y_c - y_t \cos(\theta) \quad (4.16)$$

$$x_L = x - y_t \sin(\theta) \quad (4.17)$$

$$y_L = y_c - y_t \cos(\theta) \quad (4.18)$$

$$\theta = \arctan \left(\frac{dy_c}{dx} \right) \quad (4.19)$$

Para la definición de la curvatura de nuestro álabe, se utilizó *GAMBIT*.

Después de la selección del dominio, se realiza un corte en la sección media del álabe, Fig. 4.8, en donde se define un marco de referencias local (Lx, Ly) con el origen en (5.649950, 0.032492, 1.061310) respecto del marco de referencias global (GX, GY, GZ). El eje X del marco local esta definidos por (7, 6075482, 3081420, 790372), el eje Y queda definido por (5, 6499500, 11, 061311) respecto a (GX, GY, GZ).

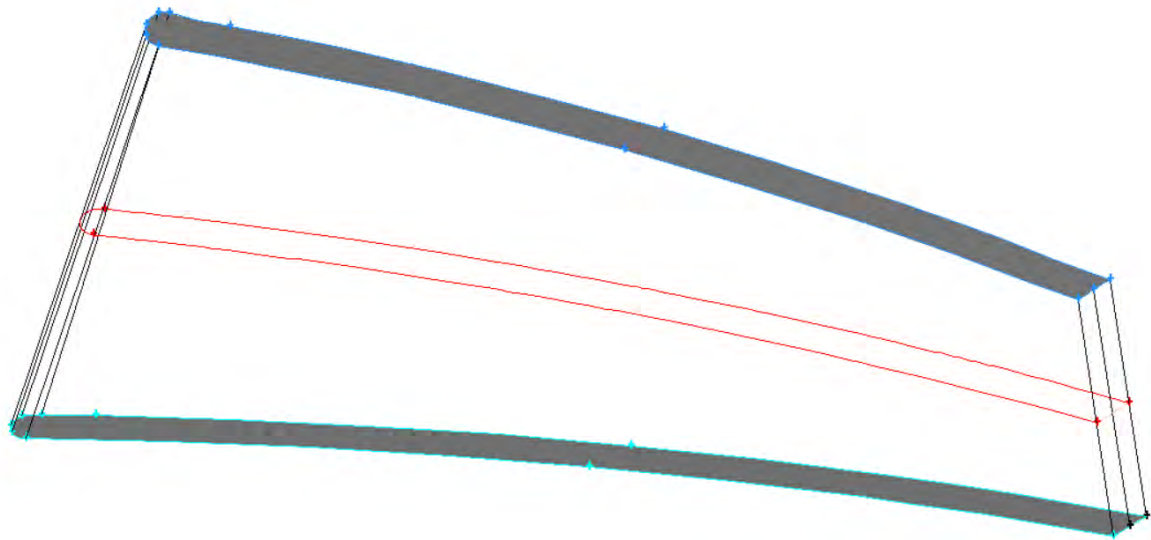


Figura 4.8. Corte seccional del álabe para la extracción del perfil a parametrizar.

Para la definición de la curva se colocan 50 puntos distribuidos de manera uniforme a lo largo de la curvatura como se indica en la Fig. 4.9. La razón de colocar esta cantidad de puntos radica en que entre más puntos coloquemos, más exactitud tendremos de la geometría. Con esta cantidad de puntos se considera que queda definida nuestra geometría.

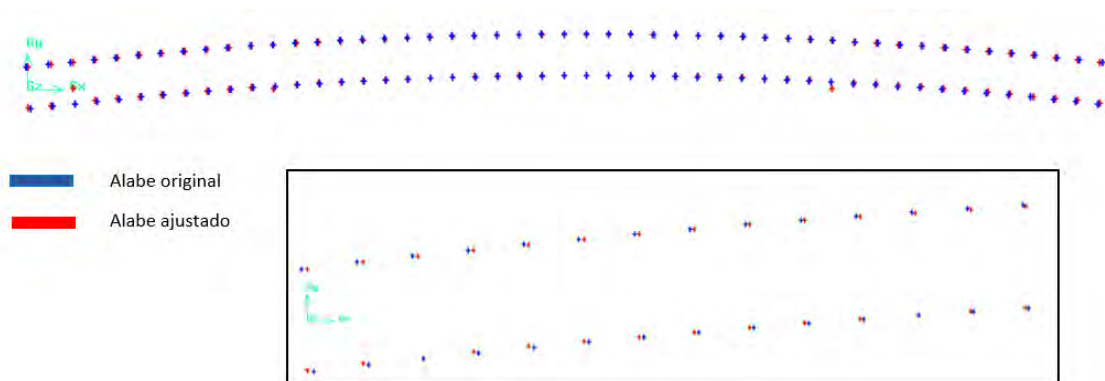


Figura 4.9. Comparación entre la ubicación de los puntos extraídos del perfil del álabe original y los puntos ajustados con las ecuaciones NACA.

Para encontrar los valores de m , p y t , se extraen las coordenadas locales de los 50 puntos y se procede al procesamiento de las mismas obteniendo los valores de la Tabla 4.5.

Tabla 4.5: Valores de m , p y t del álabe original.

m	0.029645
p	0.5
t	0.018673

Estos valores son sustituidos en las ecuaciones mencionadas y se obtienen los 50 puntos superiores e inferiores de las curvas. Estas coordenadas son comparadas con las coordenadas originales para determinar el error de la geometría generadas. Para la determinación de dicho error se utilizó la Ecuación 4.20.

$$error = \left[(\Delta y_u)^2 + (\Delta y_l)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.20)$$

Donde:

$$\Delta y_u = y_{ru} - y_U \quad (4.21)$$

$$\Delta y_l = y_{rl} - y_L \quad (4.22)$$

y_{ru} Posición vertical real del lado superior del álabe.

y_{rl} Posición vertical real del lado inferior del álabe.

y_U Posición vertical analítica del perfil del lado superior del álabe.

y_L Posición vertical analítica del perfil del lado inferior del álabe.

Δy_u Es la diferencia de la posición vertical real y la analítica lado superior del álabe

Δy_l Es la diferencia de la posición vertical real y la analítica lado inferior del álabe

El ajuste de la geometría obtenida analíticamente respecto a la original fue establecido a través de un error de 1.7×10^{-5} .

4.4. Algoritmo de optimización

Se realizaron varios procesos con el objetivo de ver el comportamiento de las gráficas proporcionadas por *Isight* y ajustar los rangos de trabajo de nuestras variables de diseño, nuestra función objetivo y los parámetros de software de optimización. Los primeros parámetros utilizados para realizar del estudio, son los indicados en la Tabla 4.6.

m	0.001	0.1
p	0.35	0.65

Tabla 4.6: Datos de configuración inicial para *Isight*.

Opción	Valor	Opción	Valor
Sub-Population	7	Interval of Migration	5
Number of Islas	10	Elite Size	5
Number of Generations	10	Rel Tournament Size	0.5
Rate of Crossover	1.0	Penalty Base	0.0
Rate of Mutation	0.01	Penalty Multiplier	1000.0
Rate of migration	0.01	Penalty Exponent	2

El tamaño de la sub-población es la población en cada isla; por tanto el número de ciclos es igual al número de individuos en cada isla multiplicado por el número de islas y posteriormente multiplicado por el número de generaciones. Esto nos da 700 individuos que analizar para completar el proceso. Este es el número de veces en que se repetirá el proceso descrito en la Fig. 4.1.

Esta cantidad de repeticiones conlleva la utilización de un recurso de tiempo valioso y en un ordenador convencional se perdería bastante de este recurso. Para resolver este problema la secuencia se ejecutó en una red de cálculo, mostrada en la Figura 4.10. Esta red tiene los nodos maestros que permiten el acceso a diez nodos de cálculo. Cada nodo tiene ocho procesadores de 4,0 GHz y 16 GB de memoria RAM, donde los rangos de las variables fueron paralelizados y cada individuo fue evaluado a fin de reducir el tiempo de cálculo para cada *DFC* y del proceso en general (Herrera et al. 2017).



Figura 4.10. Red de cálculo (Herrera et al. 2017).

