



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLÁS DE
HIDALGO**



**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DOCTORADO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

TESIS

Mejora de la eficiencia de una central hidroeléctrica mediante la optimización numérica del desempeño del tubo de aspiración modificando su geometría

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

PRESENTA:

M. I. Nicolás David Herrera Sandoval

ASESOR:

Dr. Sergio Ricardo Galván González



Febrero 2017

Dedicatoria

Quisiera agradecer y dedicar el presente trabajo y el esfuerzo requerido para lograrlo a mi esposa, Veronica, por la motivación y el apoyo incondicional que demostró desde el inicio. A mis padres, Nicolás y Leticia por el inmenso apoyo que me han brindado, no solo en el periodo de este trabajo si no durante toda mi vida. A mis hermanos y mi sobrina Lina, Rafael y Eriane, por su cariño.

De igual manera quisiera mencionar mi gran gratitud y reconocimiento a mi asesor durante esta etapa, el Dr. Sergio R. Galván González, por su apoyo y enseñanza en la realización de este trabajo. También agradecer al Dr. Cristóbal Camacho Arriaga, por el apoyo y enseñanza brindada durante mis proyectos académicos. Y finalmente a mi mesa sinodal, la Dra. Laura Lilia Castro, el Dr. J. Jesús Pacheco y el Dr. Carlos Rubio Maya, por haber aceptado formar parte del proyecto y por su tiempo y trabajo dedicados al mismo.

Agradecimientos

Los autores del presente trabajo agradecen a la Cordinación de la Investigación Científica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, por el apoyo económico brindado para la construcción del cluster de cálculo en el que se llevó a cabo el presente proyecto.

De igual manera agradecen al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, Conacyt, por el apoyo económico de manutención brindado.

Resumen

En el tubo de aspiración de una turbina hidráulica, la energía sobrante del rodete es transformada a presión. Esta conversión impacta hasta en un 50 % el rendimiento de las turbinas y principalmente las que están instaladas en centrales hidroeléctricas de baja carga. De las tres partes que componen un tubo de aspiración (cono, codo y difusor), el cono es responsable de tres cuartas partes de la recuperación de la energía del aspirador. Este cono no ha sido tomado en cuenta en los procedimientos de diseño y optimización del aspirador, es decir, no existe una forma de determinar el ángulo exacto y la configuración adecuada para las cuales se pueda obtener las mínimas pérdidas de energía. Para resolver este problema, recientemente nuevas herramientas basadas en Dinámica de Fluidos Computacional y Algoritmos de Optimización han sido introducidos para evaluar el comportamiento de estructuras y maquinaria hidráulica complementando de manera importante los métodos tradicionales de diseño. Bajo este concepto, esta investigación desarrolla e implementa una metodología que por medio del acoplamiento de diferentes *softwares* multidisciplinarios busca optimizar automáticamente la geometría del cono del aspirador. Utilizando un Algoritmo Evolutivo fue controlado el proceso que genera las diferentes geometrías para el cono y posteriormente cada una de ellas es evaluada a través de simulaciones numéricas. El costo computacional ha sido reducido por la distribución y la paralelización de las geometrías resultantes en un cluster de cálculo. Esta metodología ha permitido alcanzar el diseño óptimo fijado por una función objetivo en un gran espacio el cual ha sido limitado por restricciones de las variables geométricas del cono. Además ha permitido la definición exacta del ángulo mejorando un aproximado de 1.8% en su rendimiento. Para entender como la geometría optimizada del cono ha modificado el patrón de flujo para alcanzar su mejor rendimiento, se presenta un análisis cuantitativo y cualitativo del flujo en las mejores geometrías. Específicamente, este trabajo demuestra que el proceso automático de optimización ha logrado alcanzar el diseño geométrico que minimiza las pérdidas de energía en el ducto. Finalmente, de acuerdo a los resultados obtenidos en esta investigación, la metodología desarrollada podría ser aplicada en el diseño de otros componentes de la turbomaquinaria y lograr analizar tanto la parte estructural como la fluido-dinámica haciendo así más completos los procesos de optimización.

Palabras clave: Optimización, Turbinas Hidráulicas, Tubo de aspiración, DFC, iSIGHT.

Abstract

In the draft tube of an hydraulic turbine the kinetic energy of the flow is transformed into pressure. This energy conversion significantly impacts on the efficiency and power output of the turbines and mostly those that are installed in power plants with low head. In those machines, the energy losses that can be related to draft tube performance may reach up to 50 % of the total turbine losses. Although the draft tube cone is responsible for approximately three quarters of the overall pressure recovery it had not been usually taken into account in the design and optimization procedures. Especially, there is a lack of information in terms of the exact angle and the shape configuration where the minimum energy losses can be obtained. To solve this problem, in recent times, new tools based on CFD and optimization algorithms have been introduced to evaluate the performance of hydraulic structures and machinery, providing a valuable complement to traditional engineering methods. With this idea, this thesis presents a methodology which by means of the coupling of multi-disciplinary commercial softwares optimize automatically the geometry of the draft tube cone. By using an evolutionary Genetic Algorithm was controlled a fully automatic process that generates different geometries for the cone and later the performance of each one is evaluated by CFD simulations. The computational cost has been overcome by the use of a distributed and parallel computing evaluation established in a computational cluster. This methodology has allowed the search of the optimal design, fixed by the objective function, in a big universe of possibilities which has been limited by restrictions of the design variables. The methodology has allowed the location of the exact opening angle, improving approximately 1.8 % of the diffuser performance. This finding demonstrated that this geometric variable is most important than the geometric configuration and the wall shape of the diffuser. A quantitative and qualitative analysis of the flow has been undertaken to understand how the optimized geometry of a diffuser modifies the flow pattern to achieve the highest performance. Specifically, it will be shown that the optimization loop will provide a design geometry for which the minimum energy loss has been reached. Finally, the methodology designed to reach the optimum geometry of the diffuser could be applied to analyze other turbo-machinery components managed by the numerical tools presented in this research.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Revisión del Estado del Arte	5
1.1.1. Uso de la dinámica de fluidos computacional	5
1.1.2. Optimización basada en dinámica de fluidos computacional	6
1.1.3. Optimización aplicada a hidromaquinaria	6
1.1.4. Optimización en tubos de aspiración	7
1.2. Definición del problema	8
1.3. Motivación	9
1.4. Hipótesis	10
1.5. Objetivo	10
1.6. Contribución	10
1.7. Estructura del documento	11
2. Marco Teórico	13
2.1. Energía hidráulica	13
2.1.1. Turbinas Hidráulicas	14
2.1.2. Turbinas Francis	16
2.1.3. Tubo de aspiración	17
2.1.4. Teoría de tubos de aspiración.	19
2.2. Características reales del flujo en el tubo de aspiración	22
2.2.1. Efectos de la intensidad de giro en la entrada	22
2.3. Estudios numéricos en el desempeño del tubo de aspiración	24
2.4. Dinámica de Fluidos Computacional	25
2.4.1. Secuencia y estructura	25
2.4.2. Evaluación numérica del desempeño del aspirador	27
2.5. Optimización Matemática	28
2.5.1. Enunciado de un problema de optimización	29
2.5.2. Algoritmos genéticos	32
2.6. Optimización de diseño basada en DFC	37
2.7. Cálculo de Alto Rendimiento	39
2.7.1. Clasificación	39

2.7.2.	Cálculo distribuido	40
2.7.3.	Memoria Distribuida y Máquinas MIMD	41
3.	Metodología	43
3.1.	Esquema de optimización	44
3.2.	Parametrización de la geometría	44
3.2.1.	Relaciones de áreas y de longitud	46
3.2.2.	Configuración y forma de las paredes del difusor	47
3.3.	Modelo Numérico	52
3.4.	Algoritmo de optimización	54
3.4.1.	Condiciones del MIGA para optimizar <i>AR</i> y <i>LR</i>	54
3.4.2.	Condiciones del MIGA para optimizar la configuración y forma	55
3.5.	Función objetivo	57
3.6.	Cluster de cálculo	59
4.	Resultados y Análisis	61
4.1.	Resultados	61
4.1.1.	Historial del proceso de optimización	62
4.1.2.	Parámetros y valores de desempeño para las geometrías óptimas resultantes	64
4.1.3.	Geometrías	66
4.2.	Análisis Cuantitativo	68
4.2.1.	Factor de corrección de energía cinética axial	69
4.2.2.	Factor de corrección de energía cinética tangencial	70
4.2.3.	Factor de Momentum	71
4.2.4.	Intensidad de giro	72
4.3.	Análisis Cualitativo	73
4.3.1.	Líneas de corriente	73
4.3.2.	Velocidad Axial	78
4.3.3.	Contornos de presión	80
4.3.4.	Contornos de energía cinética	82
4.4.	Características del flujo de las geometrías óptimas.	85
4.4.1.	Pérdidas de energía	86
4.4.2.	Presiones	86
4.4.3.	Factor de corrección de energía cinética	87
4.4.4.	Forma de los perfiles de velocidad	88
5.	Conclusiones	90
	Bibliografía	98

Índice de figuras

1.1. Porcentaje promedio de crecimiento anual en capacidad instalada de energías renovables en el 2014	2
1.2. Porcentaje estimado de producción de la energía total en el 2014 de diferentes fuentes renovables.	2
1.3. Potencial hidroeléctrico técnico y porcentaje no utilizado por región en el 2009	3
1.4. Generación regional estimada por las centrales hidroeléctricas para el 2050	3
1.5. Pérdidas energéticas en cada componente de una turbina Francis en función de su velocidad específica	4
1.6. Cono del tubo de aspiración intercambiable de la Turbina Francis de la C.H. Cointzio.	5
2.1. Esquema de una central hidroeléctrica típica	14
2.2. Tipos de rodete para una turbina Francis con relación a su velocidad específica. (Gorla & Khan 2003)	15
2.3. Esquema de una turbina Francis indicando sus componentes principales, (Gorla & Khan 2003).	17
2.4. Distribución de energía en una central hidroeléctrica a través de una turbina de reacción	18
2.5. Tipos de configuración geométrica para tubos de aspiración de turbinas hidráulicas	18
2.6. Esquema de alturas para el tubo de aspiración	19
2.7. El mínimo de $f(x)$ es el mismo que el máximo de $-f(x)$	28
2.8. Representación binaria de un vector de diseño en los algoritmos genéticos	33
2.9. Esquema conceptual que representa el flujo de operación del MIGA	37
2.10. Principio de la paralelización-distribución para ser implementada en un proceso de optimización.	41
2.11. Diagrama Genérico de la arquitectura de una máquina DM-MIMD.	41
3.1. Esquema general del proceso de optimización utilizado en el presente trabajo para el diseño del difusor	45

3.2. Parametrización en 2 dimensiones del tubo de aspiración utilizando un punto de control $P(y_i, z_i)$	46
3.3. Esquema de la parametrización geométrica para el difusor	47
3.4. Relaciones geométricas en un esquema del diseño de un tubo de aspiración de tipo campana	49
3.5. Geometría original del tubo de aspiración en 3 dimensiones (izq.) y la malla utilizada para la validación del modelo y en cada análisis de DFC en el proceso de optimización (der.). Ambas generadas en Gambit.	53
3.6. Visualización de la función de Rosenbrock	56
3.7. Arquitectura usada en el cluster de cálculo empleado para el proceso de optimización geométrica del tubo de aspiración	59
3.8. Estaciones de trabajo del cluster de cálculo construido para el trabajo de optimización	60
4.1. Historial del valor de la función objetivo en el proceso de optimización con las relaciones de área AR y longitud LR como variables de diseño manipulando el punto de control P	62
4.2. Historial del valor de la función objetivo en el proceso de optimización para la configuración Divergencia - Ducto, con cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.	63
4.3. Historial del valor de la función objetivo en el proceso de optimización para la configuración Ducto - Divergencia, con cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.	64
4.4. Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con variables de diseño: a) AR b) $AR - LR$	67
4.5. Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con configuración Divergencia - Ducto: a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil.	67
4.6. Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con configuración Ducto - Divergencia: a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil.	68
4.7. Geometrías del tubo de aspiración con sólo divergencia, a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil.	68
4.8. Factor de corrección de energía cinética axial para la geometría original y las óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.	69
4.9. Factor de corrección de energía cinética tangencial para la geometría original y las óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.	70

4.10. Factor de momentum para la geometría original y las óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.	71
4.11. Intensidad de giro del flujo para la geometría original y las geometrías óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.	72
4.12. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en la sección meridional de las geometrías optimizadas en los procesos de optimización con variables de diseño <i>AR</i> y <i>LR</i>	74
4.13. Líneas de corriente estimadas en dirección radial y tangencial, en planos transversales de las geometrías optimizadas en los procesos de optimización con variables de diseño <i>AR</i> y <i>LR</i>	75
4.14. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en la sección meridional de las geometrías optimizadas con configuración Divergencia - Ducto. . . .	75
4.15. Líneas de corriente estimadas en dirección radial y tangencial, en las secciones horizontales de las geometrías optimizadas con configuración Divergencia - Ducto.	76
4.16. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en la sección meridional de las geometrías optimizadas con configuración Ducto - Divergencia. . . .	76
4.17. Líneas de corriente estimadas en dirección radial y tangencial, en las secciones horizontales de las geometrías optimizadas con configuración Ducto - Divergencia	77
4.18. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en un plano medio vertical para cada geometría formada solo por divergencia.	77
4.19. Líneas de corriente estimadas en dirección radial y tangencial, en planos horizontales a la entrada y la salida para cada geometría formada solo por divergencia.	78
4.20. Contornos estimados del componente axial de la velocidad en un plano meridional para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización con <i>AR</i> y <i>LR</i> como variables de diseño.	79
4.21. Contornos estimados del componente axial de la velocidad en un plano meridional para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización con configuración Divergencia - Ducto para cada tipo de pared.	79
4.22. Contornos estimados del componente axial de la velocidad en un plano meridional para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización con configuración Ducto - Divergencia para cada tipo de pared.	80

4.23. Contornos estimados del componente axial de la velocidad en un plano meridional para las geometrías formadas solo por un cono divergente	80
4.24. Contornos estimados de presión total en pascales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para la geometría original, las óptimas resultantes del proceso de optimización con AR y AR LR como variables de diseño, y para el tubo de aspiración con el perfil de velocidad a la entrada optimizado.	81
4.25. Contornos estimados de presión total en pascales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización de configuración y forma de pared con configuración Divergencia - Ducto.	82
4.26. Contornos estimados de presión total en pascales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización de configuración y forma de pared con configuración Ducto - Divergencia.	83
4.27. Contornos estimados de presión total en pascales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para las geometrías formadas únicamente por un cono divergente.	83
4.28. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías optimizadas con AR y LR como variables de diseño.	84
4.29. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías optimizadas con configuración Divergencia - Ducto.	84
4.30. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías optimizadas con configuración Ducto - Divergencia	85
4.31. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías formadas solo por un cono divergente.	85
4.32. Comparación de pérdidas de energía a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas	86
4.33. Comparación de la presión a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas	87
4.34. Comparación del factor de corrección de energía cinética α a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas	88

4.35. Comparación de los perfiles de velocidad axial a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas 89

Índice de tablas

2.1. Selección basados en velocidad específica	15
2.2. Velocidades específicas N_s de diferentes turbinas	16
2.3. Métodos en Investigación de Operaciones	30
3.1. Comparación de las principales variables dadas por diferentes modelo numéricos.	53
3.2. Valores de los parámetros avanzados pre-determinados por el algoritmo genético multi-isla.	54
3.3. Valores de los parámetros básicos del algoritmo genético multi-isla utilizados para AR y LR	55
3.4. Valores de los parámetros básicos del algoritmo genético multi-isla utilizados en la segunda etapa	55
3.5. Valores de los parámetros del algoritmo genético multi isla utilizados en el estudio con la función Rosenbrock.	57
4.1. Compendio de las optimizaciones ejecutadas en el presente trabajo.	61
4.2. Resultados cuantitativos del proceso de optimización con las relaciones de área AR y longitud LR como variables de diseño.	64
4.3. Resultados cuantitativos del proceso de optimización con la configuración Divergencia - Ducto para cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.	65
4.4. Resultados cuantitativos del proceso de optimización con la configuración Divergencia - Ducto para cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.	66
4.5. Resultados cuantitativos de los estudios en donde la geometría es formada únicamente por un cono divergente.	66

Lista de Símbolos

Mayúsculas

\bar{U}	Velocidad promedio de la sección transversal m/s
A	Área de la sección transversal m^2
AR	Relación de áreas -
C	Velocidad absoluta del flujo m/s
C_p	Coefficiente de recuperación de presión
H	Carga m
H_B	Presión barométrica expresada en columnas de agua
H_s	Magnitud del vacío en la entrada del tubo de aspiración
H_z	Pérdidas en el tubo de aspiración
L	Longitud del tubo de aspiración
LR	Relación de longitud
N	Velocidad del rodete rad/s
N	Velocidad del rodete rev/min
N_s	Velocidad específica -
P	Potencia W
S	Intensidad de giro
T	Torque $N.m$
U	Velocidad en el elemento diferencial de la sección transversal m/s
X	Vector de diseño
Z	Altura m

Minúsculas

g Aceleración de la gravedad m/s^2

h_d Pérdidas en el difusor m

p Presión Pa

r Radio m

v Velocidad m/s

x Variable de diseño

Letras Griegas

α Factor de corrección de energía cinética, pérdidas relativas en la descarga del rodetete m

β Factor de momentum

η_h Eficiencia hidráulica

η_s Eficiencia del tubo de aspiración

γ Peso específico N/m^3

ν Ganancia relativa del tubo de aspiración

ω Velocidad angular rpm

ρ Densidad kg/m^3

θ Ángulo de divergencia en el tubo de aspiración

ζ Pérdidas de energía en el tubo de aspiración

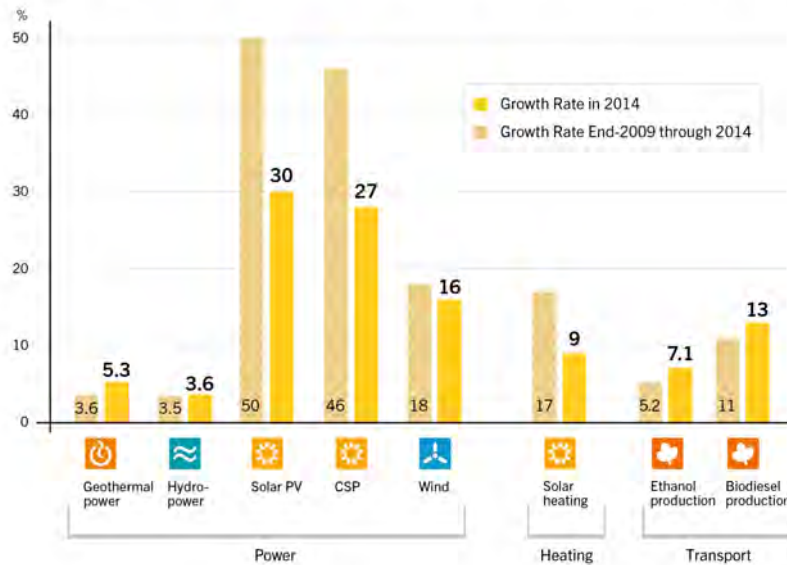
Capítulo 1

Introducción

Las emisiones de dióxido de carbono (CO_2) relacionadas con la generación de energía eléctrica mediante la quema de combustibles fósiles contribuye de manera considerable al deterioro ambiental. Además, tomando en cuenta la escasez de los combustibles fósiles y el incremento en la demanda eléctrica en un 48 % para el año 2040 (International Energy Outlook 2016) es evidente que se presentan entonces dos grandes retos globales de seguridad energética: cambio climático y desarrollo sustentable. Por esta razón se tiene la necesidad de que la producción de energía eléctrica se enfoque cada vez más en la utilización de fuentes renovables, es decir, fuentes limpias y naturales virtualmente inagotables.

Se les llama energías renovables debido a la gran cantidad de energía contenida en ellas o a que son capaces de regenerarse naturalmente. Una de estas fuentes de energía es la que se encuentra contenida en saltos y corrientes de agua, y actualmente es la energía renovable más utilizada en el mundo: La energía hidráulica. Esta cuenta con una capacidad instalada a finales del 2014 de 1,055 GW, teniendo un crecimiento en ese año del 3.6 %, Fig. 1.1, llegando a ser responsable del 16.6 % de la generación de energía eléctrica total, Fig. 1.2, (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century 2015).

Average Annual Growth Rates of Renewable Energy Capacity and Biofuels Production, End-2009–2014



REN21 Renewables 2015 Global Status Report



Figura 1.1. Porcentaje promedio de crecimiento anual en capacidad instalada de energías renovables en el 2014, (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century 2015).

Estimated Renewable Energy Share of Global Electricity Production, End-2014



Based on renewable generating capacity in operation at year-end 2014.

REN21 Renewables 2015 Global Status Report



Figura 1.2. Porcentaje estimado de producción de la energía total en el 2014 de diferentes fuentes renovables, (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century 2015).

Es un hecho que el potencial del recurso hidráulico es aún considerable, especialmente en África, Asia y Latino-América (Figura 1.3).

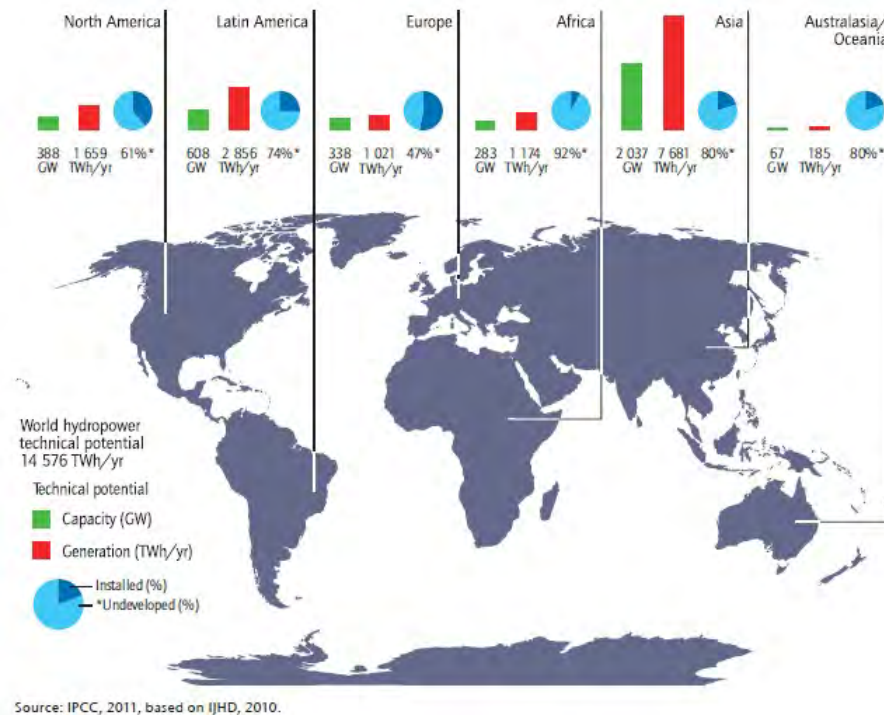


Figura 1.3. Potencial hidroeléctrico técnico y porcentaje no utilizado por región en el 2009, (International Energy Agency 2012).

En un escenario de la *International Energy Agency* que limitaría el incremento de temperatura a 2°C, y describe cómo las diferentes tecnologías deben lograr colectivamente la meta de reducir las emisiones de CO₂ anuales a la mitad de las que hubo en el 2009, se prevé que para el 2050 se tendría una capacidad instalada de energía hidráulica de 1,947 GW, casi el doble que en el 2014, y una producción cercana a los 7100TWh, (Figura 1.4).

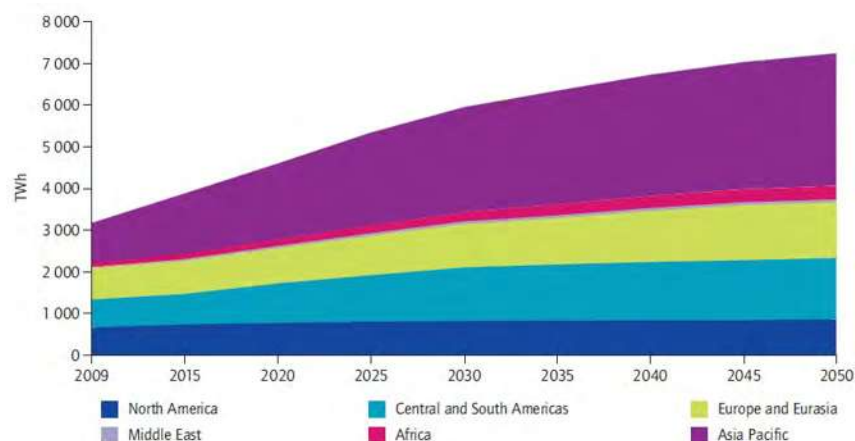


Figura 1.4. Producción estimada por región de electricidad en centrales hidroeléctricas para el 2050, (International Energy Agency 2012).

El aprovechamiento de este tipo de energía se realiza mediante la instalación de centrales hidroeléctricas dentro de las cuales se encuentran instaladas las turbinas hidráulicas. Para hacer llegar el recurso hidráulico a la turbina, inicialmente el agua es almacenada en presas con el fin de incrementar la altura, y por lo tanto la energía disponible; posteriormente se hace pasar por una tubería de presión que desemboca en el distribuidor de la turbina, a continuación entra al rodete, el cual se encarga de transformar la energía del agua en energía mecánica. A su salida se encuentra el tubo de aspiración, encargado de aprovechar la energía cinética restante transformándola en presión estática. Finalmente el agua regresa a su cause natural.

Aunque es sabido que ni desarrollando todo el potencial hidroeléctrico en el mundo se podrá satisfacer la demanda esperada de energía, es claro que es un recurso con gran capacidad de proveer energía limpia y renovable. Pero cuando son implementadas como parte de un esquema de desarrollo hidráulico multi-propósito, una central hidroeléctrica puede ofrecer grandes beneficios. Últimamente los nuevos diseños de las turbinas han hecho a las plantas hidroeléctricas modernas más sustentables y amigables con el ambiente y una mejor administración en su funcionamiento ha ayudado a evitar daños a ecosistemas corriente abajo.

Es posible encontrar un gran número de centrales hidroeléctricas antiguas las cuales trabajan a eficiencias muy bajas comparadas con las centrales modernas, ya sea debido al desgaste de sus equipos, o al diseño obsoleto de los mismos. Estas bajas eficiencias se pueden interpretar como un desperdicio de potencial disponible. Sin embargo, como se muestra en la Fig. 1.5, es posible determinar la distribución de pérdidas de energía en los componentes de una turbina hidráulica en función de uno de sus parámetros característicos, la velocidad específica (v_s). Este parámetro relaciona la velocidad de giro y el caudal a la carga.

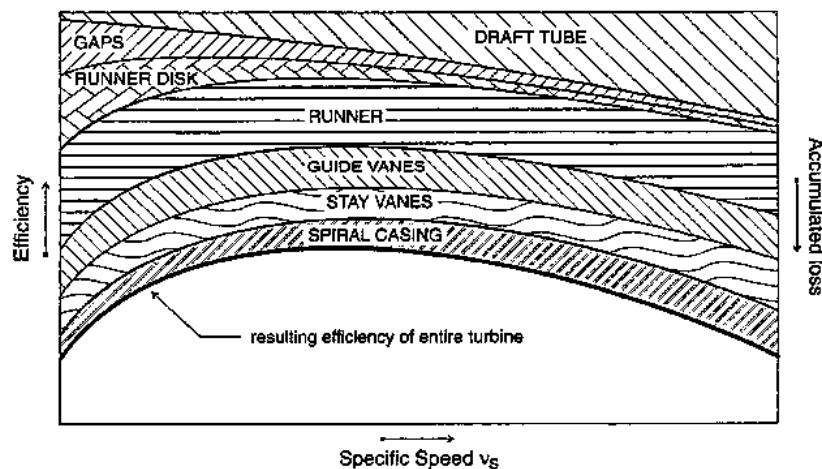


Figura 1.5. Pérdidas energéticas en cada componente de una turbina Francis en función de su velocidad específica, (Drtina & Sallaberger 1999)

Con esta evaluación, es posible suponer que el reemplazar alguno de sus componentes principales de la turbina ha demostrado ser una solución útil para lograr su repotenciación y así satisfacer la creciente demanda eléctrica. La Fig. 1.6 presenta el cono del aspirador el cual podría ser reemplazado por un nuevo diseño buscando incrementar la eficiencia de la turbina.



Figura 1.6. Cono del tubo de aspiración intercambiable de la Turbina Francis de la C.H. Cointzio.

1.1. Revisión del Estado del Arte

El re-diseño de los elementos de las turbinas hidráulicas es una tarea que demanda gran esfuerzo ingenieril y requiere una cantidad considerable de tiempo y dinero. En la industria hidráulica actualmente el diseño asistido por computadora ha sustituido los métodos de diseño basados totalmente en modelos experimentales, mejorándolos en tiempo y calidad de resultados.

1.1.1. Uso de la dinámica de fluidos computacional

En los últimos años, la utilización de la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) ha ayudado a los ingenieros a entender el comportamiento del flujo en las turbinas hidráulicas colaborando en la mejora del diseño de sus componentes de los equipos de las centrales hidroeléctricas (Daneshkah & Zangeneh 2010), (Enomoto et al. 2012), (Houde et al. 2004), (Kaewnai & Wongwises 2011), (Muntean et al. 2004), (Patel et al. 2011), (Sallaberger et al. 2001), (Qinghua 2004), (Vu & Nennemann 2006) y (Wang et al. 2011).

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 y del tiempo y costo utilizados en dichos procesos.

1.1.2. Optimización basada en dinámica de fluidos computacional

Con el fin de resolver esta dependencia y 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 turbinas hidráulicas. 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 experimentación.

1.1.3. Optimización aplicada a hidromaquinaría

La dinámica de fluidos computacional y los algoritmos de optimización, se han utilizado para predecir el rendimiento de los componentes de la turbina hidráulica durante el proceso de diseño o proponer modificaciones al diseño original en una repotencialización de la central generadora de energía. Existen diferentes algoritmos de optimización, pero los algoritmos genéticos (GA) han mostrado buenos resultados en el diseño de hidromaquinaría (Ferrando López 2006) y su efectividad ha sido validada (Grafenberger et al. 2008, Derakhshan & Mostafavi 2011).

De hecho, la optimización basada en la DFC ha sido utilizada de manera exitosa en una variedad de problemas de diseño de rodets.

Swiderski et al. (2001) mejoraron la forma del paso de flujo en una turbina Kaplan utilizando un ciclo automatizado para evaluar la eficiencia en el álabe como criterio de convergencia.

Bouchet-Poueymirou et al. (2004) probaron dos algoritmos diferentes para optimizar la geometría de álabes fijos de una turbina hidráulica: Algoritmos genéticos Multi-Isla (Multi Island Genetic Algorithm), y Algoritmos basados en gradientes (DONLP, por sus siglas en inglés), ambos utilizaban una parametrización basada en *B-Splines* racionales no uniformes, (Non-Uniform Rational B-Spline).

Kueny et al. (2004), utilizaron una técnica automatizada basada en algoritmos genéticos con redes neuronales artificiales (Artificial Neuronal Network), para mejorar el diseño de una turbina de flujo axial.

Debeissat et al. (2004) mostraron dos ejemplos donde a partir de un software diseñado *in house* utiliza un ciclo automático basado en métodos numéricos de gradiente local. En este trabajo se logra optimizar la geometría de una cascada tándem y la geometría de un rodete de turbina hidráulica.

Ferrando López (2006) presenta tres casos de optimización de componentes de turbinas hidráulicas tipo Francis basados en el acoplamiento de algoritmos de optimización y DFC. El primer caso es el canal meridional en 2D, posteriormente optimiza los álabes fijos y finalmente los álabes del rodete. En los tres casos utiliza distintas variantes de

algoritmos genéticos.

Wu et al. (2007) mejoraron el rendimiento de la sección meridional, el distribuidor, la cascada tándem y el rodete de una turbina Francis, utilizando un ciclo semi-automatizado iterativo que auxilia a los diseñadores en la reducción del tiempo en procesos de diseño.

Grafenberger et al. (2008) compararon el proceso de diseño realizado de manera manual con la optimización de la geometría de los álabes de un rodete Francis utilizando algoritmos evolutivos.

Risberg et al. (2008) optimizaron los álabes de un rodete Francis utilizando un método automatizado basado en modelos sustitutos.

Derakhshan & Mostafavi (2011) mostraron la optimización del rodete tipo Francis de la turbina GAMM utilizando algoritmos evolutivos junto con ANN.

Balint et al. (2012) presentaron la optimización del rodete de una turbina hidráulica empleando un software que utiliza una metodología automatizada basada en un algoritmo repetitivo. Este algoritmo determina la convergencia del proceso mediante características en el desempeño de cada rodete evaluado, tales como el comportamiento hidrodinámico, la cavitación y el estado estructural.

Sin embargo, no solo el rodete es una parte importante en la transformación de energía. El flujo saliendo del rodete de una turbina hidráulica tiene cierta energía remanente que no fue aprovechada en el rodete. En el tubo de aspiración est flujo pierde su velocidad convirtiéndose el exceso de energía cinética en presión. Esta conversión de energía impacta significativamente la eficiencia y potencia de las turbinas. Principalmente en las que tienen un salto reducido (alta velocidad específica) y trabajan lejos de su punto de mayor eficiencia (Best Efficiency Point). En estas máquinas, la pérdida de energía que se puede adjudicar al tubo de aspiración alcanza hasta un 50% de las pérdidas totales, Fig. 1.5. Por lo tanto, el comportamiento del tubo de aspiración es de gran importancia tanto para los diseñadores de nuevas máquinas como para quienes llevan a cabo la rehabilitación de las ya existentes.

1.1.4. Optimización en tubos de aspiración

Así la utilización de herramientas numéricas en el tubo de aspiración tanto para modificar el flujo como el diseño ha sido efectuada por un número importante de investigadores. Galván et al. (2013, 2015) optimizaron las condiciones de flujo en un tubo de aspiración manipulando con un algoritmo evolutivo ocho parametros del perfil de velocidad de entrada.

Marjavaara (2006) presentó tres ejemplos de optimización de tubos de aspiración basados en los resultados obtenidos a través de la DFC y modelos sustitutos.

Eisinger & Ruprecht (2002) desarrollaron un algoritmo matemático con el fin de optimizar automáticamente componentes de turbinas hidráulicas y muestra otros tres

ejemplos de optimización geométrica de tubos de aspiración usando tres diferentes algoritmos: búsqueda directa (Etem method), métodos discretos simples SIMPLEX-type y algoritmos genéticos.

Soni et al. (2010) encontraron un diseño mejorado de un tubo de aspiración a través de modificaciones geométricas analizando resultados obtenidos de la DFC. Marjavaara & Lundström (2007) en otro estudio usaron métodos de respuesta de superficie (RSM, por sus siglas en inglés) con el fin de optimizar la geometría de un tubo de aspiración de una turbina Francis, demostrando que los métodos RSM, pueden ofrecer resultados satisfactorios en el proceso de diseño de componentes hidráulicos.

Con toda esta información presentada, es posible notar que la tendencia es mejorar los procesos de diseño mediante el acoplamiento de algoritmos de optimización con herramientas de análisis numérico y computacional. Esta nueva tendencia pretende obtener mejores resultados que aquellos conseguidos en métodos basados en el conocimiento empírico.

1.2. Definición del problema

A pesar de que los trabajos relacionados al tubo de aspiración mencionados previamente han usado diferentes metodologías y variables de diseño, la forma óptima para el difusor no se ha encontrado. De hecho, Madsen et al. (2000), Ghosh et al. (2010), Fares et al. (2011) desarrollaron métodos similares en el mismo difusor con el fin de diverger el canal de flujo manteniendo la misma longitud después del difusor que asegure el desarrollo del flujo adecuado. Shojaeefard et al. (2014) desarrollaron una optimización multi-objetivo con el fin de maximizar la recuperación de presión y minimizar el coeficiente de pérdidas. El ángulo del cono y la altura sobre el agua de descarga fueron seleccionados como variables. Los resultados fueron influenciados por el efecto del giro del flujo de entrada y no existe un valor puntual de las variables de diseño en el que el desempeño del difusor fuera aumentado.

Todas esas prácticas solo permitieron conocer el efecto general en el desempeño del difusor y no si su rendimiento fue provocado por el efecto disipativo o difusivo de energía. Entonces si el desempeño del difusor se quiere incrementar a través del coeficiente de recuperación de energía C_p , será conveniente manipular la uniformidad del flujo y las pérdidas de presión que representan la difusión y disipación, respectivamente. Sin embargo, cuando uno tiene que aceptar la no uniformidad del flujo en el perfil de velocidad en la entrada del difusor, es necesario entonces enfocarse en la posibilidad de mejorar las condiciones del flujo a través de la modificación de las variables de diseño del difusor es decir las relaciones de áreas, de longitudes y su misma forma.

La búsqueda del diseño adecuado de este dispositivo de la turbina a través de un método de optimización como los algoritmos genéticos permitiría encontrar un diseño

eficiente, sin embargo sería costoso en términos computacionales. Esto debido a que el proceso el análisis del desempeño de cada individuo, es decir cada diseño, es el elemento más demandante en tiempo de cálculo en un proceso de optimización ya que requerirá un gran número de análisis de la DFC para evaluar diferentes formas de tubos de aspiración antes de alcanzar una solución óptima.

Debido entonces a esta gran limitante, es necesario buscar alternativas para mantener el tiempo adecuado del proceso de diseño. Una posible solución a esta problemática sería la distribución de cada diseño a diferentes nodos para su evaluación. De esta forma, un modelo de optimización distribuido repartiría diferentes tareas para que puedan ser calculadas independientemente. Por lo tanto, la eficiencia de la distribución sería extremadamente importante para los casos donde maximizar el rendimiento o minimizar las pérdidas del aspirador (función objetivo) sea la parte del proceso que consumiera la mayoría del tiempo.

Para resolver este problema, se pretende realizar el proceso de optimización de manera distribuida y paralela en un *cluster* de cálculo, lo cual reducirá el tiempo de ejecución global del proceso. Otro problema presente en la optimización es el manejo del menor número de parámetros geométricos que definen la geometría del difusor. Se espera por lo tanto que la automatización del proceso de diseño del tubo de aspiración de una turbina hidráulica a través del acoplamiento de softwares multidisciplinarios manejados por un algoritmo de optimización, logrará maximizar el coeficiente de recuperación de presión.

1.3. Motivación

Como se mencionó anteriormente, el diseño de los elementos de una turbina hidráulica es una de las tareas más importantes a la hora de planear la construcción o repotenciación de una central hidroeléctrica. En especial, uno de los elementos principales en una turbina hidráulica es el tubo de aspiración, que es el encargado de recuperar la energía cinética no aprovechada a la salida del rodete. Debido a que la ubicación de una central hidroeléctrica es única, la geometría del tubo de aspiración debe serlo también, y tomando en cuenta la complejidad del flujo y los diferentes perfiles de velocidad a la entrada, diseñar el tubo de aspiración para una central hidroeléctrica es una tarea complicada que requiere de experiencia.

Con el desarrollo de nuevas herramientas se utilizan nuevas metodologías para este fin buscando mejorar los diseños e incrementar el desempeño; existen autores con propuestas para lidiar con el diseño de los tubos de aspiración en turbinas tipo Francis en casos específicos, sin embargo no existe un método único y general que se pueda utilizar, es decir, que si se desea diseñar un tubo de aspiración es necesario desarrollar la tecnología capaz de hacerlo.

1.4. Hipótesis

La automatización del proceso de diseño del tubo de aspiración de una turbina francis a través del acoplamiento de software multidisciplinario manejados por un algoritmo de optimización, logrará maximizar la recuperación de energía.

1.5. Objetivo

El presente trabajo pretende re-diseñar automáticamente la geometría del difusor de una turbina hidráulica mediante el acoplamiento de *software* multidisciplinario a un algoritmo de optimización, buscando de esta manera que el difusor logre la mayor recuperación de presión.

Esto podrá ser posible mediante el mejoramiento de la uniformidad del perfil de velocidades que entra, y reduciendo las pérdidas de energía a través del difusor. Para cumplir esto, un algoritmo genético debe encontrar la relación exacta de la forma y diseño a través de su parametrización de la divergencia-ducto necesaria para corregir el patrón de flujo a lo largo del difusor estudiado.

Para lograr este objetivo se debieron alcanzar las siguientes metas:

- Parametrizar la geometría del difusor minimizando el número de variables.
- Programar un *shell* que permitiera la interconexión de varios softwares multidisciplinarios.
- Construir un sistema HPC a través de una red local de cálculo.
- Evaluar el rendimiento del algoritmo distribuido en el cluster de cálculo.
- Definir la función objetivo que maximice el desempeño del aspirador.
- Supervisar la ejecución del proceso automatizado.
- Analizar y procesar los resultados obtenidos.

Sin embargo, como se mencionó anteriormente, algunos algoritmos de optimización requieren un gran número de iteraciones con el fin de lograr su objetivo. Tomando en cuenta que en nuestro caso cada iteración representa un análisis de DFC, sería necesario una gran cantidad de tiempo computacional que podría imposibilitar este estudio.

1.6. Contribución

La contribución de este trabajo es una nueva propuesta en la búsqueda de la automatización del proceso de diseño y rediseño de turbomaquinaria. Esto ha sido efectuado

mediante el acoplamiento de *software* multidisciplinario a un algoritmo de optimización. Esta tecnología deberá ser capaz en un principio de llevar a cabo la tarea de diseñar tubos de aspiración para turbinas hidráulicas. Sin embargo, sumado a esto, con las herramientas numéricas ya utilizadas y la adición de algunas otras, se busca mejorar los procesos actuales de diseño de diferentes equipos reduciendo el tiempo y dinero necesarios lo cual resultaría en un mejor desempeño de los componentes.

Se construyó *cluster* de cálculo para desarrollar tareas en equipos remotos aparte del *host* en el cual se ejecuta el administrador de la optimización y al mismo tiempo paralelizar cada proceso. Esta técnica exploratoria ha sido implementada a través de la programación de un *shell* en el software *iSighth*, utilizando Algoritmos Genéticos Multi-isla (MIGA), el cual corresponde a una versión avanzada del algoritmo genético tradicional. Con este proceso automático, se debe lograr el mejor desempeño de un difusor mediante el acoplamiento de softwares multidisciplinarios. El algoritmo de optimización deberá manipular parámetros geométricos para generar un amplio rango de formas a través de un software CAD *Computer-Assisted Design*, que serán evaluadas usando DFC.

Es importante remarcar que este proceso de optimización ha representado una gran tarea. Primero el campo de flujo dentro de un tubo de aspiración es altamente tridimensional, complejo y costoso computacionalmente para ser modelado numéricamente. Segundo, El desempeño del tubo de aspiración es altamente sensible a la interacción sólido-fluido, lo cual requiere que la geometría deba ser correctamente parametrizada. Finalmente, el ciclo de optimización debe estar sujeto a una supervisión durante el proceso y de igual manera a una evaluación extensiva de la función objetivo.

1.7. Estructura del documento

Este documento está estructurado en cinco capítulos cada uno desarrollando conceptos comunes.