Las variables de diseño a manipular son m y p manteniendo el espesor t constante (sección 4.4) definiendo nuestro marco de diseño con:

m de 0.001 a 0.1
 p de 0.35 a 0.65

Debido a la cantidad de tiempo que se tarda en solucionar el modelo utilizando la mezcla de gas, Tabla 4.2, se decidió, que para el proceso de optimización se utilizaría solo el gas metano. Esto debido a que es el de mayor presencia en la mezcla, con un 80 % de composición del total de la mezcla. Con este cambio se obtuvo una gran reducción en los tiempos de cálculo. El tiempo estimado de la solución numérica fue de 8.5 minutos utilizando un ordenador convencional con procesador i5 a 2.40GHZ, 6 GB en RAM. Y de 3.5 minutos utilizando un nodo de la red de cálculo con ocho procesadores de 4,0 GHZ y 16 GB de memoria RAM. Para este nuevo gas se mantuvieron las mismas condiciones de frontera indicadas en la Tabla 4.1, obteniendo la grafica de convergencia indicada en la Fig. 4.11

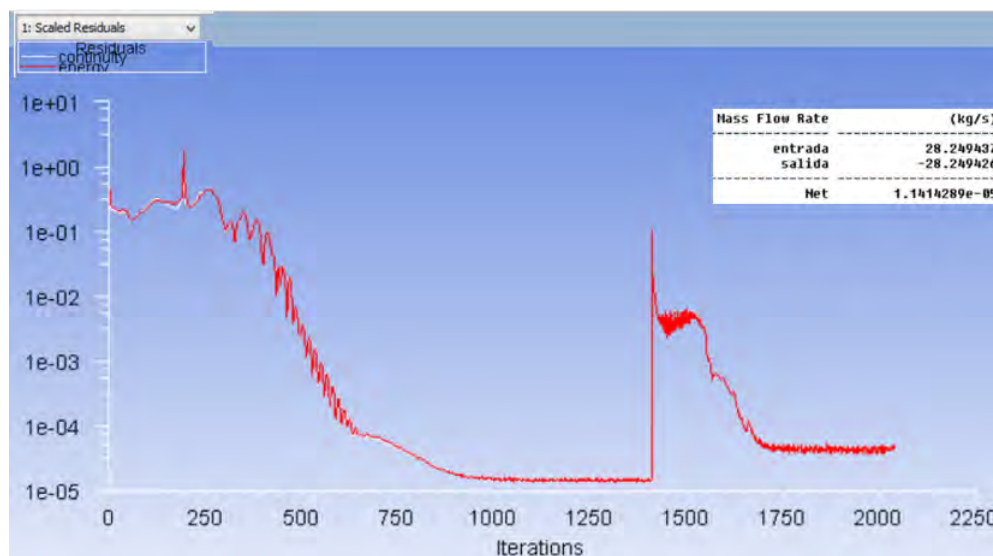


Figura 4.11. Curva de residuales, ecuación de continuidad, momentum y energía, geometría original.

El tiempo de ejecución de la 700 interacciones fue de 8 hrs utilizando 7 nodos de la red de cálculo.

Posteriormente en un segundo proceso, se estableció un marco de diseño mas estrecho de nuestra variables.

m de 0.05 a 0.085
p de 0.4 a 0.55

Con la configuración configuración presentada en la Tabla 4.7 de *Isight* para realizar 126 iteraciones.

Tabla 4.7: Datos de configuración para la segunda corrida de *Isight*.

Opción	Valor	Opción	Valor
Sub-Population	5	Interval of Migration	5
Number of Islas	5	Elite Size	5
Number of Generations	5	Rel Tournament Size	0.5
Rate of Crossover	1.0	Penalty Base	0.0
Rate of Mutation	0.01	Penalty Multiplier	1000.0
Rate of migration	0.01	Penalty Exponent	2

De acuerdo a la configuración que se realiza al algoritmo de optimización (*Isight*) asignando el número de islas, generaciones y el número de mutaciones, se discretizan los rangos de nuestra variables m y p . Estos valores se encuentra dentro del marco de diseño previamente definido. El marco de diseño se seleccionó al encontrar *Fluent* una solución. Esto se refiere a una zona en la que el *SET UP* de *Fluent* se puede mantener constante. Fuera de este rango ya no se encuentra una solución que sea viable para el proceso de optimización.

4.5. Función Objetivo

El principal objetivo de este trabajo de investigación, es encontrar un perfil de los álabes del impulsor que nos permita incrementar la relación de compresión del equipo, que es influenciado en forma directa con la relación de compresión de cada etapa, así incrementando la relación total compresor mismo, (Wahba & Elnashar 2008).

La relación de compresión por etapa esta determinada por (Kim et al. 2010) la Ecuación 4.23 en los puntos 1, 2 y 3 que corresponden a la entrada, punto 1, salida, punto 2 del impulsor y 3 difusor, Figuras 2.7 y 2.10 .

$$r = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} \tag{4.23}$$

Donde:

$\frac{P_3}{P_2}$ es la relación de compresión en el difusor.

$\frac{P_2}{P_1}$ es la relación de compresión en el impulsor.

Le valor de P_2 es un valor constante asignado en *FLUENT*. Por lo tanto el único valor de la variable a encontrar es P_1 . Así, nuestra función objetivo es encontrar el valor de P_1 más bajo para los rangos de las variables de diseño del álabe, la nombraremos *PR* en adelante.

En el siguiente capítulo se expondrán tanto los resultados cuantitativos como cualitativos, obtenidos con esta metodología en relación al incremento en la función objetivo con la modificación en la curvatura del álabe.

Capítulo 5

Resultados

En este capítulo se presentan primeramente resultados cuantitativos en relación al diseño y performance del compresor centrífugo obtenidos del proceso de optimización. En seguida la comparación cualitativa entre el álabe original y el optimizado es presentada con contornos de presión, velocidad, energía cinética y líneas de corriente. Finalmente los resultados obtenidos son comparados con los encontrados en la literatura.

5.1. Resultados cuantitativos

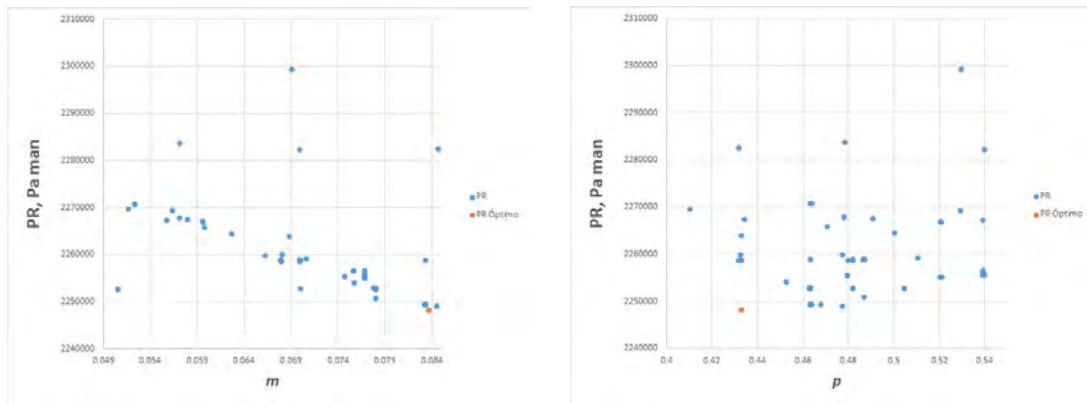
El proceso de optimización consistió primeramente de la configuración del software de optimización iSIGHT. Posteriormente se instalaron las rutinas pertinentes en los nodos de la red de cálculo. Para realizar un proceso con 700 iteraciones se estableció la configuración señalada en la Tabla 4.6. Esta primera aproximación se realizó para observar el comportamiento de la función objetivo y establecer la zona de búsqueda.

Después de identificar esta zona, en la que se obtuvieron los mejores valores para la función objetivo, fué ejecutado otro proceso con un marco de diseño mas estrecho, utilizando los valores indicados en la Tabla 5.1. Para este nuevo proceso, 126 iteraciones fueron ejecutadas y la configuración del software de optimización se muestra en la Tabla 4.7.

Tabla 5.1: Rango de valores de las variables m y p para el segundo proceso.

Variable	Valor min.	Valor máx.
m	0.05	0.085
p	0.4	0.55

Las gráficas mostradas en la Figura 5.1 y 5.2 son el resultado de los procesos de optimización mencionados anteriormente. La Figura 5.1 muestra la variación de las variables de diseño del álabe m y p en relación a la función objetivo PR , que es la presión estática a la entrada del dominio.



(a) Comportamiento de PR en relación al valor de la variable m .

(b) Comportamiento de PR en relación al valor de la variable p .

Figura 5.1. Valor de PR , presión estática de entrada en función del valor de las variables m y p las cuales definen la curvatura del alabe.

La Figura 5.2 presenta el comportamiento de la función objetivo PR en función de los diseños propuestos por el Algoritmo Genético que son establecidos como iteraciones. Conforme se van realizando las iteraciones se va logrando la convergencia de la función objetivo. Los resultados obtenidos presentan picos, que son valores erróneos provocados por la respuesta del modelo computacional a los parámetros de diseño. Esto nos indica un gran no-linealidad del modelo numérico. Además, estos valores no nos permite visualizar con mayor claridad el comportamiento de PR en el resto de las iteraciones.