El capítulo uno presentó las principales características del proyecto que van desde su detección hasta la importancia y motivación por encontrar la geometría exacta que dé condiciones de flujo en el aspirador de una turbina de tal forma que aumente su recuperación de presión.

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 fué 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 el coeficiente de recuperación de presión y minimizar las pérdidas de energía en un tubo de aspiración de una turbina hidráulica.

El capítulo cuatro presenta los resultados y la discusión de dos aplicaciones del proceso de optimización al diseño de un difusor. La primera encontrando la divergencia a través del ángulo exacto y la segunda, a través de la la forma de las paredes del difusor.

Este trabajo termina con la presentación de las conclusiones obtenidas de este proyecto y los trabajos futuros con los cuales se podrá expandir la utilización del *cluster* de cálculo y la metodología desarrollada.

Capítulo 2

Marco Teórico

Para responder a las demandas actuales de competencia en los diseños, sea en calidad y en tiempo, la Dinámica de Fluidos Computacional y las herramientas de optimización han avanzado de tal manera que son utilizadas ampliamente para resolver y estudiar una gran variedad de flujos industriales. 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 procesos reales evitando la construcción de prototipos y la tarea de desarrollar experimentación.

Para las centrales generadoras de energía, estas herramientas pueden ser utilizadas para predecir el rendimiento de los componentes de la turbina hidráulica durante el proceso de diseño o proponer modificaciones al diseño original en una repotencialización de la central.

Estas herramientas computacionales han sido utilizadas de manera exitosa en una variedad de problemas de diseño y optimización. De esta forma este capítulo presenta los conocimientos base de las diferentes herramientas computacionales que han sido utilizadas de manera exitosa para evaluar el rendimiento de estructuras y maquinaria las cuáles han suministrado un complemento muy valioso a los métodos tradicionales de ingeniería.

2.1. Energía hidráulica

En las plantas hidroeléctricas la energía potencial del agua se transforma en energía mecánica mediante el uso de turbinas hidráulicas. Posteriormente, utilizando un generador eléctrico la energía se transforma en energía eléctrica. La energía potencial del agua se almacena utilizando presas a través de corrientes de agua. Una presa es una pared de concreto que almacena agua como reservorio aguas arriba. El agua pasa por la turbina, desemboca corriente abajo de la presa y sigue su corriente natural. La construcción de una central hidroeléctrica no es sencilla, requiere de esfuerzos combinados de expertos en ingeniería civil, mecánica y eléctrica. Es importante también un estudio topográfico

del lugar que incluya el reconocimiento del terreno, la cantidad de lluvia por año, y un estimado de área utilizada. Por esta última razón es posible que sea necesario planear la reubicación de las comunidades en caso que el reservorio de agua les llegue a afectar. Adicionalmente es necesario mucho trabajo de construcción, caminos de acceso, desagües, túneles de agua, etc. Para la instalación de la parte mecánica de la central es necesario el uso de maquinaria pesada, y lo más importante son los requerimientos de recursos humanos para realizar la obra: obreros, técnicos, ingenieros, etc.

Las partes de una central se esquematizan en la Fig. 2.1. Inicialmente el agua se almacena y se forma un embalse (1) utilizando una presa (2), posteriormente el agua fluye por una tubería forzada (4) y se dirige hacia la turbina hidráulica (6) que es la encargada de transformar la energía hidráulica en mecánica. Posteriormente el agua pasa por un tubo de aspiración y finalmente desemboca a su cauce natural aguas abajo.

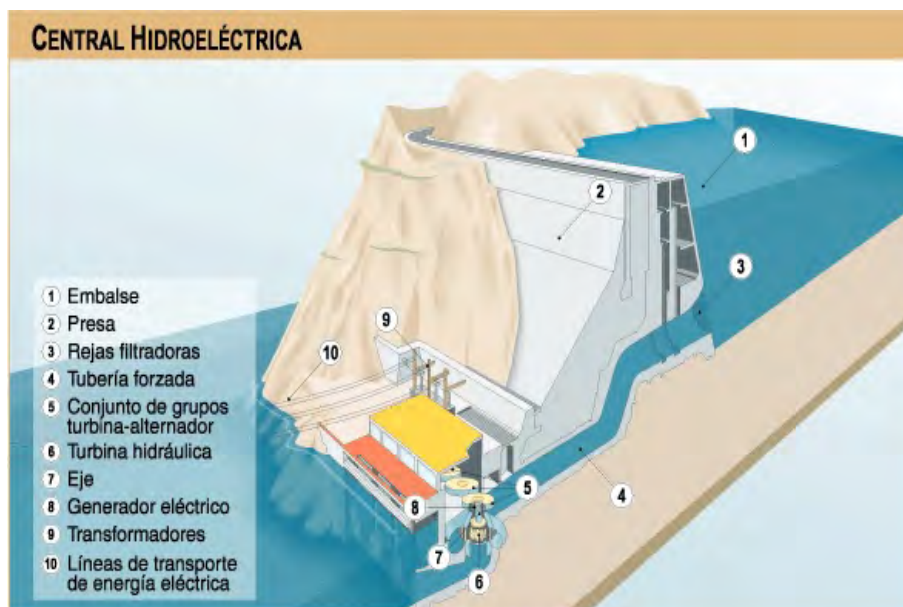


Figura 2.1. Esquema de una central hidroeléctrica típica, (Solano 2013).

2.1.1. Turbinas Hidráulicas

La turbina hidráulica se encarga de convertir la energía cinética y potencial del agua en energía mecánica. Esta energía posteriormente se puede convertir en diferentes tipos, como eléctrica. Los principales tipos de turbinas son las de impulso y las de reacción. El tipo predominante de máquinas de impulso son las tipo Pelton. Las de reacción se subdividen en tipo Francis, que se caracterizan por un rodete de flujo radial. Las tipo Kaplan, que utilizan un rodete de tipo axial, (Gorla & Khan 2003).

La velocidad específica de una turbina es uno de sus parámetros más importantes. Es un número adimensional que relaciona la velocidad angular ω , carga H y Potencia de salida P , y esta dada por:

$$\omega_T = \frac{\omega \left(\frac{P}{\rho}\right)^2}{(gH)^2} \quad (2.1)$$

Dónde:

- ω = Velocidad angular en *rad/s*
- P = Potencia de salida en Watts
- ρ = Densidad del agua *kg/m³*
- H = Carga a través de la turbina en metros
- g = Aceleración de la gravedad en *m/s²*

Una selección preliminar del tipo apropiado de turbina para una instalación dada se basa en la velocidad específica ω_T . La Fig. 2.2 muestra diferentes rodets para diferentes rangos de ω_T .

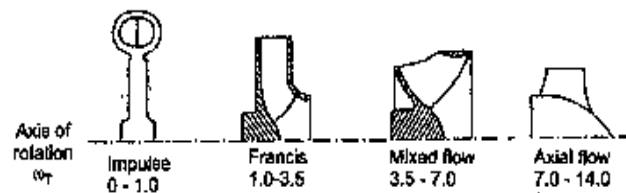


Figura 2.2. Tipos de rodete para una turbina Francis con relación a su velocidad específica. (Gorla & Khan 2003)

Diferentes autores han dado rangos variados de velocidad específica. Algunos se resumen en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Selección basados en velocidad específica

Autor	Pelton	Francis	Flujo Mixto	Flujo Axial
Potter (1977)	0 - 0.1	1.0 - 3.5	3.5 - 7.0	7.0 - 14.0
Douglas (1995)	0.05 - 0.4	0.4 - 2.2	1.8 - 4.6 y mayores	
Shames (1992)	0.05 - 0.5	0.4 - 2.5	1.8 - 4.6 y mayores	

Para turbinas, la velocidad específica homóloga N_s también es usada y es dada por la Ec. 2.2.

$$(N_s)_T = \frac{NP^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (2.2)$$

Tabla 2.2: Velocidades específicas N_s de diferentes turbinas

Número	Rango de Carga (m)	N_s	Tipo de turbina
1	10 -20	290 - 860	Propeller y Kaplan
2	30 - 60	215 - 340	Francis baja velocidad
3	150 - 500	70 - 130	Francis alta velocidad
4	150 - 500	24 - 70	Pelton de 4 chorros
5	500 - 1500	17 - 50	Pelton de 2 chorros
6	500 - 2000	12 - 30	Pelton de 1 chorro

Donde H es en metros y P , la potencia, en kW , y la velocidad del rodete N en rev/min . Usando la Ec. 2.2 se encuentran las velocidades específicas para diferentes turbinas y se muestran en la Tabla 2.2.

Las turbinas hidráulicas se clasifican en dos tipos:

- Impulso: No existe caída de presión a través de los álabes.
- Reacción: La caída de presión se divide entre los álabes guía y los móviles.

Las turbinas de reacción son de media y baja altura y alto caudal, en donde el rotor esta rodeado por una carcasa, la cual se encuentra completamente llena del fluido de trabajo, y se manufacturan en diferentes configuraciones: de flujo radial, axial y mixto.

2.1.2. Turbinas Francis

Las turbinas Francis son un ejemplo típico de turbinas axiales y mixtas, y son nombradas así gracias a J. B. Francis. En este tipo de turbinas la energía disponible en el agua se transfiere mediante un rotor al eje de la flecha y el torque que resulta se transfiere a un generador mediante un eje. El esquema de una turbina Francis se muestra en la Fig. 2.3. El flujo entra por la carcasa (*spiral casing*), que dirige el agua al rodete. La carcasa tiene área decreciente para mantener la uniformidad de la velocidad hacia la fila de álabes fijos.

El agua después de pasar por una fila de álabes fijos se encuentra con una fila de álabes móviles ajustables. El flujo puede ser controlado cuando la turbina esta trabajando a cargas parciales cambiando la sección transversal entre álabes móviles. Posteriormente el agua pasa a través del rodete que contiene álabes radiales entrando en un radio mayor y saliendo en un radio menor. La interacción fluido-rodete resulta en un torque aplicado al rodete, el cual esta conectado al eje directriz que a su vez se conecta a un generador. El agua al terminar el trabajo sale de la turbina a través del tubo de aspiración. Este dispositivo es esencialmente es un difusor el cual incrementa su área transversal en dirección del fluido. Conforme el área incrementa, la velocidad disminuye y la presión aumenta lo

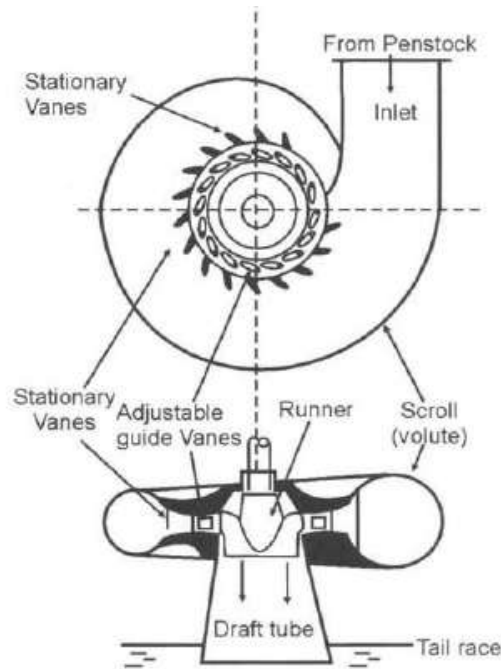


Figura 2.3. Esquema de una turbina Francis indicando sus componentes principales, (Gorla & Khan 2003).

que produce una presión de vacío a la salida del rodete y es lo que incrementa la carga en la turbina, significando mas potencia.

Existen pérdidas de energía en varios componentes de la central hidráulica, desde el reservorio en la presa hasta la descarga de la turbina; en la tubería de presión, en los álabes fijos y móviles y en los del rodete y en el tubo de aspiración.

2.1.3. Tubo de aspiración

El tubo de aspiración conecta la salida del rodete y la descarga aguas abajo para obtener una corriente continua entre los dos dispositivos de la turbina. El aspirador es un tubo divergente dónde la presión del fluido se incrementa y su velocidad disminuye a su paso por él. La presión en la descarga es atmosférica y la presión a la salida del rodete es de vacío. Por este motivo la carga neta actuando en la turbina se incrementa. Es así como la turbina trabaja con una carga mayor y por lo tanto desarrolla una mayor potencia.

Análisis

Con referencia a la Fig. 2.6 y aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos (3) y (4), se obtiene la Ec. 2.3:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z_3 + h_d \quad (2.3)$$

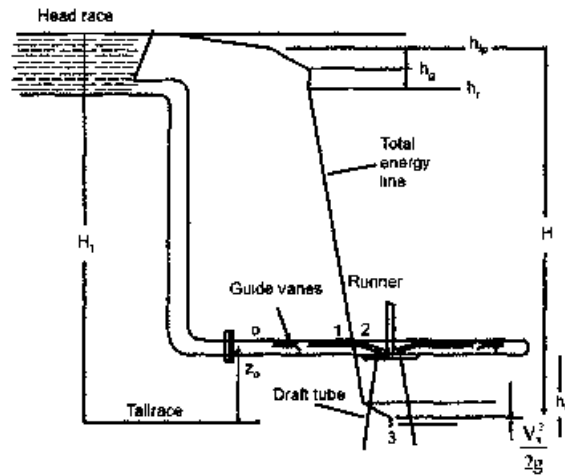


Figura 2.4. Distribución de energía en una central hidroeléctrica, a través de una turbina de reacción, Husain et al. (2008).

Dónde h_d representa las pérdidas en el difusor, $p_3 =$ presión atmosférica $= 0$; la descarga es tomada como nivel de referencia, por lo tanto $Z_3 = 0$. Re-escribiendo la Ec. 2.3 con los supuestos anteriores, se tiene:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{V_3^2 - V_2^2}{2g} - Z_2 + h_d \tag{2.4}$$

También $V_3 < V_2$, y si se desprecia h_d , $\frac{p_2}{\gamma}$ es negativo.

El tubo de aspiración produce presión negativa a la salida del rodete lo cual incrementa la carga en la turbina. Algunos tipos de tubos de aspiración son mostrados en la Fig. 2.5. Husain et al. (2008)

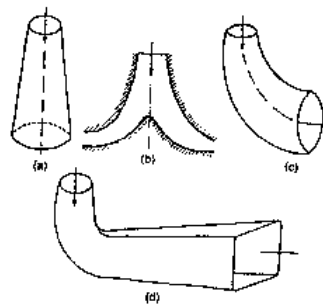


Figura 2.5. Tipos de configuración geométrica para tubos de aspiración de turbinas hidráulicas, Husain et al. (2008).

- (a) Recto divergente
- (b) Con división
- (c) De codo simple
- (d) Con entrada circular y salida rectangular

2.1.4. Teoría de tubos de aspiración.

El rodete de una turbina hidráulica debe ser ubicado sobre el nivel del canal descarga aunque esto hace que se pierda parte de la carga disponible. Algunas turbinas se pueden poner por debajo del nivel del canal de descarga, y no se tendrían pérdidas de carga. Sin embargo estarían sumergidas en agua lo que provocaría no tener acceso a ellas fácilmente. Para eliminar este problema se utiliza un tubo de aspiración. Si el rodete de la turbina se ubica sobre el nivel del canal de descarga, el rodete puede estar rodeado por un tubo sellado herméticamente que se extienda hasta el canal de descarga. Con este dispositivo, la turbina ahora se encuentra accesible y no se tiene pérdida de carga debido a que el tubo durante su operación esta lleno de agua y su peso reduce la presión en la sección transversal a la salida del rodete.

Los tubos de aspiración modernos cumplen una tarea más importante al reducir las pérdidas de energía en la descarga del rodete, $\frac{C_2^2}{2g} = \alpha H$. Aquí el agua deja el rodete a la velocidad absoluta C_2 . Es decir que cada kilogramo del liquido fluyendo por segundo sale con una energía de $\frac{C_2^2}{2g} = \alpha H$. Esta energía no podrá ser utilizada por el rodete, pero puede ser utilizada al menos parcialmente en el tubo de aspiración mediante una reducción gradual de la velocidad.

La entrada del tubo de aspiración tiene aproximadamente la misma sección transversal que la de la salida del rodete, como se muestra en la Fig. 2.6. La velocidad C_3 a la entrada del tubo de aspiración será aproximadamente la misma que la velocidad C_2 a la cual el agua deja el rodete, (existe alguna diferencia debido a que la sección de salida del rodete se ve modificada por los álabes). Cuando el tubo de aspiración diverge gradualmente ocasionará que el agua llene la sección transversal hasta las paredes y la velocidad del agua C_4 en la descarga a la salida del tubo de aspiración será menor que C_3 . Con esto las pérdidas a la salida $\frac{C_4^2}{2g}$ serán menores en comparación con las pérdidas por C_3 . La ganancia teórica del tubo de aspiración quedaría $\frac{C_3^2 - C_4^2}{2g}$.

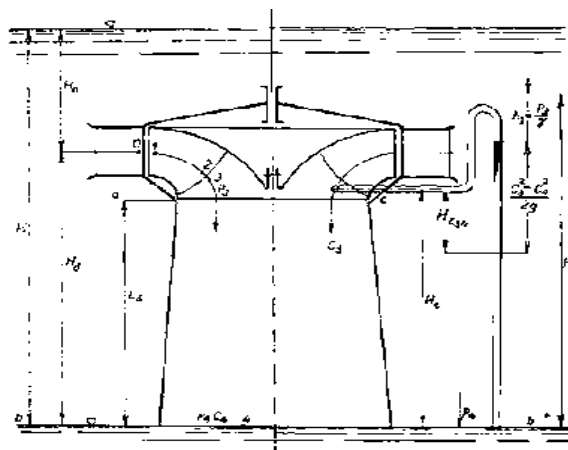


Figura 2.6. Esquema de alturas para el tubo de aspiración, (Nechleba 1957)

Como el flujo en el tubo de aspiración y la reducción en la velocidad están conectados con pérdidas debido a la fricción del agua en las paredes del tubo, giro, y el escape de aire (debido a que existe un vacío en la entrada del tubo de aspiración), la ganancia real será menor. Es necesario multiplicar la ganancia teórica por la eficiencia del tubo de aspiración $\eta_s < 1$, con lo que obtenemos la ganancia real que puede ser expresada en función de la carga total.

$$\eta_s \cdot \frac{C_3^2 - C_4^2}{2g} = \nu H \quad (2.5)$$

La mejor eficiencia es encontrada en tubos rectos cónicos y es aproximadamente de 0.9 – 0.85 – 0.7. Sin embargo, debido a la instalación, no siempre es posible utilizar esta configuración y es necesario utilizar diferentes geometrías. No obstante, la eficiencia de tubos de aspiración con codos es de aproximadamente 0.6 – 0.85

La ganancia es causada por el hecho de que el tubo de aspiración convierte velocidad en presión y causa una caída de presión en la entrada. Al definir la eficiencia hidráulica, se tiene que considerar, entre otros factores, la pérdida de descarga en el rodete, por lo tanto:

$$\eta_h = 1 - \rho - \alpha = \frac{H - \rho H - \frac{C_2^2}{2g}}{H} \quad (2.6)$$

Cuando una turbina se equipa con un tubo de aspiración, las pérdidas en la descarga del rodete ya no son $\frac{C_2^2}{2g}$, se hacen menores debido a la cantidad que es recuperada en el tubo de aspiración. Por lo tanto:

$$\frac{C_2^2}{2g} - \eta_s \frac{C_3^2 - C_4^2}{2g} = H(\alpha - \nu) \quad (2.7)$$

La eficiencia hidráulica en una turbina con tubo de aspiración, será:

$$\eta_h = 1 - \rho - \alpha + \nu \quad (2.8)$$

Y este valor debe ser tomado en cuenta en la ecuación de energía y caudal, de esta manera, la ecuación de caudal para una turbina con tubo de aspiración se lee de la siguiente manera:

$$\frac{C_1^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} = H(1 - \rho + \nu) \quad (2.9)$$

La magnitud del vacío en la entrada del tubo de aspiración puede determinarse aplicando la ecuación de Bernoulli a las secciones transversales *a* y *b* en la Fig. 2.6, donde se selecciona el plano *b - b* como nivel de referencia. De lo cual se obtiene la siguiente relación:

$$H_s + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} = \frac{p_4}{\gamma} + \frac{C_4^2}{2g} + H_{z3,4} \quad (2.10)$$

En donde $H_{z3,4}$ representa la suma de pérdidas a lo largo del camino 3 - 4 debido a la fricción, choques, y giro en el tubo de aspiración, y a la conversión de energía cinética en presión. p_3 y C_3 son presiones y velocidades respectivamente en el plano $a - a$, y por lo tanto en el punto 3 los subíndices 4 corresponden a la sección transversal $b - b$. De esto se tiene:

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} + H_{z3,4} - H_s - \frac{C_3^2 - C_4^2}{2g} \quad (2.11)$$

El valor de la última fracción es la ganancia teórica. Ésta se reduce por pérdidas $\eta_s \frac{C_3^2 - C_4^2}{2g}$ y por lo tanto resultará en:

$$H_{z3,4} = (1 - \eta_s) \frac{C_3^2 - C_4^2}{2g} \quad (2.12)$$

Si se incluyen en la Ec. 2.12 las pérdidas debido al cambio de velocidad de C_2 a C_3 , se llega a la relación.

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} + (1 - \eta_s) \frac{C_2^2 - C_4^2}{2g} - H_s - \frac{C_2^2 - C_4^2}{2g} \quad (2.13)$$

Y por lo tanto:

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} - H_s - \eta_s \frac{C_2^2 - C_4^2}{2g} \quad (2.14)$$

Se asume que las velocidades C_2 , C_3 , y C_4 tienen direcciones meridionales, o solo se toman en cuenta componentes meridionales, debido a que las componentes periféricas de la velocidad C_3 no las disminuye el tubo de aspiración, y por lo tanto no se utilizan.