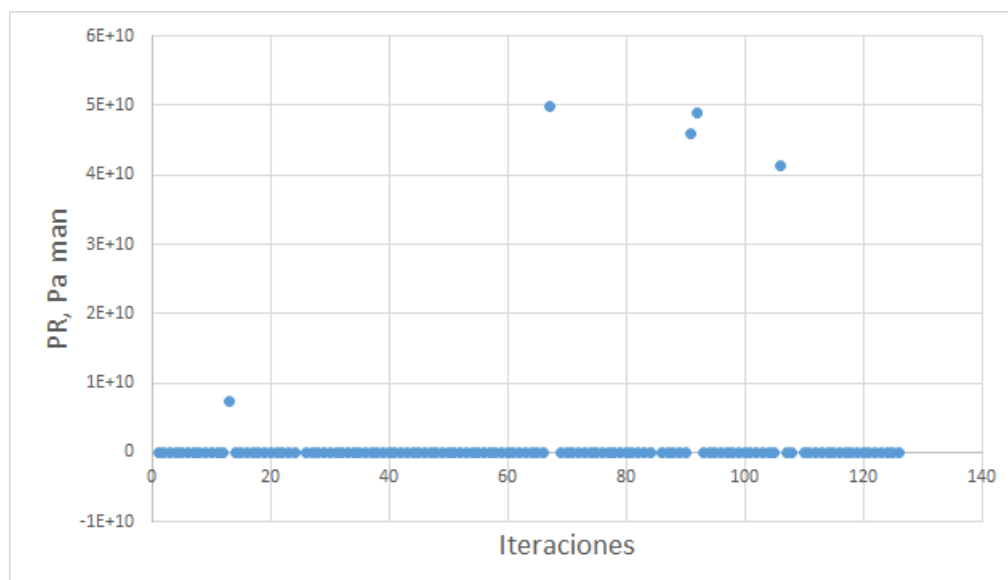


Figura 5.2. Comportamiento de la función objetivo al realizar las iteraciones

Estos valores altos no son de interés para el propósito de esta investigación ya que se busca minimizar la presión de entrada al compresor. En consecuencia se procede a la depuración de estos datos, mostrándonos la gráficas de la Figura 5.3.

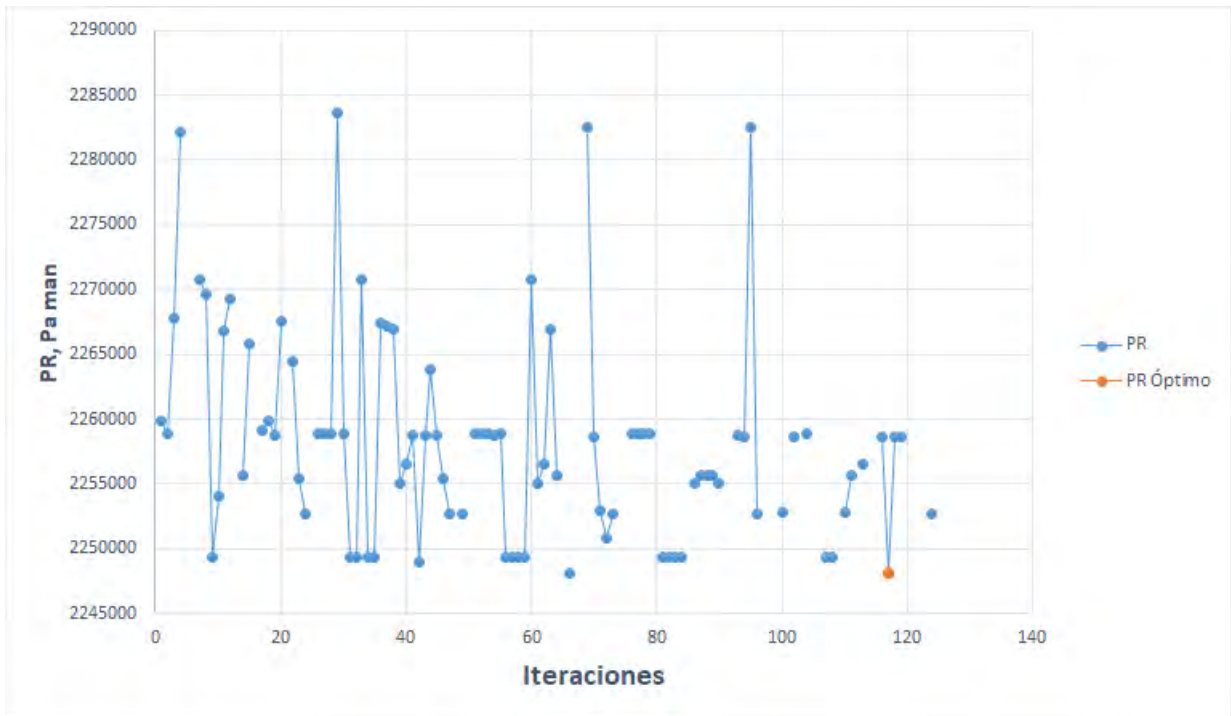


Figura 5.3. Comportamiento de la función objetivo al realizar las iteraciones, obtenida al realizar la eliminación de puntos de valor alto en la Figura 5.2

La Figura 5.3 muestra a detalle los valores en los que se minimiza la presión manométrica de entrada, lo que resultará en un incremento de la función objetivo, PR . Es necesario remarcar que se encontraron varios mínimos en diferentes iteraciones. Para encontrar el valor de PR adecuado, se seleccionó manualmente el valor mas bajo de cada generación y así se obtuvo la Figura 5.4. Los valores de los parámetros m y p se presentan en la Tabla 5.2.

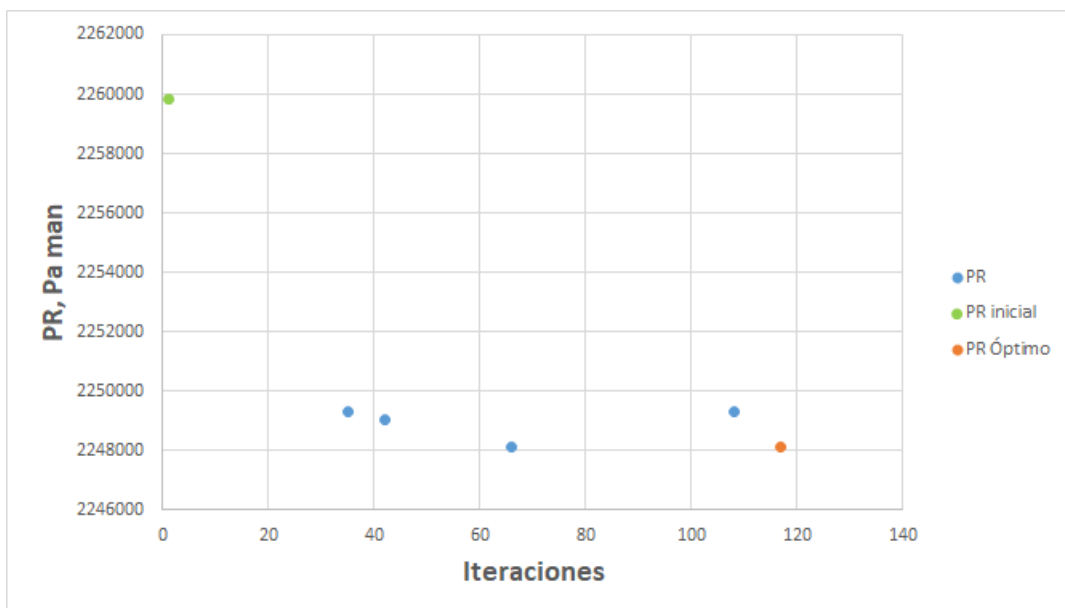


Figura 5.4. Valores óptimos en cada generación, obtenidos durante el proceso optimización

Tabla 5.2: Valores óptimos

Iteración	m	p	Presión (Pa)man	Presión (Pa)ab
1	0.066245747	0.432403296	2259873.27	2361198.27
35	0.08331288	0.463298237	2249340.96	2350665.96
42	0.08448035	0.477289997	2249023.19	2350348.19
66	0.083696879	0.43276493	2248145.1	2349470.1
108	0.08331288	0.46329823	2249340.96	2350665.9
117	0.08369688	0.43276493	2248145.098	2349470.098

La Tabla 5.2 muestra que de la iteración 117 resulta el valor de PR mas bajo con los valores de $m = 0.08369688$ y $p = 0.43276493$. El valor óptimo se resalta en las Figuras 5.1 y 5.3 con el objetivo de orientar su ubicación dentro de toda la serie de valores de m, p y de las iteraciones utilizados para este trabajo de optimización.

5.2. Comparación cuantitativa

Al finalizar el proceso de optimización y al haber encontrado el valor óptimo en la iteración 117 de las 126 realizadas, se construye la geometría del álabe con los nuevos valores de m y p obtenidos y cuyos valores se muestran en la Tabla 5.2. En la Figura 5.5 se muestra la comparación entre la geometría de la curvatura del álabe original (rojo) y la geometría de la curvatura para el álabe optimizado (azul).

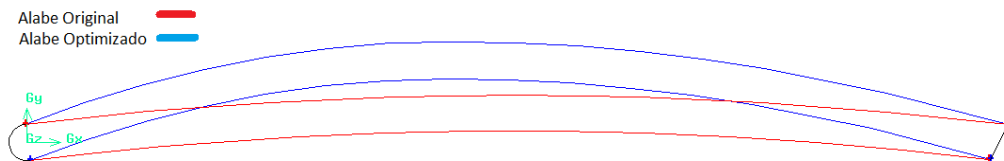


Figura 5.5. Comparativa entre la curvatura del álabe original contra el la curvatura del álabe optimizado.

En la Tabla 5.3 se comparan los valores estimados de la presión a la entrada entre de la geometría original y la geometría óptima. En esta Tabla 5.3 se observa que con el proceso de optimización encontramos una geometría que nos proporciona un incremento en la relación de compresión de 2%.