La presión P_4 en la sección transversal $b - b$ iguala a la presión barométrica, y se puede por lo tanto sustituir $\frac{p_4}{\gamma} = H_B$ donde H_B es la presión barométrica expresada en columnas de agua, por lo tanto, aplica que:

$$\frac{p_3}{\gamma} = H_B - H_s - \eta_s \frac{C_2^2 - C_4^2}{2g} \quad (2.15)$$

Es evidente que la presión a la salida del rodete es igual a la presión barométrica menos la carga estática de succión, H_s , y la ganancia de presión debido al tubo de aspiración queda: (Nechleba 1957)

$$\eta_s \frac{C_2^2 - C_4^2}{2g} = \nu H \quad (2.16)$$

2.2. Características reales del flujo en el tubo de aspiración

La energía que produce una turbina hidráulica es igual al cambio en momentum angular a través del rodete. Teóricamente, en el punto de máxima eficiencia, el flujo que sale del rodete y llega al tubo de aspiración lo hace sin intensidad de giro. Existen pérdidas de eficiencia en el rodete causadas por una pequeña cantidad de intensidad de giro, las cuales se compensan incrementando el desempeño en el tubo de aspiración. Este desempeño mejorado se debe al efecto energizante de la intensidad de giro en la capa límite, el cual retrasa la separación del flujo en el cono. A carga parcial, el flujo entrando al difusor rota en el sentido del rodete, por el contrario, a carga completa el flujo rota en dirección opuesta.

Las características dinámicas del flujo corriente abajo del rodete tienen una estructura complicada, esto es en parte debido a la no uniformidad de los campos de presión y velocidad, y en parte a la inestabilidad de los valores de la presión y velocidad en el dominio. Si la intensidad de giro que llega al cono difusor es muy alta, en la línea central se crea un vórtice de estancamiento y recirculación, especialmente si existe no uniformidad en la velocidad axial desarrollándose un vórtice de cavitación pulsante. Las pulsaciones causan fluctuaciones de presión sincrónica. Si la frecuencia de estas pulsaciones coincide con la frecuencia natural del sistema, se produce inestabilidad conocida como agitación del tubo de aspiración, la cual afecta severamente el desempeño. La agitación del tubo de aspiración puede ocurrir durante la operación a carga parcial o carga completa, y es reconocido como un gran problema en las centrales hidroeléctricas ya que puede causar oscilaciones en la potencia, ruido, resonancia en la tubería de presión, (O'Kelly 1989).

El fenómeno del vórtice en el tubo de aspiración ha interesado a los investigadores y ha sido sujeto de numerosas publicaciones. Desde antiguos desarrollos con métodos experimentales, (Zolotov et al. 1970, Mollenkopf & Raabe 1970) hasta técnicas recientes de simulaciones numéricas (Ruprecht et al. 2002, Vu et al. 2004) donde se muestran detalles del análisis de este fenómeno. También se han desarrollado modelos matemáticos para simular el vórtice (Fanelli 1998, Goulet 1997). Sin embargo, cualquier intento de modelar el estado del flujo que lleva al vórtice y su interacción con la turbina completa, necesita de investigación a fondo y se encuentra más allá del alcance de este trabajo.

2.2.1. Efectos de la intensidad de giro en la entrada

El efecto del flujo con intensidad de giro a la entrada del tubo de aspiración de una turbina hidráulica es un fenómeno complejo, el cual ha sido investigado extensamente tanto teórica como experimentalmente. Estas investigaciones se enfocan principalmente en los efectos de la geometría y en la velocidad de entrada como causas del fenómeno de agitación del tubo de aspiración y su impacto en el desempeño.

McDonald et al. (1971) realizaron un experimento para determinar el efecto del flujo con intensidad de giro a la entrada en el desempeño y en el perfil de velocidad del flujo a la salida. Probó 24 difusores con diferentes características: ángulos de divergencia y relación de área. Con un generador de intensidad de giro obtuvo un flujo con una velocidad axial uniforme y el perfil de velocidad tangencial era una función lineal del radio. Demostró que el incremento en el desempeño con una intensidad de giro es muy importante en flujos donde la separación de la capa límite de las paredes es considerable. El ángulo de giro óptimo depende del difusor en particular y existe un rango de ángulos de giro donde el desempeño se maximiza en vez de tener un comportamiento asintótico. Asumió que la intensidad de giro se usa como efecto de control de la capa límite para mejorar el desempeño, sin embargo, un exceso de intensidad de giro puede generar el fenómeno de agitación del tubo de aspiración. Por lo tanto, estos resultados sugieren que cada difusor debe ser analizado considerando las características de diseño y la distribución de la velocidad de entrada axial, con el objetivo de maximizar la recuperación de presión en términos de la intensidad de giro en el flujo de la entrada.

Senoo et al. (1978) probaron cinco difusores cónicos con diferentes ángulos de divergencia para investigar la influencia del flujo con intensidad de giro en los coeficientes de recuperación de presión. La distribución radial de la entrada del componente circular de la velocidad se representó por el vórtice de Rankine para un radio de momentum (MR) de 0.07, 0.012 y 0.18. Entre más fuerte la intensidad de giro, era menor la distribución radial de la velocidad axial cerca del centro, y un flujo de retorno empezó en el centro a 0.18. En esta investigación se demuestra que la intensidad de giro y el ángulo de la divergencia del cono son factores que determinan las características axisimétricas del flujo en la sección de entrada. También presentó un análisis del flujo importante en secciones corriente abajo. Se encontró que el radio del centro del vórtice incrementa rápidamente en dirección axial y entre más intensidad de giro, más largo será el centro del vórtice. Esto reduce el área de sección transversal efectiva y resulta en un bajo coeficiente de reducción de presión. En este estudio no se dio detalle del parámetro de momentum de radio, ya que se basó principalmente en la intensidad de giro.

Sharan (1976) estudió el efecto de la intensidad de turbulencia en la entrada de difusor sobre su desempeño. Presentó una forma de evaluar la recuperación de presión estática usando la Ec. 2.17.

$$Cp_{sh} = \alpha_{in} \left[1 - \frac{\alpha_{out}/\alpha_{in}}{AR^2} \right] - \frac{\bar{P}_{in} - \bar{P}_{out}}{q} \quad (2.17)$$

Donde los subíndices *in* y *out* especifican propiedades a la entrada y a la salida del tubo de aspiración, respectivamente; q significa presión dinámica, AR es la relación de áreas, \bar{P} , la presión estática y α el factor de corrección de energía cinética, definido como:

$$\alpha = \frac{1}{1} \int_A \left(\frac{U}{\bar{U}} \right) dA \quad (2.18)$$

En donde U es la velocidad en cada elemento diferencial de área, y \bar{U} es la velocidad promedio de la sección transversal.

La Ec. 2.17 hace ver que el coeficiente de recuperación de presión depende de la uniformidad de los perfiles de velocidad a la entrada y a la salida α_{in}/α_{out} y de las pérdidas de presión total a lo largo del difusor. Por lo tanto, un incremento en la recuperación de presión estática se puede lograr ya sea mediante un incremento en la difusión, es decir, disminuyendo la no uniformidad en los perfiles de velocidad, o reduciendo las pérdidas a lo largo del difusor, haciendo con esto la difusión más eficiente. De esta manera se puede esperar un aumento en la recuperación de presión incrementando el nivel de turbulencia para inducir una mejor uniformidad de flujo en el difusor, y por lo tanto, incrementar la difusión y Pq . Como resultado, la intensidad de turbulencia a la entrada fue modificada entre 1 y 8 % obteniendo un incremento considerable del Cp , principalmente a números de Reynolds altos.

Monacelli & Cooper (1987) evaluaron el desempeño del tubo de aspiración con diferentes formas: cónicos y con codos y utilizando varios grados de intensidad de giro corriente arriba. Esta intensidad de giro se generó por álabes de geometría variable a ángulos de 0 a 30 entre el vector de velocidad y el área normal al eje longitudinal. Esta intensidad de giro causa no uniformidad en el perfil de velocidad en la entrada. La adición de intensidad de giro provocó una mejora considerable en la eficiencia del tubo de aspiración, de un 85 % hasta un 95 % con un ángulo de intensidad de giro de 15°. En este caso, no se tomó en cuenta la velocidad radial. Un dato interesante hubiera sido conocer la no uniformidad del flujo a la salida y establecer el efecto del factor de corrección en el desempeño. Esta investigación confirmó que la adición de intensidad de giro ocasiona un incremento en el desempeño en el tubo de aspiración.

2.3. Estudios numéricos en el desempeño del tubo de aspiración

Más recientemente se ha utilizado una aproximación basada en la dinámica de fluidos computacional en el estudio del campo de flujo y en la determinación del desempeño del tubo de aspiración. Los desarrollos de hardware de la última década han permitido importantes avances en la obtención de aproximaciones computacionales a través de códigos capaces de manejar estructuras complejas de flujo. La principal razón en este avance es que existen demasiadas variables involucradas para una optimización experimental directa.

2.4. Dinámica de Fluidos Computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) a grandes rasgos consiste en el empleo de computadoras y técnicas numéricas para resolver ecuaciones diferenciales de problemas físicos que están relacionadas con el movimiento de fluidos, transferencia de calor, reacciones químicas, arrastre de sólidos, entre otros. Comprende una amplia gama de disciplinas científicas como las matemáticas, la programación, ingeniería y ciencias físicas, que deben colaborar para dar lugar a el desarrollo de un código que sea capaz de resolver las ecuaciones diferenciales del flujo de manera satisfactoria. Se entiende que el objetivo principal es la creación de un software que proporcione el cálculo detallado del movimiento de los fluidos por medio del empleo de una computadora para la resolución de las ecuaciones matemáticas que expresan las leyes por las que se rigen los fluidos.

El uso de las técnicas de DFC permite un número importante de ventajas, como reducción de tiempo y costos en procesos de diseño. Sumando a esto, proporciona una cantidad considerable de información del fenómeno estudiado. Sin embargo, el uso de la DFC no es gratuito; se necesitan máquinas muy potentes y en su caso utilizar softwares comercial lo que requiere el pago de licencias, aumentando el precio final. Al mismo tiempo es necesario contar con personal calificado que domine la técnica, en caso contrario se pueden dar por buenos resultados erróneos.

2.4.1. Secuencia y estructura

La mayoría de los programas comerciales utiliza el método de volúmenes finitos para resolver numéricamente la ecuaciones de gobierno de la mecánica de fluidos. De forma esquemática lo que plantean es lo siguiente:

- El dominio se discretiza en un número finito de volúmenes de control.
- Se plantean en cada celda las ecuaciones generales de conservación para la masa, la cantidad de movimiento, la energía y las características que se deseen modelar.
- Se discretizan y linealizan las ecuaciones para obtener un sistema algebraico de ecuaciones.
- Finalmente se resuelven numéricamente el sistema algebraico para obtener la solución final del campo fluido-dinámico.

Para lograr lo anterior, todos los codigos presentan la siguiente estructura: un módulo de pre-proceso, otro módulo de solucionador, y un módulo final de postproceso.

Pre-proceso

Suele ser una interfaz amigable, que permite introducir los datos de entrada al programa de solución, convirtiéndolos luego a un formato compatible para el resolvidor. Esta fase comprende:

- Definición de la geometría a modelar: el dominio computacional.
- Generación de la malla, es decir, división del dominio en un número suficiente de celdas o elementos que no se superpongan y que cubran toda la geometría.
- Identificación de los fenómenos físicos y químicos que pretenden modelarse.
- Definición de las propiedades del flujo de fluidos.
- Especificación de las condiciones iniciales y de fronteras del problema.

La generación de la malla es muy importante ya que condiciona la calidad de los resultados. La malla debe tener la cantidad adecuada de volúmenes de control, entre más elementos contenga, más próxima será la simulación a la solución real. Sin embargo, mallas con una cantidad extremadamente grande de elementos requerirá de excesivo tiempo de cálculo, por lo que es necesario llegar a una elección adecuada a través de un estudio de convergencia de malla. También es necesario considerar zonas de mallado más fino donde se prevé un mayor gradiente en las variables de flujo.

Solucionador o resolvidor

Constituye la parte central del programa de resolución y se encarga de resolver de forma iterativa las ecuaciones que se han activado previamente en el preproceso. En la mayoría de los casos el usuario no tiene acceso a él y solo lanza la ejecución y espera la resolución del caso. El tiempo depende de los recursos computacionales y el tamaño y características del modelo numérico.

Post-proceso

En este módulo se incluyen una serie de herramientas gráficas que permiten analizar los resultados. Es una parte fundamental ya que permite gestionar la gran cantidad de información que el código genera. No solo se trata de disponer de una interfaz gráfica, sino de una herramienta que permita proporcionar variables integradas y promediadas para ofrecer resultados globales, incluye Fernández Oro (2012):

- Representación gráfica del dominio y la malla.
- Mapas de contornos de las variables y plotado de vectores y líneas de corriente.

- Gráficas y distribuciones.
- Gráficas de superficies, bidimensionales y tridimensionales.
- Animaciones y exportación de resultados a otros formatos.

2.4.2. Evaluación numérica del desempeño del aspirador

Vu & Shyy (1988) presentaron la influencia de diferentes parámetros geométricos del tubo de aspiración tales como el radio de curvatura del codo, la variación de la sección transversal y variación del ángulo de entrada, en el flujo y en las pérdidas de energía. El tema más importante en esta investigación es la optimización del perfil de velocidad de entrada. Encontraron que para mejorar el factor de recuperación de presión se requiere una intensidad de giro de cuerpo sólido moderada en la entrada. Buscaron el perfil de intensidad de giro óptimo para la geometría existente del tubo de aspiración. Los parámetros para definir el perfil de la intensidad de giro de cuerpo sólido fueron: el radio de giro de cuerpo sólido, el radio de la componente radial y la uniformidad del perfil axial. Se asumió que los tres componentes varían linealmente en dirección radial. Se encontró que la eficiencia era altamente dependiente de los tres parámetros. Este estudio concluye con la necesidad de optimizar el perfil del flujo de entrada para alcanzar una mejor recuperación de presión, cuando la geometría existente del tubo de aspiración no se pueda modificar.

Engström & Gebart (1999) estudiaron la posibilidad de usar un modelo basado en el efecto giroscópico del flujo para calcular la curvatura central de una nueva geometría del tubo de aspiración buscando evitar la distorsión del centro del vórtice. Observaron la existencia de gradientes en la curvatura generados por el desplazamiento del centro del flujo con intensidad de giro hacia un lado del tubo de aspiración. Asumieron que las pérdidas se reducirían con una disminución de los gradientes mediante una geometría modificada. Sus resultados muestran que a pesar de la rápida desaparición del vórtice en el tubo de aspiración nuevo, las pérdidas no se reducían considerablemente. Se debe mencionar que este estudio se llevó a cabo usando dos números para la intensidad de giro, sin embargo la velocidad axial se estableció uniforme y la velocidad tangencial se estableció con incrementos lineales desde el centro del tubo de aspiración.

Mauri et al. (2002) investigaron la influencia de diferentes parámetros en el desempeño del tubo de aspiración como variables independientes donde los resultados dependieron de la interacción entre ellas. Especial interés fue puesto en la influencia del perfil de velocidad próximo a la pared y el componente radial de la velocidad de entrada en la recuperación de presión. Realizaron el estudio numérico para tres puntos de operación de una turbina: carga nominal, carga parcial y sobrecarga. El componente radial de la velocidad a la entrada se representó como una distribución geométrica y una aproximación lineal a los puntos experimentales. Se observó que este componente puede afectar

considerablemente el flujo en el tubo de aspiración a pesar de su magnitud pequeña. Con respecto del perfil próximo a la pared, se consideró como punto de medición del interior, el cual fue de 0.076 del diámetro interior. Se encontró con una variación casi lineal del coeficiente de recuperación de presión al variar este parámetro. Observaron que a altos caudales se afectan los ángulos de fricción en el cono.

A pesar de que estas investigaciones presentaron avances en conocer las funciones de diferentes parámetros geométricos y fluido-dinámicos del tubo de aspiración, la sola utilización de la Dinámica de Fluidos Computacional no alcanzaba para poder mejorar el desempeño de este dispositivo. La gran cantidad de variables involucradas en la geometría del aspirador llevó a explorar nuevas técnicas de diseño. Una nueva aproximación ha sido ver el proceso de diseño de los componentes de una turbomáquina como un problema de optimización dónde el diseño final es la solución óptima. La sección siguiente expone ciertos aspectos a ser considerados en el concepto de optimización y su influencia sobre el proceso de diseño.

2.5. Optimización Matemática

Optimizar es el acto de obtener el mejor resultado bajo ciertas circunstancias dadas, es decir, maximizar los beneficios o minimizar el esfuerzo requerido de algún proceso. Ya que el beneficio o el esfuerzo se pueden expresar en función de variables de decisión, es posible definir la *Optimización* como el proceso de encontrar las condiciones que den el máximo o mínimo de una función. En la Fig. 2.7 se puede observar que si el punto x^* corresponde al valor mínimo de una función $f(x)$, el mismo punto corresponde la valor máximo de la función $-f(x)$. Por lo tanto sin perder generalidad, se puede ver a la optimización como un proceso de minimizar, ya que el máximo de una función se puede encontrar buscando el mínimo del negativo de la misma función.

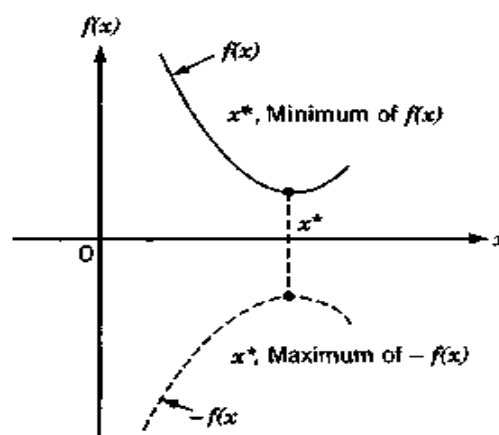


Figura 2.7. El mínimo de $f(x)$ es el mismo que el máximo de $-f(x)$, (Rao & Rao 2009).

No existe solo un método para resolver todos los problemas de optimización eficien-

temente, por lo tanto se han desarrollado diferentes métodos para diferentes tipos de problemas de optimización. A los métodos de búsqueda de valores óptimos también se les conoce como técnicas de programación matemática. Estas técnicas generalmente se estudian como parte de la investigación de operaciones, que es una rama de las matemáticas que tiene que ver con la aplicación de métodos y técnicas científicas en problemas de tomas de decisiones y con el establecimiento de soluciones óptimas.

En a Tabla 2.3 se puede ver una clasificación de métodos de investigación de operaciones. Las técnicas de programación matemática son útiles en encontrar el mínimo de una función de varias variables bajo ciertas restricciones pre-establecidas. Las técnicas de procesos estocásticos se pueden utilizar para analizar procesos descritos por un conjunto de variables aleatorias, habiendo conocido distribuciones probabilísticas. Los métodos estadísticos se utilizan para analizar datos experimentales y construir modelos empíricos para obtener la representación mas acertada de la situación física.

2.5.1. Enunciado de un problema de optimización

Un problema de optimización o programación matemática se puede enunciar de la siguiente manera:

$$\text{Encontrar } X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} \text{ que minimice } f(X) \quad (2.19)$$

Sujeto a las restricciones:

$$\begin{aligned} g_j(X) &\leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m \\ l_j(X) &= 0, \quad j = 1, 2, \dots, p \end{aligned} \quad (2.20)$$

Donde X es un vector de dimensión n llamado *vector de diseño*, $f(X)$ es llamada la función objetivo, y a $g_j(X)$ y $l_j(X)$ se les conoce como restricciones de *desigualdad* y de *igualdad*, respectivamente. El número de variables n y el número de restricciones m o p necesitan no estar relacionados. Al problema enunciado en las ecuaciones 2.19 y 2.20 se le conoce como un *problema de optimización con restricciones*. Algunos problemas de optimización no involucran restricciones y se pueden establecer utilizando sólo la ecuación 2.19 y se les conoce como *problemas de optimización sin restricciones*

Tabla 2.3: Métodos en Investigación de Operaciones

Técnicas de programación matemática	Técnicas de procesos estocásticos	Métodos estadísticos
Métodos de cálculo	Teoría de decisión estadística	Análisis de regresión
Cálculo de variaciones	Procesos Markov	Análisis de grupo, reconocimiento de patrones
Programación no lineal	Teoría de cola	Diseño de experimentos
Programación geométrica	Teoría de renovación	análisis discriminativo (análisis de factor)
Programación lineal	Métodos de simulación	
Programación dinámica	Teoría de confiabilidad	
Programación entera		
Programación estocástica		
Programación separable		
Programación multiobjetivo		
Metodos de red: CPM y PERT		
Teoría de juegos		
Simulación de recocido		
Algoritmos genéticos		
Redes Neuronales		

Vector de diseño

Cualquier sistema o componente ingenieril esta definido por un conjunto de cantidades, algunas de las cuales se ven como variables de diseño durante el proceso de diseño. En general, ciertas cantidades permanecen constantes en el proceso y a estas cantidades se les llama *parametros preasignados*. Todas las demás cantidades son vistas como variables de diseño y se les conoce como *variables de desición o de diseño* $x_i, i = 1, 2, \dots, n$. A las variables de diseño se les representa colectivamente como vector de diseño.

$$X = \left\{ \begin{array}{c} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{array} \right\} \quad (2.21)$$

Restricciones de diseño

En muchos problemas prácticos las variables de diseño no pueden escogerse arbitrariamente. En lugar de eso, deben satisfacer ciertos requerimientos funcionales y de otros tipos. Las restricciones que deben satisfacerse para producir un diseño aceptable colectivamente se les llama *restricciones de diseño*. A las restricciones que representan limitaciones en el comportamiento o desempeño del sistema se les como *restricciones funcionales o de comportamiento*. A las restricciones que representan limitaciones físicas en las variables de diseño tales como disponibilidad, fabricabilidad y transportabilidad se les conoce como *restricciones geométricas o de lado*.