Tabla 5.3: Comparativa entre las relaciones de presión de ambos impulsores, el original y el óptimo

Geometría	Entrada		Salida		Relación com.
	Pa man	Pa ab	Pa man	Pa ab	
Original	2288268.79	2389593.79	2569175	2670500	1.117
Optimizado	2248145.098	2349470.098	2569175	2670500	1.137

Este incremento se obtuvo solo en el impulsor. Para determinar el incremento en la relación de compresión en toda la etapa es necesario considerar el incremento que se obtiene en el difusor, ya que como se observa en la Figura 5.8 y en la Tabla 5.4 hay un incremento en la velocidad del gas a la salida del impulsor el cuál es de 4%. Este incremento de energía cinética incrementará el valor de la presión P_3 , Ecuación 4.23.

Tabla 5.4: Comparativa entre las velocidades promedio en las fronteras de entrada y salida

Velocidad (m/s)	Original	Optimizado
Entrada	54.819	54.819
Salida	148.5	154.579

Después de encontrar los valores de m y p óptimos se ejecutaron las simulaciones en el modelo computacional utilizando el perfil original y el óptimo sustituyendo el metano por la mezcla de gas cuya composición esta en la Tabla 4.2. La convergencia en las simulaciones se muestran en la Figura 5.6. Con estos resultados se puede elaborar la Tabla 5.5 la cual nos permite de manera mas clara visualizar la diferencia cuantitativa entre los dos perfiles.

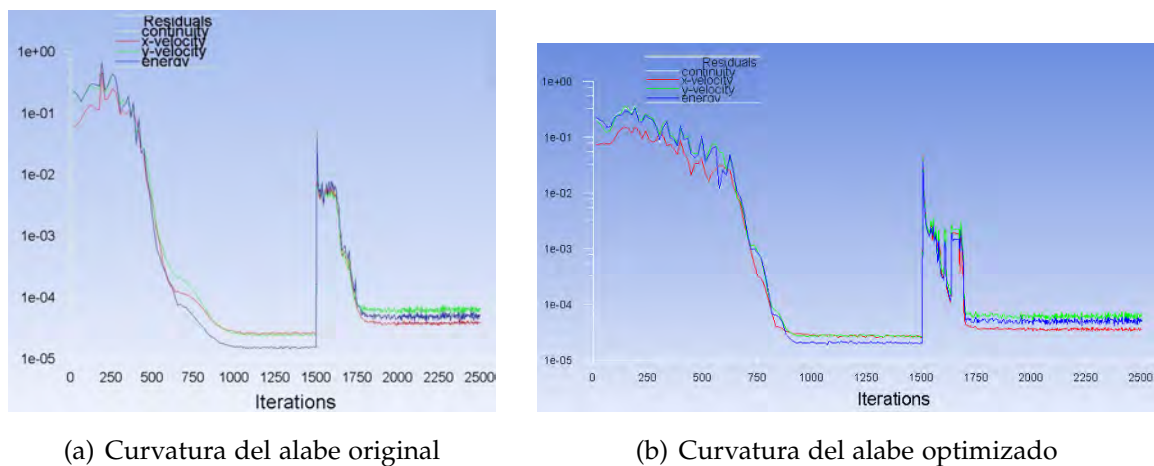


Figura 5.6. Gráficas de los valores residuales contra las iteraciones de las ecuaciones de continuidad, momento y energía de las dos geometrías del alabe la original y la optimizada.

De la Tabla 5.5 podemos observar que con las nuevas condiciones de operación esperada, nueva velocidad de giro y flujo, se obtuvo solo un incremento en la velocidad de salida del gas de 2.4 % con respecto a la geometría original y se observa que tenemos una relación de compresión de 1.1313, prácticamente la misma relación de compresión de la geometría original.

Tabla 5.5: Comparativa entre las relaciones de presión obtenidas a la entrada y salida con las dos geometrías de alabe, el original y el óptimo usando la mezcla del gas y las condiciones de operación de diseño y esperadas

Condiciones de operación			de diseño		Esperadas
Flujo (mmpcb)			135		100 (+10 %,-0 %)
Velocidad de giro (RPM)			10018		9600
Perfil del alabe			Original	Optimizado	Optimizado
Presión promedio estimada	entrada	man.	2259231.5	2214988.5	2259094.6
		abs.	2360556.5	2316313.5	2360419.6
	salida	man.	2569175		
		abs.	2670500		
Relación de compresión			1.131	1.153	1.1314
Velocidad promedio estimada	entrada		54.819	54.819	54.819
	salida		143.981	154.894	152.116

5.3. Comparación cualitativa

5.3.1. Comparación entre perfiles de álabes

En la Figura 5.7 se muestra la distribución de presión estimada a lo largo de los perfiles de alabe tanto del perfil del alabe original, Figura 5.7a, así como la del perfil del alabe optimizado, Figura 5.7b. En ambas figuras, se observan que los contornos de presión de ambos álabes son bastante similares, sobretodo desde la parte media del alabe hasta la salida del flujo. Esto es porque en los dos modelos utilizados tienen las mismas condiciones de frontera a la salida y el software se ajusta a alcanzar estos valores asignados.

Sin embargo, la diferencia más significativa en los contornos de presión se puede observar en la zona que abarca desde la frontera de entrada hasta el borde de ataque del alabe. En la zona de entrada de la Figura 5.7a existe una disminución en la presión en comparación a la misma zona mostrada en Figura 5.7b. Esta disminución de presión es producida por el cambio en la forma del lado succión en el borde de ataque. Se puede apreciar que el tamaño de la zona es mayor a la que encontramos en la misma zona en la Figura 5.7b. En el borde de ataque por el lado presión observamos que hay una disminución en la zona de alta presión que se genera a la entrada del gas, en comparación con la que observamos la misma zona de la Figura 5.7a.

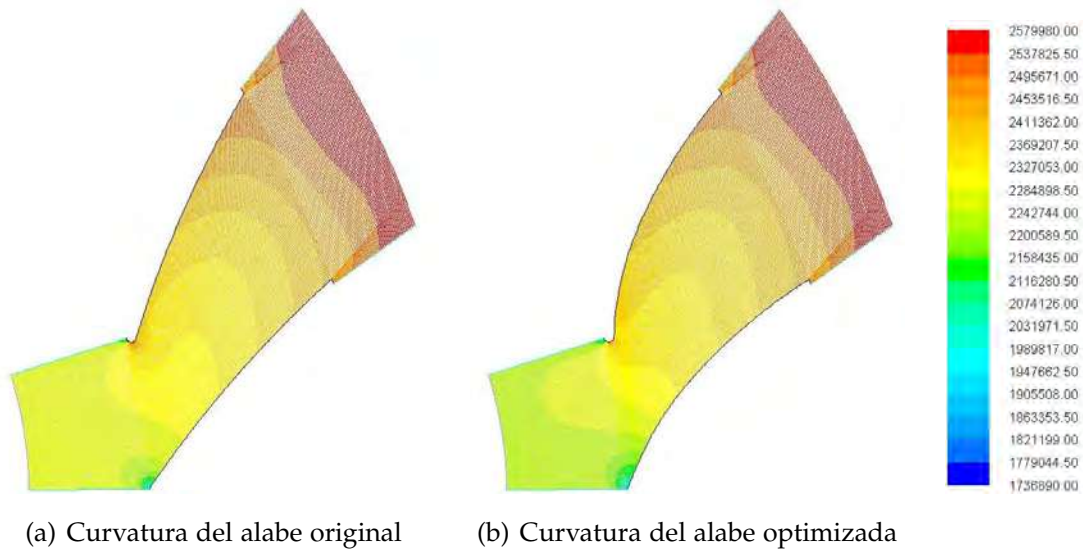


Figura 5.7. Contornos estimados de presión estática (Pa, man) de la curvatura del álabe original y la optimizada.

En la Figura 5.8 observamos los contornos estimados de la velocidad del fluido al circular a través del canal de flujo. En la Figura 5.8b se observa que a la salida del álabe por el lado succión se encuentra una zona de alta velocidad de mayor tamaño que la que encontramos en la Figura 5.8a. Este incremento en el tamaño de la zona de alta velocidad aumenta la velocidad promedio que obtenemos en la frontera de salida registrada en la Tabla 5.5. Al aumentar la velocidad de salida del gas se incrementa la energía cinética que pasa al difusor para ser convertida en la presión que dará la etapa completa.

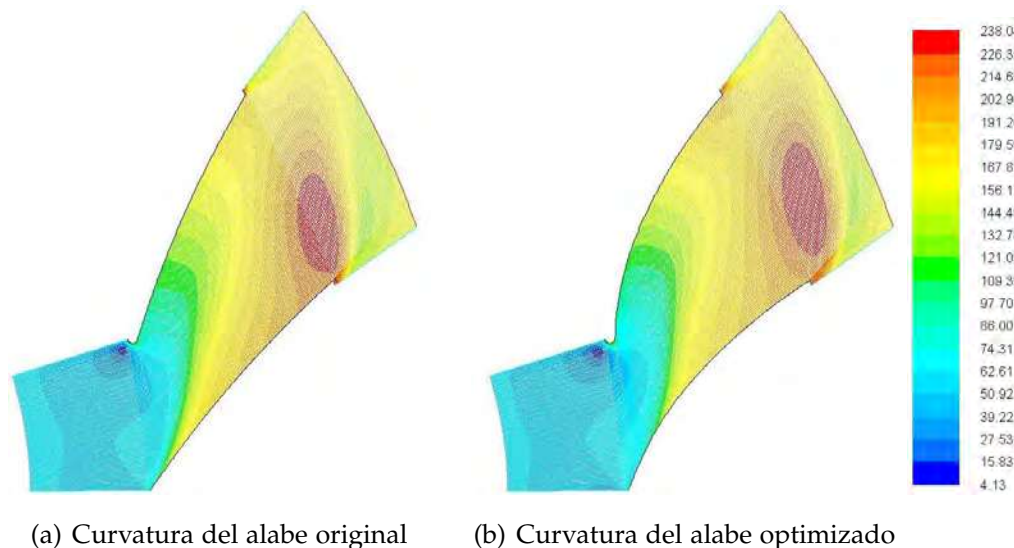


Figura 5.8. Contornos estimados de velocidad en m/s obtenidos por las curvaturas de los álaves.