Función objetivo

Los procedimientos de diseño convencional tienen como objetivo encontrar un diseño aceptable o adecuado que satisfaga los requerimientos, entre otros, funcionales del problema. En general existirá más de un diseño aceptable, y el propósito de la optimización es escoger el mejor de muchos diseños aceptables disponibles. Por lo tanto, un criterio se tiene que escoger para comparar las diferentes alternativas de diseños aceptables y seleccionar el mejor. El criterio con respecto al que el diseño se optimiza, cuando es expresado como función de las variables de diseño, se le conoce como *criterio o función objetivo*. La elección de la función objetivo es regida por la naturaleza del problema. Pueden existir casos en donde la optimización con respecto a un criterio en particular pueda dar un resultado que no sea satisfactorio con respecto a otro criterio. Por lo tanto, la selección de la función objetivo es una de las decisiones más importantes en todo el proceso de diseño óptimo.

En algunas situaciones pueden existir más de un criterio para satisfacer simultáneamente. Un problema de optimización que involucra múltiples funciones objetivos es conocido como *problema de programación multiobjetivo*. Con múltiples objetivos, aparece la posibilidad de conflictos. Una manera de manejarlo es construir una función objetivo global, como una combinación lineal de las múltiples funciones objetivo. Por lo tanto si $f_1(X)$ y $f_2(X)$ representan dos funciones objetivos, se puede construir una función objetivo nueva para la optimización como:

$$f(X) = \alpha_1 f_1(X) + \alpha_2 f_2(X) \quad (2.22)$$

Donde α_1 y α_2 son constantes cuyos valores indican la importancia de una función objetivo relativa a la otra.

2.5.2. Algoritmos genéticos

Muchos problemas prácticos de diseño, se caracterizan por tener variables discretas continuas y espacios de diseño discontinuos no convexos. Si técnicas estándar de programación no lineal son usadas para este tipo de problemas, serán ineficientes, computacionalmente costosas y en el mayor de los casos, encuentran un resultado óptimo relativo cercano al punto de inicio. Los algoritmos genéticos (GA's por sus siglas en inglés) están bien situados para resolver dichos problemas y en la mayoría de los casos es muy probable que encuentren el resultado óptimo global. Aunque los GA's fueron sistemáticamente presentados inicialmente por Holland, las ideas básicas de análisis y diseño se basan en los conceptos de la evolución biológica: Filosóficamente, los GA's están basados en la teoría de Darwin de la supervivencia del más apto.

Los GA's se basan en la genética natural y la selección natural. Los elementos básicos de la genética natural: reproducción, cruce y mutación, se usan en el procedimiento de búsqueda genética. Los algoritmos genéticos se diferencian de los métodos tradicionales en los siguientes puntos:

1. Una población de individuos (vectores de diseño de prueba) son usados para iniciar el procedimiento en vez de un solo punto de diseño. Si el número de variables de diseño es n , usualmente el tamaño de la población se toma de $2n$ a $4n$. Debido a que diferentes puntos se usan como candidatos a solución, los GA's tienen menor posibilidad de quedar atrapados en óptimos locales.
2. GA's solo usan los valores de la función objetivo, las derivadas no se usan en el procedimiento de búsqueda.
3. En los GA's, las variables de diseño se representan como cadenas de variables binarias que corresponden a los cromosomas en genética natural. Así que el método de búsqueda es naturalmente aplicable para resolver problemas de programación discreta y entera. Para variables de diseño continuas, la longitud de la cadena puede variar para alcanzar la exactitud deseada.
4. El valor de la función objetivo para cada vector de diseño tiene el rol de fuerza en la genética natural.
5. En cada generación nueva, un nuevo grupo de cadenas se producen mediante la selección y cruce aleatorios de padres de la generación anterior (el grupo de cadenas anteriores). Aunque sean aleatorios, los GA's no son una técnica simple de

búsqueda aleatoria, por el contrario, exploran eficientemente las nuevas combinaciones con el conocimiento disponible para encontrar una generación nueva con mejor *fitness* o valor de la función objetivo.

Representación de las variables de diseño

En los GA's, las variables de diseño se representan como cadenas de números binarios, 0 y 1. Si cada variable de diseño $x_i, i = 1, 2, \dots, n$ se codifica en una cadena de longitud q , un vector de diseño es representado usando una cadena de longitud total nq . Por ejemplo, si una cadena de longitud 5 se usa para representar cada variable, una cadena de longitud total de 20 describe un vector de diseño con $n = 4$. De este modo, la siguiente cadena de 20 dígitos binarios representan el vector $x_1 = 18, x_2 = 3, x_3 = 1, x_4 = 4$):

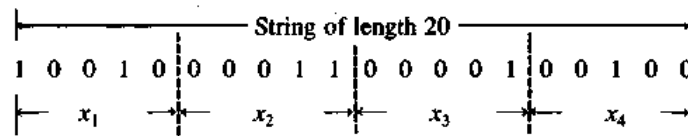


Figura 2.8. Representación binaria de un vector de diseño en los algoritmos genéticos, (Rao & Rao 2009).

En general si un número binario está dado por $b_q b_{q-1} \dots b_2 b_1 b_0$ donde $b_k = 0$ o 1 , $k = 0, 1, 2, \dots, q$, entonces su número decimal equivalente y (entero) es dado por:

$$y = \sum_{k=0}^q 2^k b_k \quad (2.23)$$

Esto indica que una variable de diseño continua x sólo se puede representar por un grupo de valores discretos si se usan representaciones binarias. Si una variable x (cuyos límites son $x^{(l)}$ y $x^{(u)}$) es representada por una cadena de q números binarios, como se muestra en la ecuación 2.23, su valor decimal se puede calcular con la Ec. 2.24:

$$x = x^{(l)} + \frac{x^{(u)} - x^{(l)}}{2^q - 1} \sum_{k=0}^q 2^k b_k \quad (2.24)$$

Por lo tanto, si una variable continua debe ser representada con exactitud, se necesita usar un valor grande para q en su representación binaria. De hecho, el número de dígitos binarios (q) para representar una variable continua en etapas (exactitud) de Δx puede ser calculado con la relación:

$$2^q \leq \frac{x^{(u)} - x^{(l)}}{\Delta x} + 1 \quad (2.25)$$

Por ejemplo, si una variable continua x con límites 1 y 5 que se necesita representar con una exactitud de 0.01, se necesita usar una representación binaria con q dígitos, donde:

$$2^q \leq \frac{5-1}{0.01} + 1 = 401 \text{ o } q = 9 \quad (2.26)$$

La Ec. 2.24 muestra por qué los GA's son naturalmente adecuados para resolver problemas de optimización discretos.

Representación de la función objetivo y restricciones

Los GA's basicamente encuentran el máximo para un valor sin restricciones. Para resolver un problema de minimización con restricciones, se necesita hacer un par de transformaciones. La primera modifica un problema original con restricciones, en uno sin restricciones, usando el concepto de función de penalización.

$$\text{Minimizar } f(X) + R \sum_{j=1}^m \Phi(g_j(X)) \quad (2.27)$$

Sujeto a

$$x_i^{(l)} \leq x_i \leq x_i^u, 1 = 1, 2, \dots, n \quad (2.28)$$

Donde Φ es una función de penalización definida como:

$$\Phi(Z) = \langle Z \rangle^2 \quad (2.29)$$

Dónde:

$$\langle Z \rangle = \begin{cases} Z & \text{si } Z > 0 \\ 0 & \text{si } Z \leq 0 \end{cases} \quad (2.30)$$

R es una constante conocida como *Parámetro de penalización*. La segunda transformación logra la minimización de $f(X)$ a través de la maximización de una función de aptitud, $F(X)$, definida como:

$$F(X) = F_{max} - \left(f(x) + R \sum_{j=1}^m \Phi(g_j(X)) \right) = F_{max} - f'(X) \quad (2.31)$$

Donde F_{max} se escoge mayor que el valor mayor de $f'(x)$ en la población, y $F(X)$ denota la aptitud de la cadena (vector de diseño X).

Operadores Genéticos

Los operadores básicos de la genética natural, reproducción, cruza, y mutación, son implementados de la siguiente manera durante la optimización numérica. La reproducción es un proceso en el cual los individuos son seleccionados basados en los valores de su aptitud relativa con la población. En este proceso, cada cadena individual (vector de

diseño) se le asigna una probabilidad de ser seleccionado para copiarse, como $f_i / \sum_{i=1}^k f_i$ donde f_i es la aptitud o el valor de la función objetivo del i ésimo individuo (Vector de diseño, X_i) y K es el tamaño de la población. Por lo tanto, los individuos con mejor valores de aptitud tienen mayor probabilidad de ser seleccionados para la cruce en subsecuente, así, los individuos más aptos viven para reproducirse, y los que resultan menos aptos, mueren (supervivencia del más apto). Después de la reproducción la operación de cruce se implementa en dos etapas, primero se seleccionan aleatoriamente dos individuos de la gama de individuos seleccionadas por el operador de reproducción, posteriormente, se selecciona un sitio de cruce aleatoriamente a lo largo de la cadena, y los dígitos binarios (cromosomas) se cambian entre las dos cadenas respetando el sitio de cruce. Por ejemplo, si dos vectores de diseño (padres) cada uno con una longitud de la cadena de 10, están dados por:

$$\text{(Padre 1) } X_1 = 010|1011011$$

$$\text{(Padre 2) } X_2 = 100|0111100$$

El resultado de la cruce, cuando el punto de cruce es 3, está dado por:

$$\text{(Descendiente 1) } X_3 = 010|0111100$$

$$\text{(Descendiente 2) } X_4 = 100|1011011$$

La nueva descendencia obtenida de la cruce (descendencia) se sitúa en la nueva generación y el proceso continúa. Finalmente, el operador de mutación se aplica a la nueva cadena con una probabilidad de mutación específica. La mutación es la alteración ocasional aleatoria de un dígito binario, por lo tanto, en la mutación un 0 se cambia por 1 o vice versa, en un punto aleatorio de la cadena, (Rao & Rao 2009).

Variante multi-isla

Mediante la distribución de las partes del algoritmo genético a diferentes elementos de procesamiento que trabajen en paralelo, posibilita aumentar la velocidad de los cálculos. Un modelo en paralelo describe como diferentes partes de la tarea principal se pueden calcular independiente de otras partes. Por lo tanto la eficiencia de la distribución es extremadamente importante cuando la evaluación de la función objetivo consume la mayoría del tiempo computacional como es en el caso de la simulación numérica del tubo de aspiración.

Según Miki et al. (1999) y Eklund (2004), los modelos en paralelo se han categorizado por la manera en la que manejan la población. Investigaciones en esta área los han separado en tres áreas: de población global, de isla y de difusión.

Los modelos de población global tienen solo una gran población donde cada procesador es asignado para tratar a cada algunos individuos y cada individuo tiene interacción

global con los demás. A este modelo a menudo llamado modelo de agricultura o modelo esclavo - maestro.

Los modelos de isla también conocidos como modelos regionales o multideme (Multiple-population model), tienen múltiples y pequeñas sub-poblaciones e intercambian información entre ellas, este intercambio se realiza moviendo algunos individuos de una sub-población a otra, a este proceso se le conoce como migración.

A los algoritmos genéticos con sub-poblaciones divididas y migración, se les llama Algoritmos Genéticos Distribuidos (DGA, por sus siglas en inglés) y cuando se ejecutan en paralelo se les llama Algoritmos Genéticos Distribuidos y Paralelos (PDGA, por sus siglas en inglés).

Los modelos de difusión, a menudo llamado Algoritmos Genéticos Celulares o Algoritmos Genéticos Masivos Paralelos, distribuyen sus individuos igualmente sobre una topología de elementos de procesamiento, se puede interpretar como una población global acomodada en una estructura de elementos de procesamiento donde la distribución espacial de los individuos define la sub-población, o dicho de manera más exacta, la vecindad.

El modelo de islas es un modelo en paralelo muy popular, en parte debido a que es relativamente fácil implementar en una red local con estaciones de trabajo estándar con un procesador por sub-población.

El algoritmo genético multi isla (MIGA, por sus siglas en inglés), corresponde a una versión avanzada de las técnicas tradicionales para los algoritmos genéticos. La principal ventaja de este método es la posibilidad de empezar un ciclo de optimización con alta probabilidad de éxito evitando un análisis de sensibilidad extensiva preliminar asociado a los métodos de gradiente. Sumado a esto, los métodos MIGA's son adecuados para resolver problemas altamente no lineales como el que se tiene en este trabajo.

La principal diferencia que distingue a los MIGA's de los GA tradicionales es el hecho de la población de individuos es dividida en sub-poblaciones llamadas islas. Las operaciones usuales de los algoritmos genéticos (selección, cruce y mutación) se efectúan independientes en cada isla. La migración es usada posteriormente para transferir información de algunos individuos de una isla a otra, como se ilustra en la Fig.2.9.

El proceso de migración es controlado por dos parámetros principales: el rango de migración y el intervalo de migración. El rango de migración corresponde al porcentaje de individuos de cada isla que serán enviados a otra isla. El intervalo de migración indica el número de generaciones entre cada proceso de migración. Otros tres parámetros importantes controlan el proceso global de optimización, estos son: el tamaño de las sub-poblaciones en cada isla, el número total de islas y el número de generaciones. Estos parámetros se pueden ajustar de tal manera que el número total de evaluaciones de la función objetivo sea el deseado.

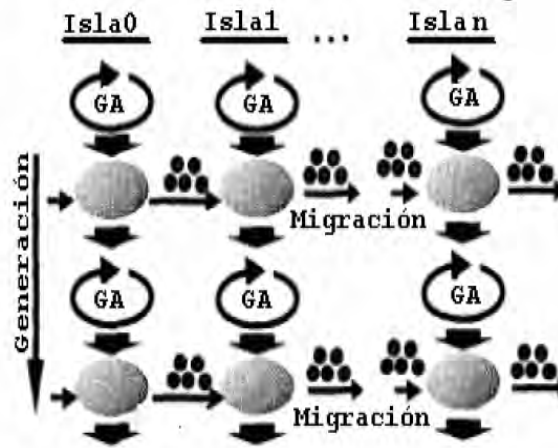


Figura 2.9. Esquema conceptual que representa el flujo de operación del MIGA, (Galván et al. 2015)

2.6. Optimización de diseño basada en DFC

Investigaciones recientes han introducido herramientas basadas en dinámica de fluidos computacional y algoritmos de optimización para evaluar el desempeño de estructuras hidráulicas y turbomaquinaria, las cuales proveen un complemento importante a los métodos ingenieriles tradicionales.

Ghosh et al. (2010) acoplaron softwares de CFD y CAD a un algoritmo genético para maximizar el C_p del flujo usando un difusor bidimensional y manteniendo el área y la longitud. Para la construcción de la forma de la pared se usaron dos aproximaciones: puntos de control y un polinomio de cuarto orden. Ambas aproximaciones demandaron muchas variables de diseño lo que incrementó el tiempo de cómputo pero sin garantizar un mejor diseño.

Madsen et al. (2000) estudiaron dos casos para diseñar la pared óptima del difusor usando un polinomio de dos variables y *B-splines* con cinco variables de diseño. La optimización resultó en un difusor que no era factible con forma de campana con el final doblado hacia afuera.

Rudolf & Nemeč (2008) usaron un método de optimización de búsqueda matemática directa para analizar la forma de la pared del difusor y su C_p . Compararon tres diferentes formas de difusores con la misma área y longitud pero con diferentes ángulos de apertura. No deja claro cómo se realizó la optimización sin embargo la forma optimizada incrementó un 4.5 % su recuperación de presión.

Khare et al. (2012) probaron diferentes geometrías de tubos de aspiración rectas variando la longitud y el ángulo del difusor. En este estudio la modelación geométrica no se manipuló con algún algoritmo numérico y se simuló para cinco valores de longitud y tres valores del ángulo de difusión. Encontraron que la eficiencia máxima es alcanzada usando la combinación del ángulo de difusión con una longitud de $19D_{in}$.

Shojaeefard et al. (2014) desarrollaron una optimización multi-objetivo con el objetivo de maximizar la recuperación de presión y minimizar el coeficiente de pérdidas. Se seleccionaron como variables de diseño el ángulo del cono y la altura sobre el nivel de la corriente de salida. Los resultados se vieron influenciados por el efecto de la intensidad de giro en la entrada y no hubo un valor puntual de las variables de diseño que mejorarán el desempeño.

Marjavaara (2006) realizó la optimización de la forma de un difusor en 3D simplificado con el objetivo de maximizar el factor de recuperación de presión. Implementó un acoplamiento de diferentes modelos sustitutos con la finalidad de reducir la carga computacional del problema comparada con solo usar algoritmos genéticos. La evaluación de diferentes estructuras de mallas y la mínima variación en la calidad de la malla durante el proceso de optimización demostró ser adecuado en términos de exactitud, convergencia y tiempo de ejecución. La mejora en la función objetivo fue del 14.4% y 8.9% usando dos diferentes flujos con intensidad de giro con cinco variables de diseño.

Las investigaciones anteriores muestran diferentes metodologías y variables de diseño, sin embargo la forma óptima de un difusor que está limitado entre el espacio a la salida del rodete y el codo del tubo de aspiración no es evidente aún. De hecho, Madsen et al. (2000), Ghosh et al. (2010), y Fares et al. (2011), desarrollaron métodos similares en el mismo difusor con el objetivo de divergir el pasaje de flujo manteniendo la longitud después del difusor para asegurar el desarrollo adecuado del flujo. Sin embargo, esta práctica no permitió conocer si el impacto en el desempeño del difusor fue debido al efecto difusivo o disipativo del flujo. Por lo tanto si el desempeño del difusor se quiere mejorar a través del C_p , será conveniente manipular la uniformidad del flujo y las pérdidas de presión total. Entonces cuando se tiene que aceptar la no uniformidad en el perfil de velocidades en la entrada del aspirador es necesario conocer si el perfil se necesita mejorar variando la longitud del ducto antes o después de la divergencia modificada.

Las investigaciones presentadas hasta ahora en el diseño del tubo representan los pasos necesarios para acompletar un proceso de diseño típico. Pero el mejor rendimiento de una turbomáquina se alcanza por una definición geométrica y análisis del problema en 3D además de la evaluación del diseño en un amplio espacio geométrico lo que representa un gran número de desafíos para alcanzar en la optimización. Esto da como resultado que una optimización se considera demasiado costosa por razones computacionales. Por estas razones el principal obstáculo encontrado para realizar una optimización completa es la limitación en la explotación de la DFC multiplicado por el gran número de evaluaciones necesarias para alcanzar el diseño óptimo del aspirador. Así el Cálculo de Alto Rendimiento *High Performance Computing* es presentado como una alternativa en la solución de los problemas derivados del proceso de optimización planteado para el tubo difusor.

2.7. Cálculo de Alto Rendimiento

Las computadoras hoy en día tienen un papel clave en todas las disciplinas científicas que va desde obtener entendimiento fundamental hasta investigación altamente aplicada. Como consecuencia, las ciencias computacionales y la ingeniería (*Computing Scientific Engineering*) es ampliamente aceptada hoy en día como disciplina independiente que complementa la teoría y la experimentación. El estímulo para la creación de la CSE recae en el avance acelerado en el desempeño de las computadoras, como se predijo en 1965 por el cofundador de intel Gordon Moore. A pesar del escalamiento exponencial para el desempeño de las computadoras, el principal beneficiario de este desarrollo ha sido la ciencia computacional.

2.7.1. Clasificación

El cálculo de alto rendimiento es una tecnología que se enfoca en el desarrollo de supercomputadoras, algoritmos de procesamiento en paralelo, software relacionado tales como *Message Passing Interface* y *Linpack*. El Cálculo de Alto Rendimiento y los términos de supercomputación, no son diferentes y se pueden usar estos términos intercambiándolos. El término “supercomputación” aún es utilizado, pero HPC es más frecuente en el campo de la Ciencia y la Ingeniería. Los sistemas de cómputo de alto rendimiento pueden considerarse el instrumento más poderoso y flexible de la investigación hoy en día. Se usan para modelar fenómenos en campos tan variados que van desde la climatología, química cuántica, medicina computacional, física de alta energía entre otras. Aunque la velocidad de las computadoras ha incrementado considerablemente a través de los años (a menudo se dobla la velocidad en períodos de dos o tres años), siempre existe la necesidad de computadoras aún más rápidas y no desaparecerán en el futuro cercano.

Durante varios años la taxonomía de Flynn (1972) ha probado ser útil en la clasificación de las computadoras de alto desempeño. Esta clasificación se basa en dos maneras de manipular las instrucciones y las corrientes de datos y comprende cuatro clases principales de arquitectura:

- Máquinas MISD (*Multiple Instruction Single Data*). Teóricamente, en este tipo de máquinas de múltiples instrucciones deben actuar en una misma corriente de datos. Aún ninguna máquina práctica de este tipo se ha construido debido a que no es simple concebir este tipo de sistemas.
- Máquinas SIMD (*Single Instruction Multiple Data*). Estas máquinas se utilizan para conseguir paralelismo a nivel de datos. Los repertorios SIMD consisten en instrucciones que aplican una misma operación sobre un conjunto más o menos grande de datos. Es una organización en donde una única unidad de control común despacha las instrucciones a diferentes unidades de procesamiento. Todas éstas reciben

la misma instrucción, pero operan sobre diferentes conjuntos de datos. Es decir, la misma instrucción es ejecutada de manera sincronizada por todas las unidades de procesamiento.