La Figura 5.9 nos muestra la distribución estimada del número de Mach. En ella los contornos de este parámetro son muy similares a los mostrados en la Figura 5.8 de la velocidad. Esto es debido a que la velocidad del fluido es parte del número de Mach. En

la barra de valores de esta Figura 5.9, observamos un valor máximo de 0.55 el cual es un valor de diseño aceptable de acuerdo a (Lüdtke 2013).

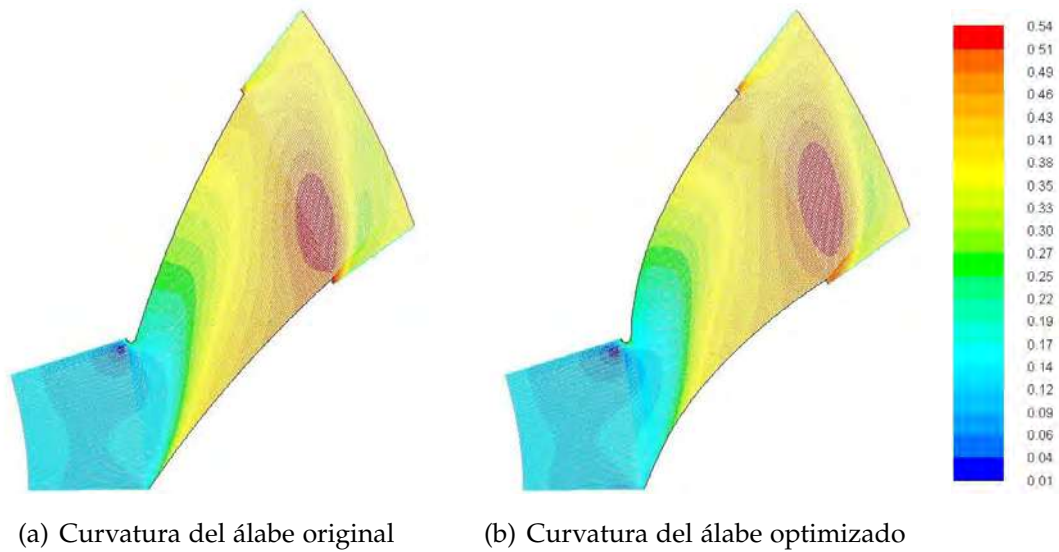


Figura 5.9. Contornos estimados de la distribución del número de Mach en la curvatura del álabe original y la optimizada.

La Figura 5.10 *b* muestra que debido a la nueva curvatura (la optimizada) del álabe permite direccionar el flujo de mejor manera reduciendo la pérdida de energía debida a la turbulencia en comparación con la forma en la que se direcciona el flujo con el perfil del alabe original Figura 5.10 *a*. En el borde de ataque del álabe, en el lado succión, existe una reducción en la generación de energía cinética turbulenta y esta zona es susceptible a la separación de flujo o *wave*. Esta separación de flujo es la generadora del fenómeno presente en compresores llamado *surge* que define la curva característica del compresor en la que puede operar de manera segura, (Lüdtke 2013).

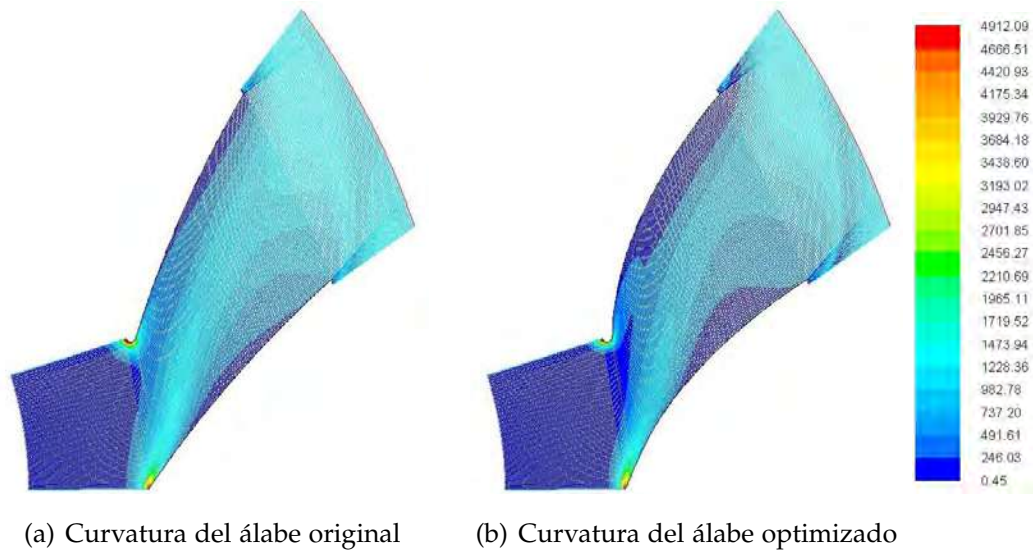


Figura 5.10. Contornos estimados de la energía cinética turbulenta en el canal de flujo entre álabes obtenidos con la curvatura del álabe original y la optimizada.

En la Figura 5.11 se muestran las líneas de corriente y se puede observar con mayor detalle la disminución del torbellino con la nueva geometría, Figura 5.11b. En la geometría original, Figura 5.11a el torbellino se extiende a través del extrados del álabe desde el borde de ataque hasta el de salida. Mientras que en el óptimo, el torbellino inicia un poco antes de la mitad del álabe extendiéndose hasta el final del mismo.

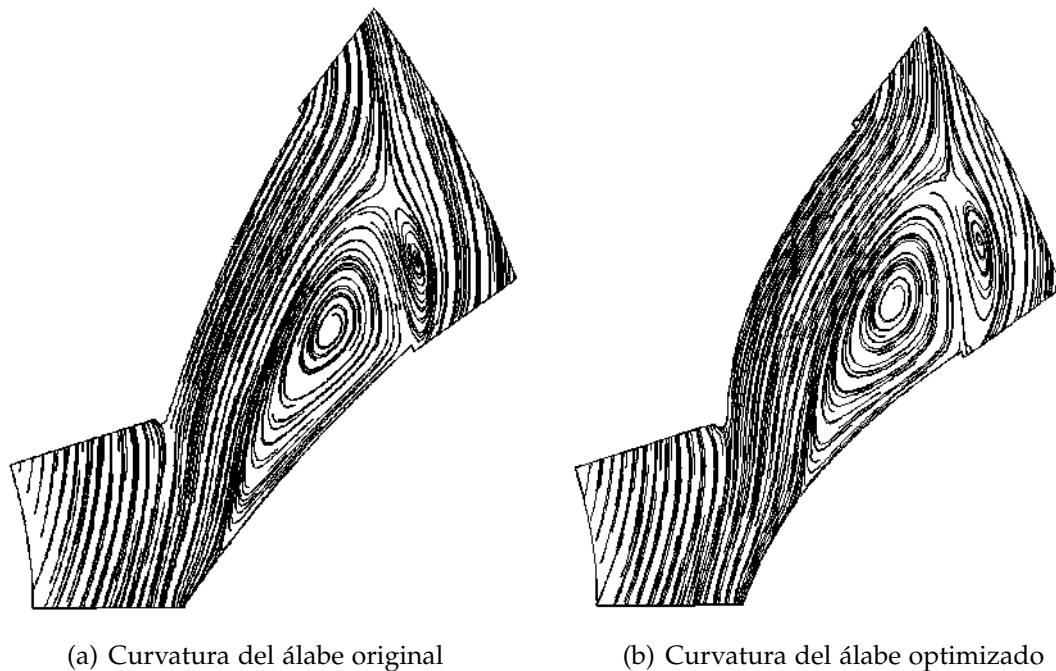


Figura 5.11. Líneas de corriente estimadas.

5.3.2. Comparación de condiciones de operación.

Para cumplir con las condiciones operacionales del equipo para la nueva planta, en la Tabla 1.1, se indica que una disminución en el flujo de gas es requerida, así como una reducción en la velocidad de giro de la máquina. Colocando estas nuevas condiciones al modelo optimizado se obtienen los resultados presentados a continuación.

La Figura 5.12 muestra los contornos de presión estática estimados obtenidos con la curvatura optimizada del álabe a las condiciones de operación originales y las esperadas.