- Máquinas MIMD (*Multiple Instruction Multiple Data*). Estas máquinas ejecutan múltiples corrientes de instrucciones en paralelo en diferentes datos. La diferencia con las máquinas SIMD recae en el hecho que las instrucciones y los datos se relacionan, debido a que representan diferentes partes de la misma tarea a ejecutar. Por eso, los sistemas MIMD pueden correr sub-tareas en paralelo con el fin de acortar el tiempo para la solución de la tarea principal.
- Sistemas de memoria compartida. Estos sistemas tienen múltiples *CPU's*, los cuales comparten el mismo espacio para la dirección. Esto significa que el conocimiento de dónde se almacena la información no concierne al usuario ya que sólo existe una memoria a la que accesan todos los CPUs de manera similar. Pueden ser SIMD o MIMD. Los procesadores con CPU único pueden ser tomados como ejemplo de lo antiguo, mientras que los modelos con múltiples CPUs son ejemplos de lo actual.
- Sistemas de memoria distribuida. En este caso cada CPU tiene su propia memoria asociada. Los CPUs son conectados por alguna red y se puede intercambiar datos entre las respectivas memorias cuando se requiera. En contraste con las máquinas de memoria compartida el usuario debe conocer la ubicación de los datos en las memorias locales y tendrá que mover los datos explícitamente cuando se necesite.

El paralelizar la evaluación con DFC utilizando un número adecuado de procesadores puede reducir dramáticamente el tiempo de cálculo de cada evaluación. Sin embargo, no solo es posible paralelizar la evaluación de la DFC sino también el número de evaluaciones del proceso de optimización puede ser distribuido en diferentes nodos. La Fig. 2.10 presenta esta paralelización-distribución realizada sobre una super-computadora.

Esta super computadora tendrá que ser construida en base al cálculo distribuido con el fin de realizar las evaluaciones de DFC propuestas por el Algoritmo Genético.

2.7.2. Cálculo distribuido

Un sistema distribuido es una red de computadoras autónomas que se comunican entre ellas con el propósito de realizar una tarea. Las computadoras en un sistema distribuido son independientes y no comparten memoria o procesadores físicos. Se comunican entre ellas usando mensajes, piezas de información transferidas de una computadora a otra a través de la red. Los mensajes pueden comunicar diferentes cosas, las computadoras pueden pedir a otras que ejecuten procedimientos con argumentos particulares, pueden enviar y recibir paquetes de datos o mandar señales para pedir a otra computadora

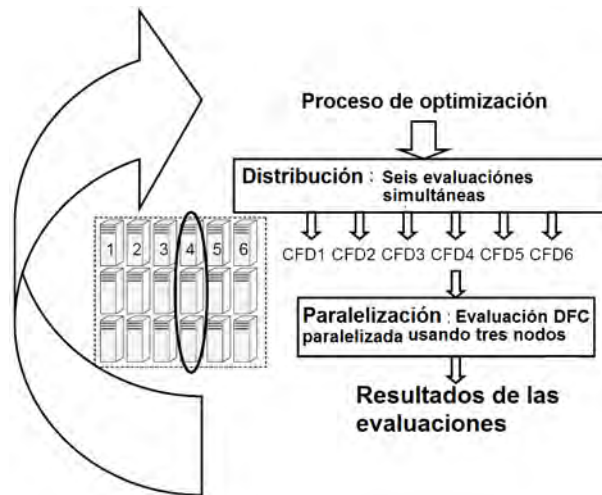


Figura 2.10. Principio de la paralelización-distribución para ser implementada en un proceso de optimización, (den Braembussche 2008).

que se comporte de manera específica. Las computadoras en un sistema distribuido pueden tener diferentes roles. El rol de una computadora depende en el objetivo del sistema y de las propiedades del software y hardware específico de la computadora. Existen dos arquitecturas predominantes de organizar computadoras en un sistema distribuido: la primera es la cliente-servidor y la segunda es la igual a igual.

2.7.3. Memoria Distribuida y Máquinas MIMD

La clase de máquinas DM-MIMD indudablemente representan la fracción mayor en la familia de computadoras de alto rendimiento. Un diagrama genérico se da en la figura 2.11. La figura muestra que dentro de un nodo computacional A, B, etc., un número de procesadores (cuatro en este caso) están en la misma memoria local, y los nodos se conectan mediante una red. Consecuentemente, cuando un procesador en el nodo A necesita datos en el nodo B, este tiene que acceder a través de la red, por lo tanto la clasificación del sistema es del tipo de memoria distribuida. La mayoría de todos los sistemas HPC actualmente son una variación del modelo mostado en la Fig. 2.11.

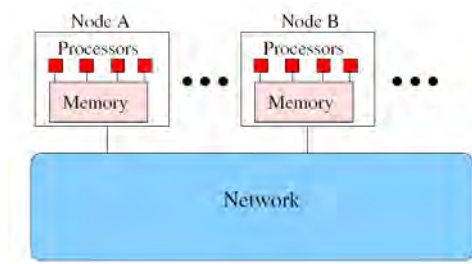


Figura 2.11. Diagrama genérico de la arquitectura de una máquina DM-MIMD, (den Braembussche 2008).

Con las herramientas descritas en este capítulo es posible ahora construir la meto-

dología con la cuál podrá ser posible alcanzar la geometría óptima del difusor. Esta metodología deberá reducir el costo computacional haciendo el proceso de optimización automático confiable y computacionalmente de bajo costo. Así la metodología desarrollada en este proyecto se presenta en el capítulo siguiente.

Capítulo 3

Metodología

En respuesta a las competencias actuales de diseño, en términos de calidad como de tiempo, las herramientas de DFC y optimización se usan cada vez más para abordar una variedad de problemas de flujos industriales. Con estas herramientas, los ingenieros pueden explorar diferentes alternativas de diseño en menos tiempo y a menor costo. Su uso permite modelar y simular procesos del mundo real evitando la construcción de prototipos y la tarea de realizar experimentos. En las turbinas hidráulicas, estas herramientas pueden usarse para predecir el desempeño de los componentes de una central hidroeléctrica durante el proceso de diseño o proponer modificaciones al diseño original en trabajos de rehabilitación y repotenciación.

Uno de los desafíos recientes en el diseño y repotenciación de centrales hidroeléctricas ha sido encontrar la geometría exacta del difusor que provoque la mayor recuperación de la presión del flujo remanente a la salida del rodete de la turbina. Primero, el flujo dentro del tubo de aspiración de una turbina hidráulica es altamente tridimensional y complejo. Por lo tanto son esenciales cálculos en tres dimensiones a pesar del alto costo computacional. En segundo lugar, el desempeño del tubo de aspiración es muy sensible a las condiciones del diseño geométrico lo que requiere una correcta parametrización de la geometría. Tercero, no existe un método satisfactorio para predecir el desempeño cualitativo y cuantitativo del tubo de aspiración con un flujo de entrada arbitrario. Debido a que el campo del flujo es descrito por un sistema no lineal de ecuaciones diferenciales parciales, los resultados de la evaluación matemática del desempeño del tubo de aspiración es multi-modal (varias soluciones) y no lineal. Finalmente, la optimización de diseño debe estar sujeta a ciertas restricciones, tales como flujo másico, intensidad de giro, flujo inverso en la entrada, y también sujeto a una extensiva evaluación de la función objetivo.

De esta forma, este capítulo se enfoca en describir a detalle la metodología utilizada en busca de mejorar las características de un flujo con intensidad de giro flujo a lo largo de un difusor utilizado en la industria eléctrica. Esta metodología de optimización automática se basa en el acoplamiento de *software* comercial y multidisciplinarios: iSIGHT,

FLUENT, GAMBIT y MATLAB Se busca con esta metodología determinar la mejor combinación de parámetros geométricos para mejorar el desempeño del tubo de aspiración. En las siguientes secciones, cada etapa de la metodología será presentada a detalle.

3.1. Esquema de optimización

La metodología utilizada en el presente trabajo se basa en la propuesta hecha por Galván et al. (2013). Para optimizar las condiciones de frontera, parametrizaron el perfil de velocidades de entrada al aspirador logrando minimizar las pérdidas de energía a lo largo de este dispositivo. En esta investigación, la geometría del aspirador es la que será parametrizada para buscar minimizar las pérdidas modificando su geometría. La metodología ahora propuesta para llevar a cabo la optimización numérica de la geométrica se puede resumir en los siguientes pasos:

1. Parametrización de la geometría.
2. Validación del modelo numérico.
3. Distribución del algoritmo de optimización.
4. Evaluación de la función objetivo.

El proceso se logró automatizar acoplando *software* multi-disciplinario a un algoritmo de optimización a través de la programación de la secuencia de cada etapa en el ciclo de diseño y evaluación. Un esquema general del mismo se muestra en la Fig. 3.1.

El ciclo de optimización inicia con la asignación de valores a las variables de control que describen la geometría del difusor. El diseño del aspirador mediante superficie de revolución es parametrizado a través de MATLAB obteniendo un archivo *.jou con la geometría definida. GAMBIT lee el archivo y define el dominio computacional a través de la geometría, la malla y los tipos de fronteras. El código FLUENT a través de un archivo *.jou importa la malla y establece el modelo numérico obteniendo los campos de velocidad y de presión. MATLAB interpreta los resultados para calcular el valor de la función objetivo. El algoritmo de optimización evalúa los resultados de acuerdo a los valores de restricción, y si la función objetivo no cambia o el número máximo de iteraciones son realizadas o se alcanza algún criterio de convergencia, termina el proceso de optimización. En caso contrario, el proceso continúa con un nuevo grupo de valores para las variables de control.

3.2. Parametrización de la geometría

La primera etapa en un trabajo de optimización de diseño es la elección de la forma de parametrizar la geometría del difusor. Esta etapa junto con la técnica de optimización,

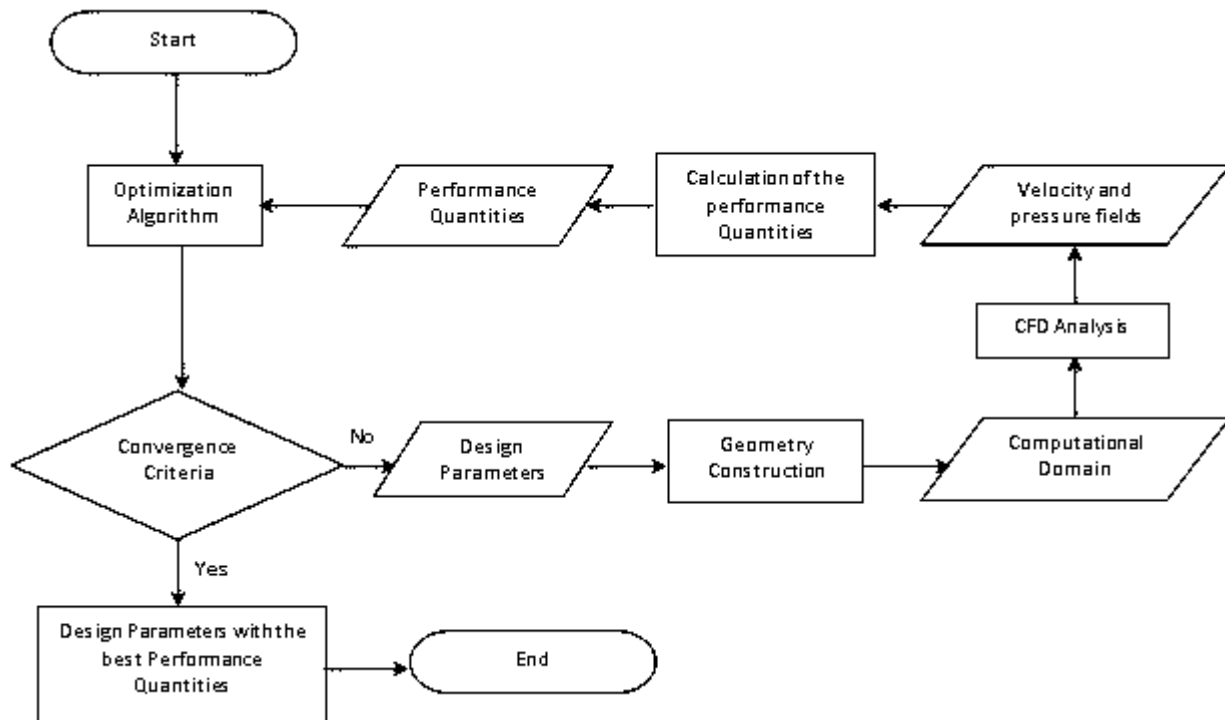


Figura 3.1. Esquema general del proceso de optimización utilizado en el presente trabajo para el diseño del difusor

impacta considerablemente en los resultados finales y en la eficiencia del proceso de optimización. Cada optimización necesita una representación paramétrica del problema a resolver, lo cual usualmente es sujeto de estudios independientes. Ya que la complejidad de un problema de optimización se incrementa exponencialmente con la cantidad de variables usadas, la representación geométrica a través de parámetros del tubo de aspiración es crucial para el éxito del proceso de optimización.

Por lo tanto los objetivos principales para representar la geometría del difusor son:

1. Encontrar un número adecuado de variables.
2. Evitar cambios geométricos bruscos y extremos.
3. Ajustar a los valores experimentales dados para el difusor.
4. Respresentar su estructura física.

El significado de alcanzar estos objetivos repercute en el método que mejor permita aproximar la forma geométrica. Este método debe cumplir el compromiso entre la precisión de la geometría y la cantidad necesaria de información para describirla. Por esta razón la parametrización de la geometría ha sido desarrollada en dos partes. La primera tiene que ver con la representación del difusor de acuerdo a las relaciones de áreas entre la entrada y la salida así como la relación de longitud que da la relación divergencia ducto. Y la segunda parametrización que busca representar diferentes formas de la pared divergente.

3.2.1. Relaciones de áreas y de longitud

En una turbina hidráulica, la principal cantidad de recuperación de energía se obtiene en la salida del rodete en la parte cónica del tubo de aspiración. Posteriormente el ángulo de apertura relacionado con el incremento de área de la sección transversal determina la energía cinética convertida en energía de presión. El grado ángulo del cono ha sido establecido para evitar la separación del flujo de la pared, reduciendo la velocidad de flujo. Para alcanzar esta condición, se debe determinar el ángulo de apertura óptimo.

Buscando localizar exactamente este valor, la geometría del difusor se ha parametrizado como se muestra en la Fig. 3.2. A diferencia de Moravec et al. (2016) que utilizaron varios puntos de control para curvas de Bezier con los cuales definió la forma del difusor, en esta etapa de la optimización solo se definió el punto de control $P(y_i, z_i)$ con el fin de modificar la región de diseño. Este desplazamiento con uno o dos grados de libertad generará el ángulo de apertura θ y la relación divergencia-ducto. Usando estas dos condiciones, se espera mejorar el comportamiento del flujo desarrollado a lo largo del difusor, lo cual deberá incrementar su desempeño.

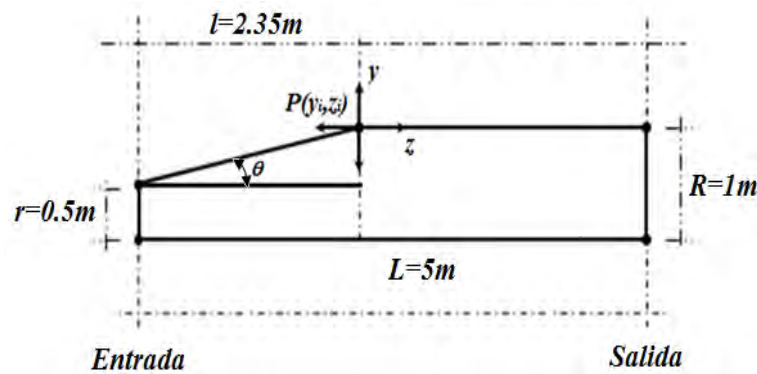


Figura 3.2. Parametrización en 2 dimensiones del tubo de aspiración utilizando un punto de control $P(y_i, z_i)$.

De la Fig.3.2 se puede obtener la relación de área, Eq. 3.1 la cual un valor mayor a la unidad indica la dimensión del área de salida obteniéndose el ángulo de apertura de la divergencia:

$$AR = \frac{A_{Salida}}{A_{Entrada}} \quad (3.1)$$

Y la Eq. 3.2, la relación de longitud, la cual indica que un valor mayor a la unidad la divergencia se reduce aumentando el ducto del difusor.

$$LR = \frac{L}{l} \quad (3.2)$$

La geometría entonces es representada paramétricamente a través de una sola variable de diseño y así poder manipularla automáticamente buscando reducir el impacto

que tiene en el problema de optimización. En nuestro caso, el aspirador se generó usando cinco puntos los cuales describen la geometría en un plano bi-dimensional. Con la variación de un sólo punto de control en el plano $x - y$ se pudo modificar diferentes parámetros reales de diseño, relaciones de área y de longitud además del ángulo de divergencia del difusor.

3.2.2. Configuración y forma de las paredes del difusor

La configuración del difusor (divergente-ducto o ducto-divergente) con su respectivo dominio computacional se estableció definiendo cinco puntos en el plano $y - z$ utilizando un *journal* para Gambit. Manteniendo la relación de área original $AR = 2$ y permitiendo una variación de la relación de longitud cuyo valor original es $LR = 2.27$ se establecieron tres diferentes configuraciones del difusor: divergente-ducto, ducto-divergente, y solo divergente, Fig. 3.3.

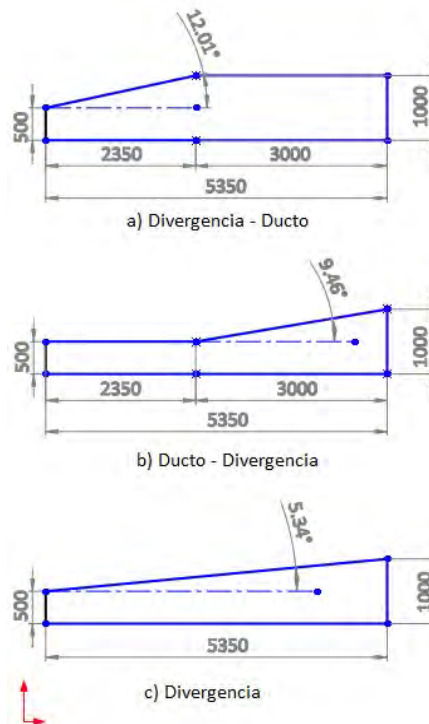


Figura 3.3. Esquema de la parameterización geométrica del difusor

Para cada evaluación de la DFC, se creó una cara axisimétrica en 2D la cual se revoluciona para generar la geometría completa del difusor en 3D. De esta manera, si se manipula el punto $P(y_i, x_i)$ definido en la Fig. 3.2 sólo en dirección z será posible construir las tres diferentes formas del difusor con una LR diferente. Los mismos parámetros de la topología de la malla se usaron para cada difusor para evitar la variación de la calidad de la malla (Marjavaara & Lundström 2007).

En relación a la forma de las paredes, Gubin (1973) estableció que en muchas estaciones hidroeléctricas el uso de un tubo de aspiración con la forma de las paredes del tipo campana hizo posible obtener altas eficiencias de la turbina en un rango amplio de condiciones de operación. Incluso en los 30's se obtuvo una eficiencia del 94 % para turbinas de flujo mixto. En una estación hidroeléctrica con turbinas de álabes ajustables de $D_1 = 2.9m$ se alcanzó una eficiencia del 91 % de $L = 1.665D_1$. Un ejemplo interesante es el de una estación hidroeléctrica con $H = 5.2m$ y una salida de potencia por unidad de $440kW$ donde estaban en uso un tubo de aspiración de tipo campana de altura $L = 1.06$ a $1.1D_1$ y un tubo de aspiración doblado de altura $h \approx 2.8D_1$. Para un diámetro de rodete de $D_1 = 1.9m$ la eficiencia de la turbina era de 85 % cuando se usó el tubo de aspiración de tipo campana y de 83 % cuando se usó el tubo de aspiración doblado. Valores similares para la altura y la eficiencia se obtuvieron después en una hidroeléctrica con un rodete de diámetro $D_1 = 3.0m$ y un tubo de aspiración doblado de altura $L = 2.1D_1$. Los tubos de aspiración de tipo campana de altura entre 1.5 a $1.73D_1$ de sección transversal con D_4 variando de 2.41 a $3.47D_1$ y altura de la sección transversal de salida entre $h_{exit} = 0.261$ a $0.319D_1$ están en uso en varias hidroeléctricas donde la salida de potencia por unidad es baja.

Estos ejemplos demuestran que los tubos de aspiración con la forma de la pared divergente del tipo campana permiten obtener altas eficiencias en las turbinas, pulsaciones de presión más pequeñas tanto en la turbina como en el tubo de aspiración sin ningún impacto significativo en la eficiencia, permitiendo reducir la altura del tubo y por consiguiente el arreglo de la central hidroeléctrica. Por la misma recuperación dinámica, los tubos de aspiración con forma de campana tienen una distribución de flujo más uniforme después del rodete y su coeficiente de cavitación es menor. La desventaja de estos tipos de tubos es su gran amplitud a lo largo de la cámara de salida donde pueden alcanzar valores de $AR = 4.0$, y la necesidad de soportes debajo de los tubos de dimensiones grandes. En los tubos de aspiración con paredes de tipo campana, la energía cinética del flujo axial y la energía del flujo rotacional se recuperan sin el uso de un codo.

El desempeño del tubo de aspiración de tipo campana depende del perfil de la sección transversal. El perfil de la pared se diseña en base a la suposición que en el tubo de aspiración existe flujo potencial, y si de la Fig. 3.4 se toma:

$$r_1/r_2 = r_3/r_4 \quad (3.3)$$

Se puede escribir que:

$$\Delta r/r = const = m \quad (3.4)$$

Expresando el componente vertical de la velocidad v_{ax} como:

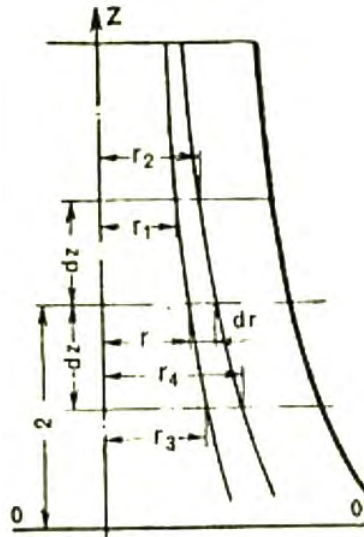


Figura 3.4. Relaciones geométricas en un esquema del diseño de un tubo de aspiración de tipo campana, (Gubin 1973).

$$v_{ax} = -\frac{dz}{dt} \quad (3.5)$$

Se tiene la siguiente expresión para el flujo elemental a través del anillo de espesor dr :

$$dQ = 2\pi r dr \left(-\frac{dz}{dt}\right) \quad (3.6)$$

Sustituyendo $dr = rm$

$$dQ = 2\pi m r^2 \left(-\frac{dz}{dt}\right) \quad (3.7)$$

De esta expresión se obtiene:

$$r^2 \frac{dz}{dt} = \frac{dQ}{-2\pi m} = K \quad (3.8)$$

Asumiendo varios valores para la componente radial de la velocidad v_r los siguientes tipos de geometrías para tubos de aspiración se pueden obtener:

1. Cuando $v_r = \frac{dr}{dt} = rC$ se obtiene la **Hypérbola de Prâsil** :

Despejando dt y sustituyendo esta condición en la Ec. 3.8 se tiene:

$$\frac{dz}{dr} = \frac{1}{r^3} \frac{K}{C} \quad (3.9)$$

La cual, después de integrar da la siguiente relación entre el radio r y la coordenada z :

$$z = -\frac{K}{2r^2C} + A \quad (3.10)$$

Si se toma :

$$z' = z - C_2 \quad (3.11)$$

Se obtiene de la Ec.3.10 la expresión:

$$z' = \frac{C_1}{r^2} \quad (3.12)$$

Integrando la Ec. 3.12

$$z = \frac{C_1}{r^2} + C_2 \quad (3.13)$$

De esta ecuación, despejando r se puede obtener la función $r(z)$:

$$r(z) = \sqrt{\frac{c_1}{z - c_2}} \quad (3.14)$$

Es necesario conocer el valor de las constantes C_1 y C_2 a través de las condiciones de frontera $r(0) = 0.25$ y $r(z) = 0.75$:

$$C_1 = -C_2(0.0625) \quad (3.15)$$

$$C_2 = 1.125z \quad (3.16)$$

La Ec. 3.14 define una hipérbola que da la forma de campana del tubo de aspiración propuesta por **Prâsil** en 1903.

2. Cuando $v_r = \text{constante}$ se obtiene una **Hipérbola de expansión constante**;

$$z' = \frac{C_1}{r} \quad (3.17)$$

Integrando:

$$z = \frac{C_1}{r} + C_2 \quad (3.18)$$

Despejando r se obtiene la función $r(z)$:

$$r(z) = \frac{C_1}{z - C_2} \quad (3.19)$$

Para obtener las ecuaciones que den los valores de las constantes en cada geometría a analizar, se utilizan las condiciones iniciales $r(0) = 0.5$ y $r(z) = 1$:

$$C_1 = -C_2(0.5) \quad (3.20)$$

$$C_2 = \frac{z}{0.5} \quad (3.21)$$

Sustituyendo los valores de las constantes en la Ec. 3.19 es posible conocer $r(z)$ para cada caso particular.

3. Cuando $v_r = c/r$ se obtiene una **Hipérbola logarítmica**:

$$z' = C_1 \ln(r) \quad (3.22)$$

Integrando:

$$z = C_1(\ln(r)) + C_2 \quad (3.23)$$

Despejando r se obtiene la función $r(z)$:

$$r(z) = 10^{\frac{z-C_2}{C_1}} \quad (3.24)$$

Para obtener las ecuaciones que den los valores de las constantes en cada geometría a analizar se utilizan las condiciones iniciales $r(0) = 0.25$ y $r(z) = 0.75$, obteniendo:

$$C_1 = \frac{z}{0.477121} \quad (3.25)$$

$$C_2 = 0.602059(C_1) \quad (3.26)$$

Sustituyendo los valores de las constantes en la Ec. 3.24 es posible conocer $r(z)$ para cada caso particular.

4. Cuando $v_r = C/r^2$ se obtiene un cono de **línea recta**:

$$z' = C_1 r \quad (3.27)$$

Integrando:

$$z = c_1 r + C_2 \quad (3.28)$$

Despejando r obtenemos la función $r(z)$:

$$r(Z) = \frac{z + C_2}{C_1} \quad (3.29)$$

Para definir las ecuaciones que nos den los valores de las constantes en cada geometría a analizar, se utilizan las condiciones iniciales $r(0) = 0.5$ y $r(z) = 1$, obteniendo:

$$C_1 = \frac{z}{0.5} \quad (3.30)$$

$$C_2 = -(0.5 * C_1) \quad (3.31)$$

Sustituyendo los valores de las constantes en la Ec. 3.29 es posible conocer $r(z)$ para cada caso particular.

Después que el algoritmo de optimización proponga un nuevo valor de $P(y_i, z_i)$, el cuál será el punto de transición de la forma del difusor de ducto a divergente o de divergente a ducto y donde además $y = cte$ para mantener la misma AR , el valor de z será substituido en las Ecs. 3.14, 3.19, 3.24 y 3.29 para dar el valor de r y poder construir así, en cada caso, y para cada evaluación de la DFC una nueva pared del difusor.

Especial cuidado se deberá tener con ángulos de divergencia muy grandes, hasta 20° . Esto puede ocasionar separación del flujo de las paredes del tubo de aspiración cuando la intensidad de giro es pequeña, o puede generar la formación de una zona muerta en el centro del tubo de aspiración cuando la intensidad de giro del flujo es muy severa.

3.3. Modelo Numérico

La forma en la que cada valor de las variables de diseño se evalúa es mediante un análisis DFC. El flujo en el interior del tubo de aspiración es extremadamente complejo al simularse mediante DFC debido a su naturaleza turbulenta, con intensidad de giro y donde también esta presente un gradiente de presión inverso. Con el objetivo de obtener datos confiables con buena exactitud es necesario la validación del modelo numérico. Galván et al. (2015) presentaron datos experimentales proporcionados por la compañía manufacturera del tubo de aspiración y dicha información se utilizó para validar nuestro modelo. De Henau et al. (2010) demuestra que es posible solo simular el flujo en el tubo de aspiración sin el rodete con un adecuado establecimiento de la velocidad y tubulencia en la condición de frontera en la entrada.

Debido a las grandes escalas que ocurren en flujos turbulentos, tratar de simular el comportamiento exacto del flujo sería extremadamente costoso computacionalmente, es por eso que se necesita un modelo numérico con la capacidad de predecir adecuadamente las principales características de la turbulencia y sus efectos en el flujo a un costo computacional más bajo para un proceso que requerirá un número importante de evaluaciones de DFC. De igual manera es necesario discretizar el dominio con un número de volúmenes suficientes para poder captar adecuadamente los gradientes en el flujo sin que sean demasiados para hacer computacionalmente costoso el estudio.

La geometría, con zona divergente seguida por la del ducto, y malla del difusor utilizada se muestra en la Fig. 3.5.

La malla estructurada en diversos bloques fué generada en Gambit con aproximadamente 47,00 celdas hexahédricas. El flujo en el tubo de aspiración se considera turbulento, estable, isotérmico e incompresible, por lo tanto, las ecuaciones promediadas de Reynolds para las ecuaciones de Navier-Stokes son usadas para resolver este tipo de flujo. El solucionador de las ecuaciones fue basado en la presión. El modelo de turbulencia

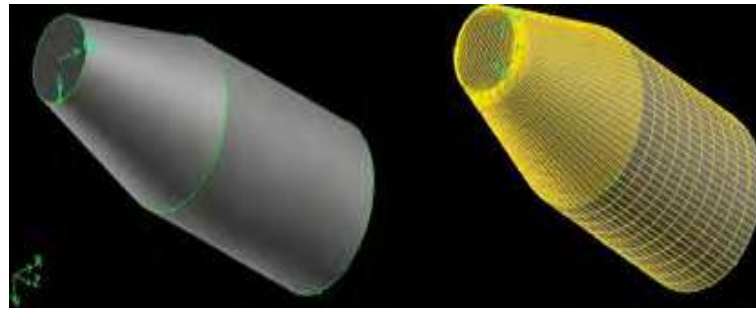


Figura 3.5. Geometría original del tubo de aspiración en 3 dimensiones (izq.) y la malla utilizada para la validación del modelo y en cada análisis de DFC en el proceso de optimización (der.). Ambas generadas en Gambit.

$\kappa - \epsilon$ estandar con función de la pared fué definido. El esquema SIMPLE se uso para el acoplamiento de la presión - velocidad. La discretización espacial para el transporte de momentum se realiza haciendo una aproximación de segundo orden y la ecuación de presión con una diferenciación central de segundo orden. Se establece la condición de frontera a la entrada junto con el perfil de velocidades. Se establece la intensidad de turbulencia y una viscosidad relativa de 4.9816 y 99.40 respectivamente. A la salida, se estableció la condición de salida de presión manométrica de cero. En las paredes se usó la condición de no deslizamiento y una rugosidad de $10\mu m$.

Valores experimentales de la presión en la entrada y la salida y la magnitud de la velocidad del flujo se utilizaron para validar el modelo numérico que se utilizará en la optimización. Los resultados se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Comparación de las principales variables dadas por diferentes modelo numéricos.

Promedio ponderado en la zona	Ubicación	Validación CFD	Galván et al. (2015)	Laboratorio
Presión Total (Pa)	Entrada/Salida	54.3260 / 37.6447	55.8184 / 38.1087	54.0648 / 40.8131
Magnitud de la Velocidad (m/s)	Entrada/Salida	1.01869 / 0.25723	1.0162 / 0.2549	0.9859 / 0.2545
Flujo másico (kg/s)	Entrada/Salida	772.5816 / 772.5817	772.5716 / 772.5716	771.3745 / 771.3745

Se observa de la Tabla 3.1 que los resultados muestran concordancia con los datos presentados por Galván et al. (2015) y con los datos experimentales. Por lo tanto, el modelo numérico establecido se considerará confiable tanto para desarrollar el proceso de optimización como para desarrollar el análisis del flujo para cada conjunto de variables

de diseño.

3.4. Algoritmo de optimización

La optimización de la geometría del difusor se estableció en dos etapas:

- En la primera se utilizó un punto de control para parametrizar la geometría y modificar las relaciones de áreas y de longitud y donde la función objetivo fue el coeficiente de recuperación de presión Cp_m
- En la segunda etapa se utilizó la parametrización de la configuración y de forma de las paredes del difusor utilizando como función objetivo las pérdidas de energía ζ

Para ambas, el algoritmo de optimización utilizado ha sido la variante multi-isla de los algoritmos genéticos (MIGA, por sus siglas en inglés). El MIGA utiliza diferentes parámetros que determinan su funcionamiento: los parámetros básicos se utilizan para definir el número de iteraciones que se realizarán y los parámetros avanzados que determinan la funcionalidad del algoritmo. En ambos casos los parámetros avanzados mantuvieron los valores pre-definidos por el software.

Tabla 3.2: Valores de los parámetros avanzados pre-determinados por el algoritmo genético multi-isla.

Parámetro	Valor
Razón de cruce	1
Razón de mutación	0.01
Razón de migración	0.01
Intervalo de migración	5
Población élite	1
Tamaño real del torneo	0.5

3.4.1. Condiciones del MIGA para optimizar AR y LR

Los parámetros del algoritmo MIGA que determinan el número total de iteraciones son los individuos por subpoblación, la cantidad de islas y de iteraciones. Los valores utilizados en la primer etapa se muestran en la Tabla 3.3.

Variables de diseño

Las variables de diseño afectadas por la manipulación del punto de control $P(z, y)$ de la Fig. 3.2 son AR y LR además del ángulo θ . En el primer proceso de optimización,

Tabla 3.3: Valores de los parámetros básicos del algoritmo genético multi-isla utilizados para AR y LR .

Parámetro	Valor
Tamaño de subpoblación	10
Número de islas	4
Número de generaciones	60

solo la coordenada y fue modificada, manteniendo fija a z . Esto dió como resultado que sólomente la AR θ . Las restricciones utilizados para el algoritmo son:

$$0.5 \leq y \leq 1.5 \tag{3.32}$$

El segundo proceso de optimización se manipularon ambas coordenadas y y z dando como resultado las modificaciones de las tres variables geométricas AR , LR y θ . Las restricciones establecidas para el algoritmo son:

$$0.5 \leq y \leq 1.5 \tag{3.33}$$

$$2 \leq z \leq 2.5 \tag{3.34}$$

3.4.2. Condiciones del MIGA para optimizar la configuración y forma

Los parámetros básicos utilizados en esta etapa se muestran en la Tabla 3.4

Tabla 3.4: Valores de los parámetros básicos del algoritmo genético multi-isla utilizados en la segunda etapa .

Parámetro	Valor Divergencia - Ducto	Valor Ducto - Divergencia
Tamaño de subpoblación	2	4
Número de islas	10	10
Número de generaciones	25	15

Variable de Diseño

Para esta etapa se utilizó solo la coordenada en z del punto de control en la figura 3.2 como variable de diseño en las ocho optimizaciones realizadas. Para las optimizaciones de la geometría Divergencia - Ducto la restricción fue la siguiente.

$$1.5 \leq z \leq 3.5 \quad (3.35)$$

Para las optimizaciones de la geometría Diergencia - Ducto la restricción fue:

$$1 \leq z \leq 4 \quad (3.36)$$

Función Rosenbrock para validación del MIGA

Es común utilizar la función Rosenbrock Ec. 3.37 para determinar la efectividad de un algoritmo de optimización. Es una función no convexa y cuenta con muchos mínimos locales lo que hace compleja la tarea de encontrar el mínimo global. Se define de la siguiente manera:

$$f(x) = \sum_{i=1}^{n-1} \left[100(x_{i+1} - x)^2 + (x_i - 1)^2 \right] \quad (3.37)$$

Cuyo mínimo gobal se encuentra en:

$$f(x^*) = 0 \quad (3.38)$$

Con

$$x^* = x_1, \dots, x_n = 1, \dots, 1 \quad (3.39)$$

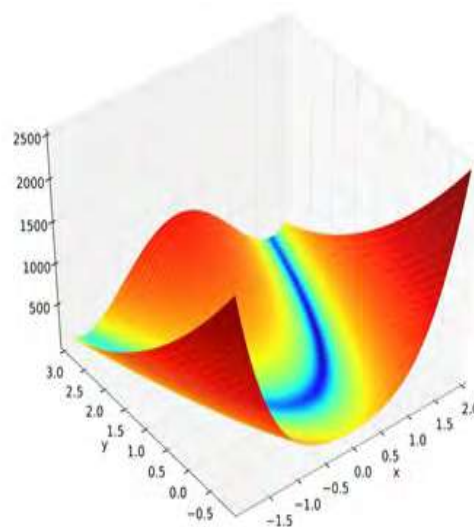


Figura 3.6. Visualización de la función de Rosenbrock, (Wikipedia 2009).

Cada problema de optimización intenta determinar $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ que minimice $f(x)$ sujeto a $g_j(x) \leq 0$ y $l_k(X) = 0$ con $j = 1, 2, \dots, m$ y $k = 1, 2, \dots, p$. Donde X es el vector de diseño y n el número de variables de diseño, $f(x)$ es la función objetivo la cual se puede maximizar o minimizar y $g_j(X)$ y $l_j(X)$ son restricciones de desigualdad e igualdad respectivamente, con j y k el número de cada tipo de restricción. Para el estudio realizado se tiene $n = 10$ y las restricciones para las variables de diseño se utilizan :

$$-10 \leq x_n \leq 10 \tag{3.40}$$

Inicialmente se evaluó la función Rosenbrock dejando los valores predeterminados del algoritmo MIGA. Posteriormente, se modificaron los parámetros de funcionamiento del algoritmo buscando dar mayor diversidad al proceso evolutivo, con el fin de mejorar el rendimiento del algoritmo. Los resultados se muestran en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5: Valores de los parámetros del algoritmo genético multi isla utilizados en el estudio con la función Rosenbrock.

Parámetro	Valor default	Valor modificado
Tamaño de subpoblación	10	10
Número de islas	10	10
Número de generaciones	10	10
Razón de cruza	1	1
Razón de mutación	0.01	0.05
Razón de migración	0.01	0.01
Intervalo de migración	5	1
Tamaño élite	1	1
Tamaño real del torneo	0.5	0.8
Valor óptimo alcanzado	8845	19401

3.5. Función objetivo

El desempeño del tubo de aspiración es representado numéricamente con el coeficiente de recuperación de presión promedio, Cp_m , el cual indica el incremento en presión estática comparado con la energía cinética de un flujo promedio en la entrada, donde valores grandes representan un mejor desempeño, y se define de la siguiente manera:

$$Cp_m = \frac{\frac{1}{A_{out}} \int_{out} p dA - \frac{1}{A_{in}} \int_{in} p dA}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_{in}} \right)^2} \quad (3.41)$$

Donde p es la presión estática, ρ es la densidad del agua, Q el flujo volumétrico, A el área de la sección transversal. Sharan (1976) reescribe la Ec. 3.41 involucrando cantidades ingenieriles.

$$Cp_{sh} = \alpha_{in} \left[1 - \frac{\alpha_{out}/\alpha_{in}}{AR^2} \right] - \frac{\bar{P}_{in} - \bar{P}_{out}}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_{in}} \right)^2} \quad (3.42)$$

\bar{P} es la presión total promedio de una sección transversal, R es el radio, α es el factor de corrección de energía cinética, el cual representa la relación de la energía cinética real en una sección transversal de un flujo interno, con la mínima energía cinética que puede existir a esa razón de flujo. y se define como:

$$\alpha = \frac{1}{A} \int_A \left(\frac{U}{\bar{U}} \right)^3 dA \quad (3.43)$$

En donde U es la velocidad en el elemento diferencial del área, y \bar{U} es la velocidad promedio en la sección transversal.

En la Ec. 3.42 se puede ver que el coeficiente de recuperación promedio depende de dos factores, los perfiles de velocidad a la entrada y a la salida, y la diferencia de presión total a lo largo del tubo de aspiración. El primer término indica la reducción de recuperación de presión debido a la insuficiencia de difusión, y el segundo término indica las pérdidas de energía por disipación debido a los efectos viscosos. De la misma ecuación se puede observar que el desempeño del tubo de aspiración se puede mejorar ya sea obteniendo un flujo uniforme a la salida o mediante la reducción de las pérdidas a lo largo del tubo de aspiración. El segundo término de la ecuación 3.42 también se le conoce como factor de pérdida de energía ζ , el cual cuantifica la energía convertida en una forma que no se puede utilizar, es decir, pérdidas. Considera la pérdida de presión total desde la entrada a la salida en relación con la energía cinética a la entrada.

$$\zeta = \frac{\frac{1}{A_{in}} \int_{in} P_t dA - \frac{1}{A_{out}} \int_{out} P_t dA}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_{in}} \right)^2} \quad (3.44)$$

Donde P_t es la presión total. Se puede observar que reduciendo las pérdidas, Ec. 3.44, se incrementará el Cp , Ec. 3.42. Con esta ecuación se podrá ser más específico en determinar qué factor tiene más influencia en el desempeño del difusor.

Con base a este análisis, en la optimización de las relaciones de área y longitud la función objetivo fue establecida por Cp_m mientras que en la optimización de la configuración y forma de las paredes del difusor la función objetivo fue ζ .

3.6. Cluster de cálculo

Con el fin de aprovechar la habilidad del MIGA de trabajar de manera distribuida y de esta manera poder reducir el tiempo de cómputo necesario para el proceso de optimización debido a la gran cantidad de análisis de DFC que se realizarán, se construyó un cluster de cálculo en el que se llevó a cabo dicho proceso. Inicialmente se montó una red de área local (LAN) necesaria para la comunicación en el cluster. Posteriormente se realizaron las configuraciones necesarias en cada nodo utilizando Windows HPC Server 2012. Se estableció una computadora de escritorio como nodo maestro, y se configuraron diez nodos estaciones de trabajo. La arquitectura utilizada para la configuración, se muestra en la Figura 3.7.

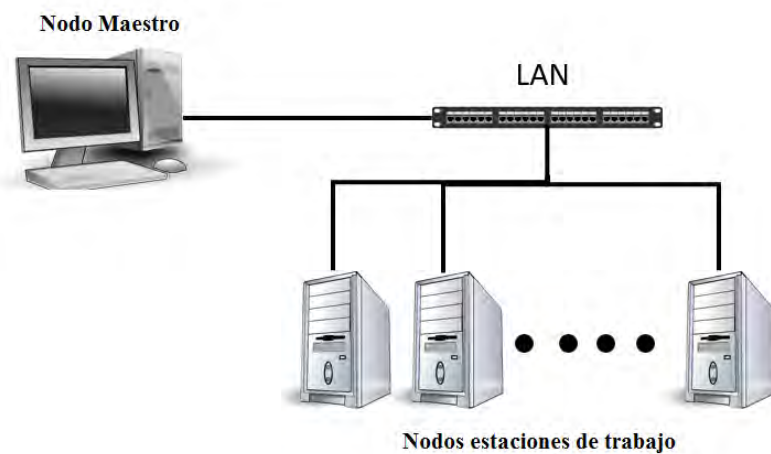


Figura 3.7. Arquitectura usada en el cluster de cálculo empleado para el proceso de optimización geométrica del tubo de aspiración

El cluster se construyó por etapas el cuál finalmente cuenta con un nodo maestro de 12 Gb de RAM, un procesador Intel i7 de 8 núcleos a 2.5 Ghz y 1 Tb de disco duro, el cual administra la optimización sin realizar ningún trabajo de cálculo, su función principal es la de distribuir el trabajo a las estaciones de trabajo disponibles. Para realizar el proceso de optimización el cluster cuenta con diez nodos cada uno con 16 GB de RAM, un procesador AMD fx800 de 8 núcleos a 4 Ghz y 250 Gb de disco duro en estado sólido. La velocidad de transferencia de datos entre el equipo es de 1 Gb/s. El hardware antes mencionado y la arquitectura utilizada da una potencia de calculo de X Tb/s. Se espera que mejorando la velocidad de conectividad se pueda lograr una mayor potencia de cálculo.