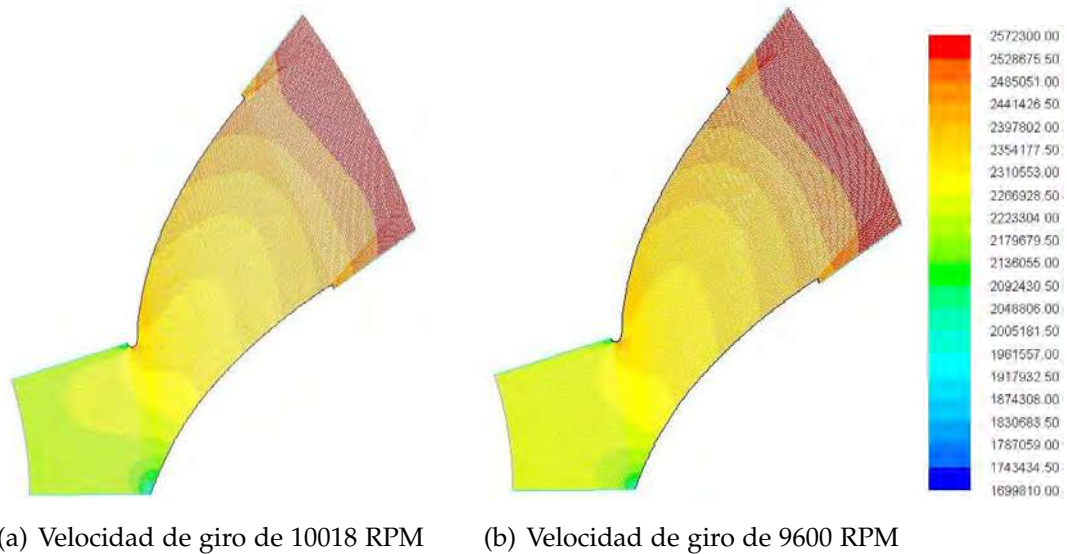


Figura 5.12. Contornos de presión estática estimados obtenidos con la curvatura optimizada del álabe a las condiciones de operación originales y las esperadas las cuales de indican en la Tabla 4.2.

La Figura 5.13 presenta los contornos estimados de distribución del Número de Mach obtenidos con la curvatura optimizada del álabe a las condiciones de operación originales y las esperadas las cuáles de indican en la Tabla 4.2.

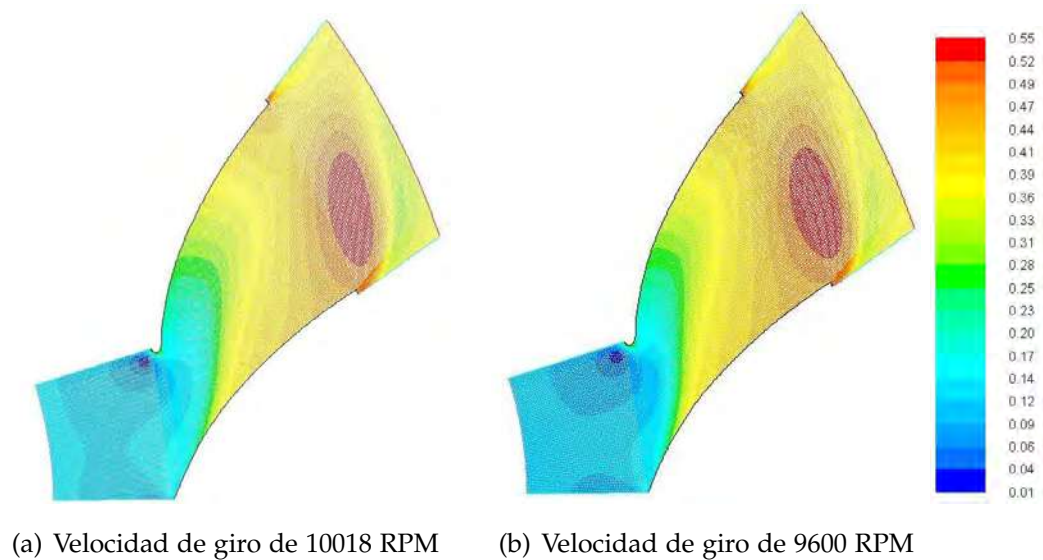


Figura 5.13. Contornos estimados de distribución del número de Mach.

La Fig. 5.14 muestra los contornos estimados de distribución de velocidad en m/s obtenidos con la curvatura optimizada del álabe a las condiciones de operación originales y las esperadas las cuales de indican en la Tabla 4.2.

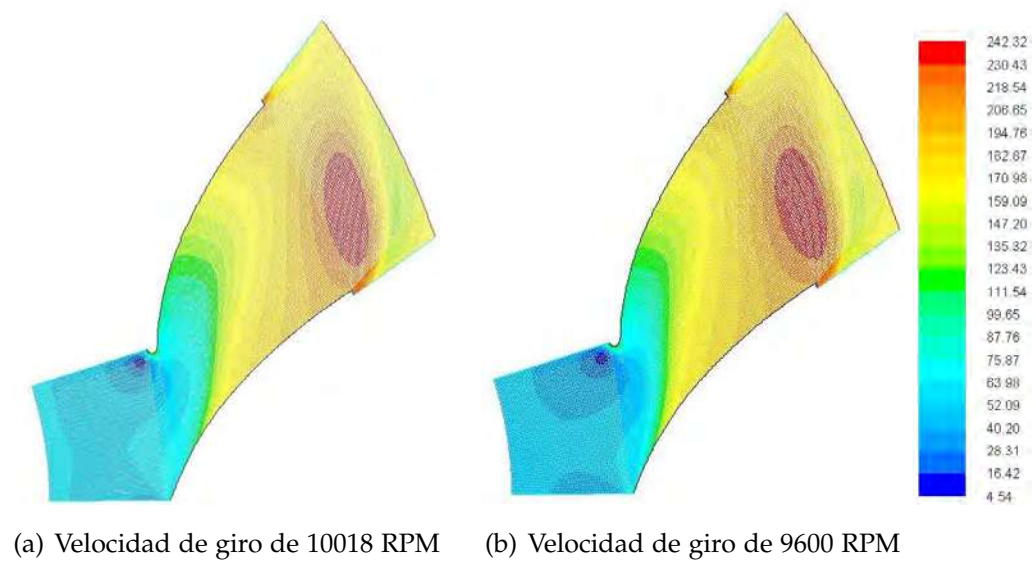


Figura 5.14. Contornos estimados de distribución de velocidad en m/s.

La Figura 5.15 presenta las líneas de flujo para ambas condiciones de operación.

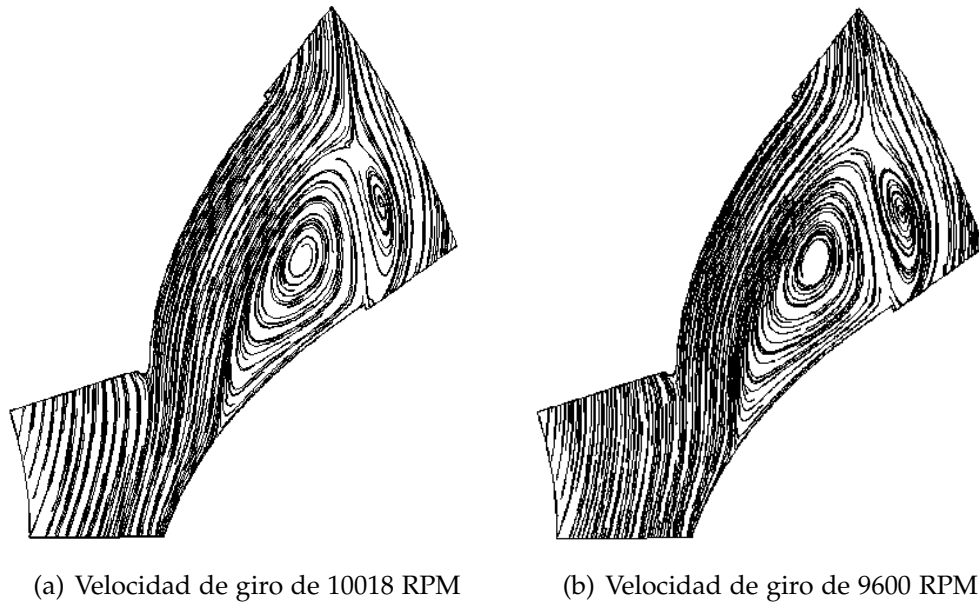


Figura 5.15. Líneas de flujo del ábabe optimizado.

El punto más importante a destacar de las figuras anteriores, las cuáles comparan los contornos obtenidos con una velocidad de giro de 10018 RPM y 9600 RPM, es que no existe variación o diferencia entre las variables estudiadas. Es decir que el cambio de la velocidad de giro y el flujo másico podrían no influenciar en el rendimiento alcanzado por la nueva geometría del ábabe.

5.4. Discusión

De acuerdo a los resultados obtenidos de la optimización planteada en las secciones anteriores, podemos hacer las siguientes comparaciones.

Kim et al. (2010) utilizó el método de red neuronal de base radial para optimizar un impulsor y cuya función objetivo fué mejorar la relación de presión del impulsor. Utilizó las curvas de Bezier con 4 variables de control para construir las curvas del *shroud* y el *hub*. Los resultados de la optimización mostraron que la relación de presión obtenida con la geometría optimizada, al mantener constante el coeficiente de flujo, se incrementó en un 2,46 % en relación a la geometría original.

En este trabajo se utilizó Blade-Gen, Turbo-Grid, CFX-Pre, CFXSolver y CFX-Post para la generación del perfil del ábabe, la generación de la malla, las definiciones de las condiciones de contorno, el análisis de flujo y el post-procesamiento. En su modelo utilizó aire como gas ideal para el fluido de trabajo, utilizó el modelo de turbulencia *Shear Stress Transport*. Como parte de los criterios de convergencia los residuales de las ecuaciones de momentum y de conservación de la masa alcanzaron valores de por debajo de 1×10^{-6} y los residuales de la ecuación de la energía por debajo de 1×10^{-3} . Las solución de las ecuaciones discretizadas se alcanzó después de 500 iteraciones.

La relación de compresión alcanzada manteniendo las revoluciones, 65550 RPM, y el coeficiente de flujo constantes, para el impulsor original fué de 1,965, y para el impulsor óptimo se estima en 2,019, lo que logró un incremento del 2,43 %. La eficiencia isentrópica en el impulsor óptimo fué mejorada en un 0,49 % en comparación con el impulsor de referencia.

Wahba & Elnashar (2008), aplicó una herramienta de optimización de diseño a un impulsor de compresor centrífugo radial. La función objetivo de la optimización fué maximizar la eficiencia adiabática y la relación de presión del impulsor, manteniendo constantes el flujo másico, la velocidad de rotación y el torque. Para este impulsor era posible cambiar las dimensiones geométricas dentro del 20 % de sus valores originales. En el plano de meridional y en el plano *blade-to-blade* se podía cambiar al 100 % de sus valores originales. La herramienta de optimización se aplicó a ambos planos de manera individual y posteriormente se conjuntaron los resultados. El análisis aerodinámico se realizó en CFX BladeGen, se utilizó GALib para aplicar el algoritmo genético. Los resultados muestran una mejora de eficiencia del 8,872 %, y un aumento de la relación de presión de 0,237 %, con una contracción del par de sólo 0,378 %.

Wahba & Elnashar (2008) utilizó las curvas de Bézier con cuatro puntos de control para cada una de las superficies del hub y del shroud. La parametrización del impulsor en el plano "*blade – to – blade*" se realiza mediante la definición de la línea media del alabe con una curva de Bézier de seis puntos.

De igual manera que lo hizo Wahba & Elnashar (2008) y Kim et al. (2010) en nuestro caso también se mantienen constantes las condiciones de operación como el flujo y RPM así obtenemos un incremento del 2 % en la relación de compresión, un porcentaje muy cercanos al obtenido por Kim et al. (2010) quien realizó la optimización en el plano meridional. Wahba & Elnashar (2008) y Kim et al. (2010) utilizaron las curvas de Bezier para la generación de la geometría en el plano meridional o en el *blade-to-blade*. En esta investigación se aplicaron las ecuaciones NACA para la definición del perfil del álabe con un error en la geometría bastante aceptable.

A diferencia de Wahba & Elnashar (2008) quién tiene una rango bastante amplio para manejar las variables tanto en el plano meridional, 20 %, como en el *blade-to-blade*, el 100 %, con la metodología desarrollada en este trabajo se tiene la oportunidad de encontrar una relación de parametros que mayormente colaboren a la obtención de valores de la función objetivo ya que sólo son dos variables de diseño del álabe m y p manteniendo t constante por las restricciones geométricas de nuestro caso.

Capítulo 6

Conclusiones

6.1. Conclusiones

La geometría de un impulsor es definida por muchos parámetros. Para obtener una geometría óptima ha sido necesario identificar y manipular a los parámetros que mayormente contribuyeron a cumplir con nuestro propósito, que es incrementar la relación de compresión. Por otro lado, el proceso de optimización aplicado en este trabajo de investigación al alabe de un impulsor, ha sido un trabajo laborioso, el cual implicó realizar la parametrización y la generación de la geometría, el mallado y el procesamiento de la DFC. Por tal motivo, la ejecución de este proceso de optimización requirió de una alta demanda del recurso computacional, ya que se utilizaron 7 nodos del clúster de cálculo, y un alto consumo de tiempo, ya que este proceso se realizó para cada una de las combinaciones de los parámetros elegidos.

1. Con la aplicación de la metodología de optimización, descrita en el capítulo 4, aplicada a la modificando la curvatura del álabe del impulsor, se logró encontrar un conjunto de parámetros de m y p que caracteriza una curvatura que nos permite incrementar en 2 % (Tabla 5.5) la relación de compresión que proporciona el impulsor en relación con la geometría original del mismo. A la vez, esta nueva geometría obtenida nos proporciona un incremento en la velocidad.
2. Para poder cumplir con las condiciones de presión esperadas para la operación de la nueva planta, especificadas en la Tabla 1.1, el nuevo compresor deberá tener una relación de compresión de 8.26 % mayor que la del compresor original. Al dividir este 8.26 % de incremento en la relación de presión necesaria entre el número de etapas (5) del compresor original, se observa que es necesario obtener un incremento en la relación de compresión de 1.652 % por cada una de las etapas del compresor original (5). Con el incremento del 2 % en la relación de compresión obtenida del proceso de optimización, se cubre el incremento en la relación de presión requerido en cada etapa. Cabe mencionar, que el incremento del 2 % en

la relación de presión es obtenido bajo las condiciones de operación originales del compresor, flujo y velocidad de giro indicadas en la Tabla 1.1.

3. Para poder cumplir con las condiciones de operación esperadas para el nuevo compresor, indicada en la Tabla 1.1, se observa, que se requiere una disminución en la velocidad de giro del compresor, de las 10018 hasta las 9600 RPM, y una disminución del flujo de entrada de gas. Aplicando estas nuevas condiciones de operación al modelo se obtiene los resultados mostrados en la Tabla 5.5. Se observa en la relación de compresión por etapa de 1.1314 %, esta nueva relación de compresión es menor a la requerida de 1.652 %. Se concluye de este punto, que con las nuevas condiciones de operación del equipo, nueva velocidad y flujo, no es posible alcanzar las condiciones de relación de presión requeridas por cada etapa.
4. Para determinar la relación de presión total que se podría alcanzada en cada etapa de compresión y de acuerdo a la Ecuación 4.23, se debe considerar también el incremento en la presión que se obtiene en el difusor, punto 3 de la Figura 2.7, la presión generada en el difusor esta relacionada con la velocidad del fluido a la salida del impulsor, cantidad de energía cinética generada por el impulsor. En la Tabla 1.1 observamos que las velocidades promedio estimadas en la frontera de salida aumentaron en relación a las velocidades originales. este incremento en la velocidad se obtuvo tanto para las condiciones de operación originales como las esperadas.

6.2. Limitaciones.

En el presente trabajo se realizó la optimización del álabe de un impulsor en el cual se implementó una metodología desarrollada que contempla la parametrización, mallado y solución de la DFC del modelo. Para la implementación de cada una de estas etapas se requirió la recopilación de información, tanto del aspecto operativo del equipo como de las características geometrías de las piezas que lo conforman. Lamentablemente existen ciertos datos que por diversos motivos no es posible de obtener o medir. Esta información es referente a la geometría de las piezas que conforman la etapa de compresión completa, ya que el compresor se encuentra ensamblado y en operación en planta. Esto implica que los datos referentes a las condiciones de entrada y salida del flujo tampoco se puedan obtener.

Debido a las restricciones geométricas se nos limitó a realizar el proceso de optimización manipulando solo dos variables m y p , sin embargo, para esta cantidad de variables se realizó un gran esfuerzo, invirtiendo recurso computacional y de tiempo, con el objeto de obtener la geometría óptima.

Debido a la falta de datos experimentales concernientes a la dirección del flujo a la entrada del impulsor, se consideró la orientación de entrada del flujo al impulsor totalmente axial. Los datos operacionales como: el modelo de turbulencia y la intensidad de la misma, son datos que fueron obtenidos de artículos relacionados ampliamente con este proyecto de investigación.

El modelo 2D nos dio una buena referencia del comportamiento de la función objetivo al variar la curvatura del alabe del impulsor. Actualmente se desarrolla la metodología para la construcción del álabe en 3D.

6.3. Recomendaciones

La inversión de tiempo es un factor importante tanto para el procesamiento de la DFC como para realizar el pre-procesamiento del dominio computacional ya siempre se busca la manera de realizar cada una de las etapas en el menor tiempo posible.

La selección del dominio computacional, se relaciona la facilidad con la que podemos generar la malla y a la vez obtener una buena calidad de la misma. Al seleccionar el dominio entre 2 álabes, se reduce considerablemente los tiempos de generación de la geometría del dominio. Esto es debido a que que las paredes del dominio son a la vez las mismas paredes del álabe. Adicionalmente ayuda en la manipulación de la malla durante el proceso de optimización ya que al ir variando la curvatura del álabe, la malla se va ajustando a esta misma forma.

La selección del fluido de trabajo es otro factor que influye considerablemente en el tiempo de cálculo. El trabajo de optimización se realizó utilizando gas metano. Con esta selección se logró reducir los tiempos de cálculo de DFC de 150 min utilizando la mezcla de gas a 8.5 min con metano, utilizando un ordenador convencional, y a 3.5 min utilizando los nodos del clúster de cálculo. Posteriormente, al encontrar la geometría óptima, se realizaron las simulaciones utilizando la mezcla adecuada para el análisis de resultados.

6.4. Trabajo a Futuro.

Desafortunadamente, no se cuenta con un banco de pruebas que nos permita realizar mediciones al flujo en la entrada y salida. Por tal motivo, no se pudo realizar la validación del modelo computacional. Sin embargo es un punto crucial para aceptación del modelo para futuros trabajos de optimización.

La metodología presentada puede ser empleada para la manipulación de otras variables, como el espesor (t) del álabe, el ángulo de la ubicación del borde de ataque y la ubicación del borde de salida.

Adicional a la optimización aero-dinámica, se pueden incluir los análisis estructurales en álabes utilizando la distribución de presiones presentes, el análisis de deformación que podría resultar de la velocidad de giro y las altas temperaturas del fluido de trabajo.

Esta investigación se realizó utilizando la configuración estándar del algoritmo genético multi-islas de iSIGHT, sin embargo, se deberá realizar un análisis sobre la influencia de los parámetros de configuración con el objetivo de evitar caer en los diferentes mínimos locales que la solución pudiera tener.

6.5. Implicaciones

En base a los resultados obtenidos en esta investigación, esta metodología pudiera ser aplicada en la repotenciación de un compresor, sobretodo si se enfocada en el rediseño del álabe del impulsor. Con esta metodología podrían obtenerse geometrías de aproximación que den opciones para evaluar las diferentes etapas de un compresor centrífugo.

Finalmente, esta investigación demostró que es posible realizar la modificación de solamente el álabe del impulsor y puede ser considerada como una alternativa para el rediseño del equipo en cuestión pudiéndose evitar así la modificación mecánica de los diferentes componentes del compresor en conjunto.

Bibliografía

- Abam, D. & Saturday, E. (2012), 'Optimization of centrifugal compressors: a case study', *J Emerging Trends Engng Appl Sci* **3**, 688–698.
- Benini, E. (2003), 'Optimal navier–stokes design of compressor impellers using evolutionary computation', *International Journal of Computational Fluid Dynamics* **17**(5), 357–369.
- Bhardwaj, S. & Gupta, K. (n.d.), 'Centrifugal compressor analysis by cfd'.
- Boyce, M. P. (1993), Principles of operation and performance estimation of centrifugal compressors, in 'Proceedings of Turbomachinery Symposium', Vol. 22, pp. 161–177.
- Brown, R. N. (1997), *Compressors: Selection and sizing*, Gulf Professional Publishing.
- Ch, R. P., Gómez, J. & León, E. (2008), 'Grislas: Un algoritmo genético paralelo que combina los modelos de grillas e islas para encontrar soluciones óptimas cercanas al problema del agente viajero', *Avances en Sistemas e Informática* **5**(3), 13–20.
- Cho, S.-Y., Ahn, K.-Y., Lee, Y.-D. & Kim, Y.-C. (2012a), 'Optimal design of a centrifugal compressor impeller using evolutionary algorithms', *Mathematical Problems in Engineering* **2012**.
- Cho, S.-Y., Ahn, K.-Y., Lee, Y.-D. & Kim, Y.-C. (2012b), 'Optimal design of a centrifugal compressor impeller using evolutionary algorithms', *Mathematical Problems in Engineering* **2012**.
- Cosentino, R., Alsalihi, Z. & Van Den Braembussche, R. (2001), Expert system for radial impeller optimization.
- De Bellis, F., Oil, G., Guidotti, E. & Rubino, D. T. (n.d.), 'Centrifugal compressors return channel optimization by means of advanced 3-d computational fluid dynamics'.
- Dickmann, H.-P., Wimmel, T. S., Szwedowicz, J., Filsinger, D. & Roduner, C. H. (2006), 'Unsteady flow in a turbocharger centrifugal compressor: three-dimensional computational fluid dynamics simulation and numerical and experimental analysis of impeller blade vibration', *Journal of turbomachinery* **128**(3), 455–465.

-
- Ding, M., Groth, C., Kacker, S. & Roberts, D. (2006), *CFD Analysis of off-design centrifugal compressor operation and performance*, Library and Archives Canada= Bibliothèque et Archives Canada.
- Dixon, S. L. & Hall, C. (2013), *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*, Butterworth-Heinemann.
- Elsheshtawy, H. (2012), Numerical study of slip factor in centrifugal pumps and study factors affecting its performance, in 'Proceedings of the 1st international conference on mechanical engineering and material science', pp. 103–106.
- Fluent, A. (n.d.), '15 2014 theory and user's guide', *Ansys Corporation* .
- Galván, S., Reggio, M. & Guibault, F. (2011), 'Assessment study of k- ϵ turbulence models and near-wall modeling for steady state swirling flow analysis in draft tube using fluent', *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* 5(4), 459–478.
- Gresh, T. (2001), 'Compressor performance: aerodynamics for the user by m. theodore gresh'.
- Herrera, N., Galván, S., Camacho, J., Solorio, G. & Aguilar, A. (2017), 'Automatic shape optimization of a conical-duct diffuser using a distributed computing algorithm', *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* pp. 1–12.
- Hlavááek, D. (2014), 'Recent progress in developing a tandem-bladed centrifugal compressor stage'.
- Ibaraki, S., Tomita, I. & Sugimoto, K. (2015a), 'Aerodynamic design optimization of centrifugal compressor impeller based on genetic algorithm and artificial neural network', *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* 52(1), 77.
- IBARAKI, S., TOMITA, I. & SUGIMOTO, K. (2015b), 'Aerodynamic design optimization of centrifugal compressor impeller based on genetic algorithm and artificial neural network', *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* 52(1), 77.
- Izaurieta, F. & Saavedra, C. (2000), 'Redes neuronales artificiales', *Departamento de Física, Universidad de Concepción Chile* .
- Japikse, D., Baines, N. et al. (1994), *Introduction to turbomachinery*.
- Ji, C., Sun, Q., Fan, Z., Gao, Y. & Zhao, B. (2016), 'Study of high efficiency flow regulation of vlgv in centrifugal compressor', *International Journal of Rotating Machinery* 2016.
- Kim, J.-H., Choi, J.-H. & Kim, K.-Y. (2010), 'Surrogate modeling for optimization of a centrifugal compressor impeller', *International Journal of Fluid Machinery and Systems* 3(1), 29–38.
-

-
- Kowalski, S. C., Pacheco, J., Fakhri, S. & Sorokes, J. M. (2012), Centrifugal stage performance prediction and validation for high mach number applications, in '41st Turbo-machinery Symposium Proceedings, Houston, TX, September', pp. 25–27.
- Li, P.-Y., Gu, C.-W. & Song, Y. (2015), 'A new optimization method for centrifugal compressors based on 1d calculations and analyses', *Energies* 8(5), 4317–4334.
- López, D., de Bustos, I. F., Angulo, C. & Aguirrebeitia, J. (n.d.), 'Optimización de un modelo de turbulencia k- ϵ para flujo incompresible alrededor de perfiles alares'.
- Lüdtke, K. H. (2013), *Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application*, Springer Science & Business Media.
- Mataix, C. & Arenas, A. (2000), *Turbomáquinas térmicas: turbinas de vapor, turbinas de gas, turbocompresores*, Dossat.
- Nguyen-Schäfer, H. (2015), *Rotordynamics of automotive turbochargers*, Springer.
- Pazzi, S., Martelli, F., Michelassi, V., Berghen, F. V. & Bersini, H. (2003), Intelligent performance cfd optimisation of a centrifugal impeller, in 'Fifth European Conference on Turbomachinery, Prague, CZ'.
- Qiu, X., Japikse, D., Zhao, J. & Anderson, M. R. (2011), 'Analysis and validation of a unified slip factor model for impellers at design and off-design conditions', *Journal of Turbomachinery* 133(4), 041018.
- Rojas, J. A. A., Daza, C. A. D., González, M. M. & Urueña, C. H. G. (2008), 'Simulación 3d del flujo en un compresor centrífugo por medio de herramientas cfd bajo carga parcial/3d flow simulation in a partially loaded centrifugal compressor using cfd tools', *Ingeniare: Revista Chilena de Ingenieria* 16(2), 203.
- Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C. & Cohen, H. (2001), *Gas turbine theory*, Pearson Education.
- Shu, X., Gu, C., Xiao, J. & Gao, C. (2008), 'Centrifugal compressor blade optimization based on uniform design and genetic algorithms', *Frontiers of Energy and Power Engineering in China* 2(4), 453–456.
- Wahba, W. & Elnashar, A. (2008), Centrifugal compressor impeller optimization using genetic algorithm, in 'Ninth International Congress of Fluid Dynamics & Propulsion.– Alexandria.–December', pp. 18–21.
- Whitfield, A. & Baines, N. C. (1990), 'Design of radial turbomachines'.
- Zahed, A. H. & Bayomi, N. N. (2014), 'Design procedure of centrifugal compressors', *isesco journal of science and technology* 10(17), 77–91.
-