De esta forma, en este capítulo se ha detallado cada paso del proceso de optimización establecido y las razones por las cuales el acoplamiento de diferente *software* multidisciplinario manipulados por un algoritmo distribuido puede ser capaz de encontrar, en un amplio espacio de diseño, la geometría del difusor que mejor condicione el flujo para alcanzar su maximo rendimiento. En el siguiente capítulo se presentarán las optimiza-



Figura 3.8. Estaciones de trabajo del cluster de cálculo construido para el trabajo de optimización

ciones alcanzadas con la metodología descrita así como el análisis del flujo resultado de las modificaciones de los parámetros geométricos del difusor.

Capítulo 4

Resultados y Análisis

En este capítulo se presentarán y analizarán los resultados obtenidos para las optimizaciones ejecutadas utilizando la metodología previamente descrita. El acoplamiento de varios softwares multi-disciplinarios y la programación en la secuencia del proceso ha sido la base para determinar la mejor geometría del difusor la cual permita desarrollar el flujo en este ducto con el que alcance su mayor rendimiento.

El análisis, de forma cuantitativa y cualitativa, se realiza en el flujo desarrollado en los difusores que alcanzaron los mejores rendimientos durante los procesos de optimización. La comparación con el flujo en el tubo de aspiración de geometría original y con el difusor cual le ha sido optimizado el flujo de entrada, ha permitido conocer los efectos fluido-dinámicos que más afectan el rendimiento de un difusor. La Tabla 4.1 presenta el compendio de procesos de optimizaciones ejecutadas para el diseño del cono del tubo de aspiración. Se seleccionaron tres configuraciones para las cuales se usaron restricciones en las variables de diseño así como diferentes formas de pared.

Tabla 4.1: Compendio de las optimizaciones ejecutadas en el presente trabajo.

Configuración	LR	AR	Pared
Etapa 1			
Divergencia - Ducto	cte	var	Recta
Divergencia - Ducto	var	var	Recta
Etapa 2			
Divergencia - Ducto	var	cte	Recta, Logarítmica, Hipérbola, Hipérbola de Prâsil
Ducto - Divergencia	var	cte	
Divergencia	-	cte	

4.1. Resultados

Con el fin de generar diferentes geometrías del difusor, un archivo de instrucciones controla el proceso automático de optimización. Cada geometría es evaluada a través

de la DFC, obteniendo los campos de presión y velocidad. Estos resultados se procesan para obtener el valor de la función objetivo. El comportamiento de la función objetivo durante el proceso de optimización, los valores de los parámetros geométricos y de desempeño del cono cuando la maximización de la función objetivo fué alcanzada así como las geometrías resultantes serán presentadas en esta sección.

4.1.1. Historial del proceso de optimización

Optimización AR - LR

El primer estudio se realizó modificando el punto de control $P(y_i, z_i)$ a lo largo de la coordenada y , lo que dió como resultado la variación del parámetro AR . La Fig. 4.1(a) indica que la convergencia del proceso se alcanzó con un valor del $Cp_m = 0.9055$ después de 2400 evaluaciones. Esta sola abertura de la divergencia permitió encontrar el ángulo exacto de divergencia para el perfil de velocidad de entrada, modificando solo la relación de áreas (AR). La Fig. 4.1(b) muestra la historia de la función objetivo cuando el punto de control se manipula en el plano $y - z$, es decir, cambiando la relación de área (AR) y de longitud (LR). En este caso solo se necesitaron 360 iteraciones para alcanzar el máximo valor de $Cp_m = 0.9076$.

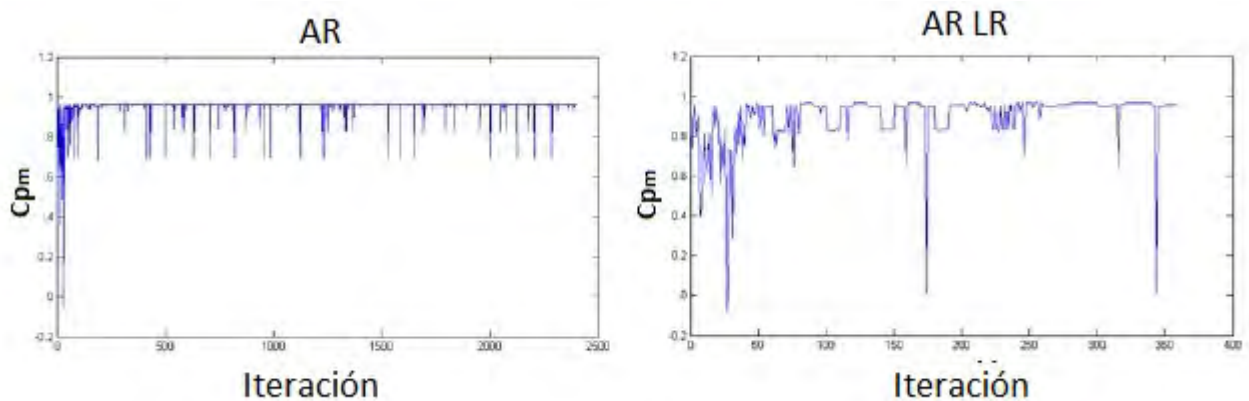


Figura 4.1. Historial del valor de la función objetivo en el proceso de optimización con las relaciones de área AR y longitud LR como variables de diseño manipulando el punto de control P .

Optimización de configuración y de forma de la pared del difusor

Siguiendo el procedimiento establecido en la Tabla 4.1, se presentan los resultados de la optimización de la configuración de forma, la relación de longitud y la curvatura de la pared del difusor. En esta etapa del diseño, la función objetivo fue la pérdida de energía, (ζ) , y la única variable de diseño fue LR .

En la Fig. 4.2 se presenta el comportamiento de la función objetivo durante el proceso de optimización para cada caso con configuración Divergencia - Ducto. En esta ocasión

se buscó minimizar la función objetivo, es por eso su tendencia hacia cero. Se realizaron cuatro procesos de optimización, uno para cada tipo de pared (Recta, Logarítmica, Hipérbolica e Hipérbolica de Prâsil), con 500 iteraciones cada una. Es decir que en total, la configuración Divergencia - Ducto necesitó 2000 evaluaciones de DFC y es aquí donde radica la importancia de la distribución y paralelización de los cálculos así como de la reducción en el número de parámetros de diseño manejados por el algoritmo de optimización.

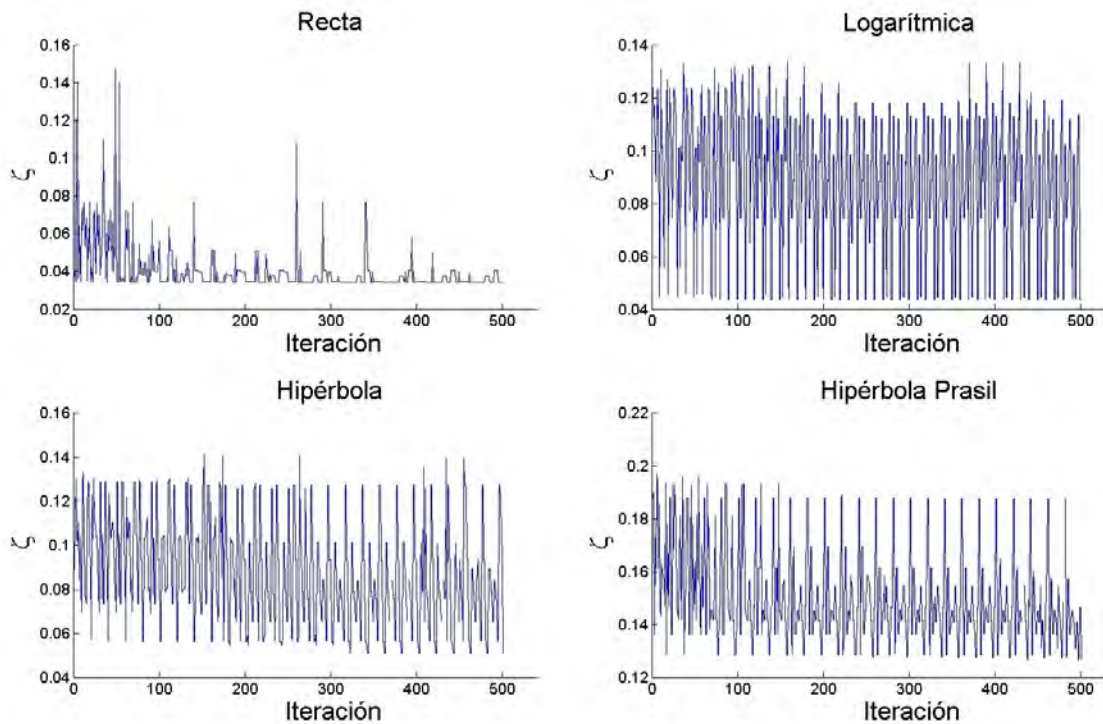


Figura 4.2. Historial del valor de la función objetivo en el proceso de optimización para la configuración Divergencia - Ducto, con cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.

En la Fig. 4.3 se observa el comportamiento de la función objetivo durante los procesos de optimización, para cada caso de optimización con configuración Ducto - Divergencia en el tubo de aspiración. De igual manera, se buscó minimizar la función objetivo. En esta ocasión se realizaron 600 iteraciones por optimización dando un total de 2400 estudios de DFC. En total 5360 estudios se realizaron para el proceso de optimización geométrica del tubo de aspiración.

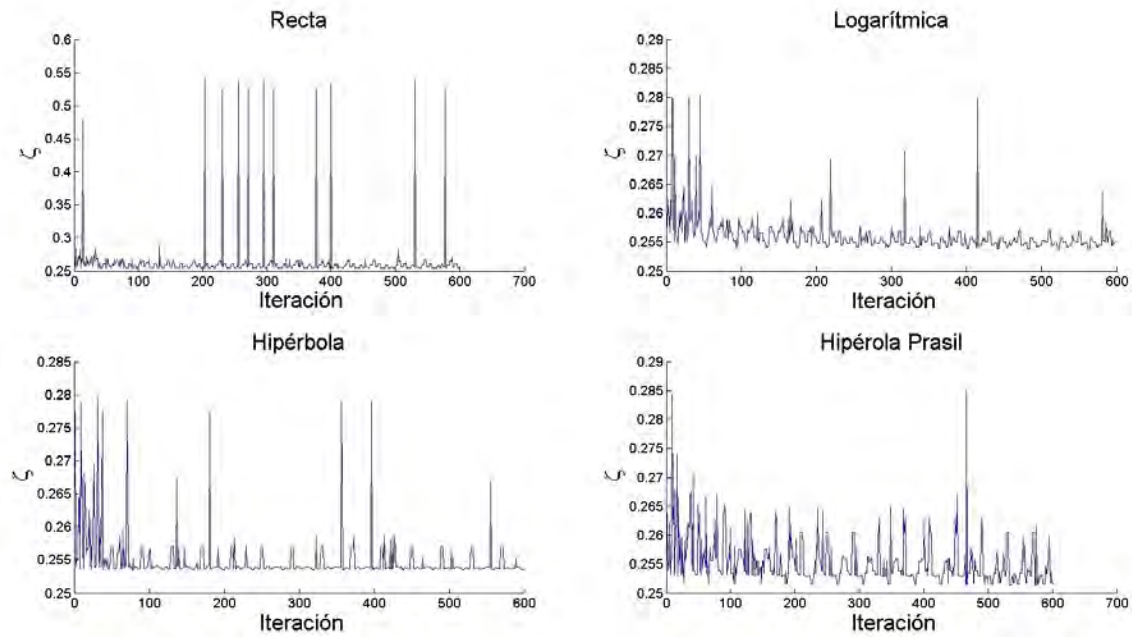


Figura 4.3. Historial del valor de la función objetivo en el proceso de optimización para la configuración Ducto - Divergencia, con cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.

4.1.2. Parámetros y valores de desempeño para las geometrías óptimas resultantes

Optimización AR LR

La Tabla 4.2 compara los valores del Cp_m alcanzados en cada proceso de optimización en contra de la geometría original y cuando solo se optimizó el perfil de velocidad de entrada, (Galván et al. 2015). También presenta los parámetros geométricos finales del difusor alcanzados mediante la manipulación del punto de control a través del algoritmo genético Multi-Isla. Aunque el difusor original es un diseño optimizado, el valor final de la función objetivo para cada geometría optimizada fue mayor que el valor de la geometría original. Por lo tanto el proceso de optimización fue capaz de obtener un incremento adicional en el desempeño del difusor alrededor de 1.55 % y de 1.79 %.

Tabla 4.2: Resultados cuantitativos del proceso de optimización con las relaciones de área AR y longitud LR como variables de diseño.

Configuración	Cp_m	ζ	Cp_{sh}	$\alpha_{out} / \alpha_{in}$	AR	LR	θ	Ganancia (%)
Original	0.8916	0.0353	0.8586	1.31	4	2.27	12.01	-
y	0.9055	0.0359	0.8992	1.15	4.41	2.27	13.17	1.55
$z - y$	0.9076	0.0363	0.9001	1.19	4.53	2.20	13.10	1.79

En donde

$$Ganancia = \frac{Cp_{optimizado} - Cp_{original}}{Cp_{original}} \times 100 \quad (4.1)$$

Los nuevos parámetros geométricos AR y θ obtenidos por el proceso automático de optimización muestran un cambio considerable respecto al valor original. LR presenta una reducción de su valor original, lo que indica que aumentó la parte divergente del cono. Cp_{Sh} hace ver que el coeficiente de recuperación de presión depende de la uniformidad de los perfiles de velocidad $\alpha_{out} / \alpha_{in}$, y de las pérdidas de presión total a lo largo del difusor ζ y es obtenida en base a la Ec. 2.17. En esta optimización sólo se manipuló un punto de control lo que redujo de manera considerable el costo computacional del proceso de optimización.

Configuración de forma y curvatura de la pared

La Tabla 4.3 muestra los valores obtenidos así como los parámetros geométricos óptimos para cada curvatura de pared con configuración Divergencia - Ducto. Las ganancias son negativas excepto cuando la pared es recta. Grandes valores del parámetro LR dan configuraciones donde el ducto es dominante. También los valores que definen la uniformidad del flujo son grandes lo que significa difusión de energía.

Tabla 4.3: Resultados cuantitativos del proceso de optimización con la configuración Divergencia - Ducto para cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.

Configuración	CP_m	ζ	Cp_{Sh}	$\alpha_{out} / \alpha_{in}$	AR	LR	θ	Ganancia (%)
Original	0.8916	0.0353	0.8586	1.31	4	2.27	12.01	-
Divergencia - Ducto								
Recta	0.8944	0.0341	0.8635	1.21	4	2.37	12.51	0.31
Logarítmica	0.8804	0.0453	0.856	1.40	4	3.34	17.37	-1.25
Hipérbola	0.8739	0.0507	0.8490	1.47	4	3.48	18.05	-1.98
Prâsil	0.7914	0.1265	0.7533	1.97	4	3.51	18.16	-11.23

De la misma manera, la Tabla 4.4 muestra los resultados obtenidos para la configuración Ducto - Divergencia. Aquí altos valores de LR significan que la configuración tiende a reducir el ducto a la entrada del aspirador. Esta configuración también incrementa notoriamente la no uniformidad del flujo provocando considerables pérdidas de energía.

Tabla 4.4: Resultados cuantitativos del proceso de optimización con la configuración Divergencia - Ducto para cada tipo de pared, utilizando LR como variable de diseño.

Configuración	CP_m	ζ	Cp_{Sh}	$\alpha_{out} / \alpha_{in}$	AR	LR	θ	Ganancia (%)
Original	0.8916	0.0353	0.8586	1.31	4	2.27	12.01	-
Ducto - Divergencia								
Recta	0.6304	0.2551	0.4770	4.26	4	5.34	26.56	-29.29
Logarítmica	0.6258	0.2538	0.4447	4.80	4	4.91	24.65	-29.81
Hipérbola	0.6258	0.2535	0.4394	4.88	4	4.87	24.47	-29.81
Prâsil	0.6244	0.2514	0.4967	4.01	4	4.83	24.33	-29.96

Como complemento del estudio se llevaron a cabo cuatro análisis independientes en donde el tubo de aspiración se compone únicamente por un cono divergente de longitud igual a la del tubo de aspiración donde LR y AR son constantes. Los parámetros obtenidos se exhiben en la Tabla 4.5. Los altos valores en las relaciones de perfiles de velocidad axial entre la entrada y salida del aspirador provocan también pérdidas de energía considerable.

Tabla 4.5: Resultados cuantitativos de los estudios en donde la geometría es formada únicamente por un cono divergente.

Configuración	CP_m	ζ	Cp_{Sh}	$\alpha_{out} / \alpha_{in}$	AR	LR	θ	Ganancia (%)
Original	0.8916	0.0353	0.8586	1.31	4	2.27	12.01	-
Divergencia								
Recta	0.7738	0.1270	0.6802	2.81	4	1.0	5.33	-13.21
Logarítmica	0.7160	0.1743	0.5979	3.39	4	1.0	5.33	-19.69
Hipérbola	0.7067	0.1810	0.5853	3.49	4	1.0	5.33	-20.73
Prâsil	0.6636	0.2108	0.5529	3.54	4	1.0	5.33	-25.57

4.1.3. Geometrías

A continuación se presentan las geometrías del tubo de aspiración óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como las cuatro geometrías formadas por un cono divergente de longitud igual a la longitud total.

Optimización AR - LR

En la Fig. 4.4 se observan las geometrías óptimas resultantes para las optimizaciones con la parametrización geométrica utilizando un punto de control. Se observa que sólo

pequeños cambios geométricos resultan en mejoras del desempeño del tubo de aspiración.

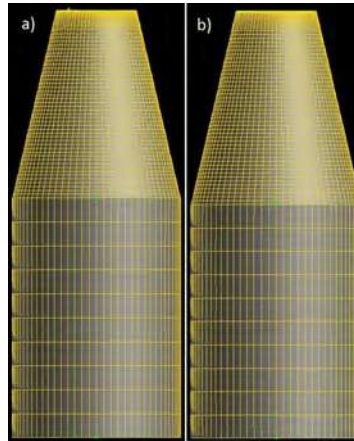


Figura 4.4. Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con variables de diseño: a) AR b) $AR - LR$

Optimización de configuración y de forma de las paredes del difusor

En la Fig. 4.5 se observa que para los tubos de aspiración con configuración Divergencia - Ducto, y con paredes curvas, la tendencia fue a reducir la longitud del cono, es decir incrementar LR . Con la misma configuración, y pared recta, el resultado fue similar a las optimizaciones con el punto de control.

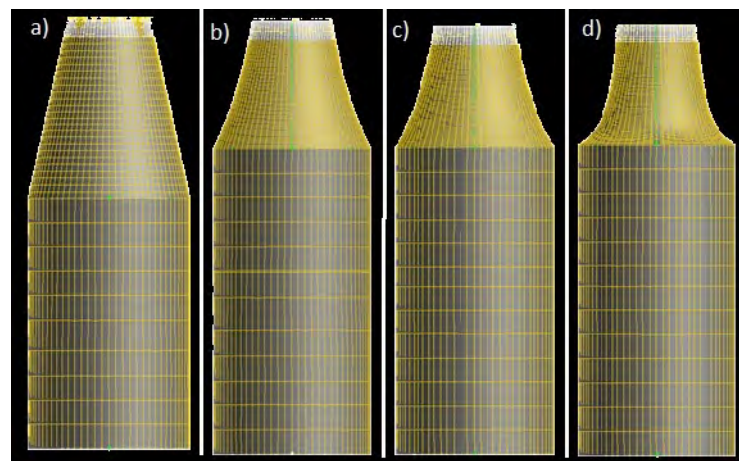


Figura 4.5. Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con configuración Divergencia - Ducto: a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil.

En la Fig. 4.6 se observa que en la configuración Ducto - Divergencia, la tendencia fue la misma en todos los tipos de pared, disminuyendo la longitud del ducto inicial hasta su mínimo valor permitido por la restricción. Por consiguiente, la divergencia que es la segunda parte del tubo de aspiración en esta configuración, tiende a incrementar su tamaño.

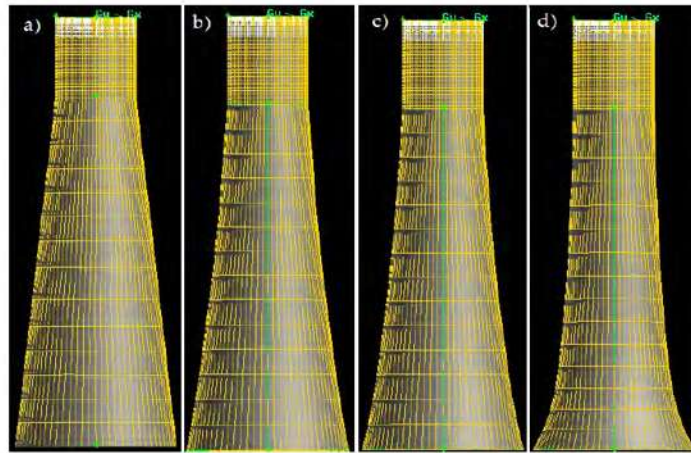


Figura 4.6. Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con configuración Ducto - Divergencia: a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil.

La Fig. 4.7 muestra las geometrías estudiadas que son formadas sólo por un cono divergente, cada una con diferente curvatura en la pared.

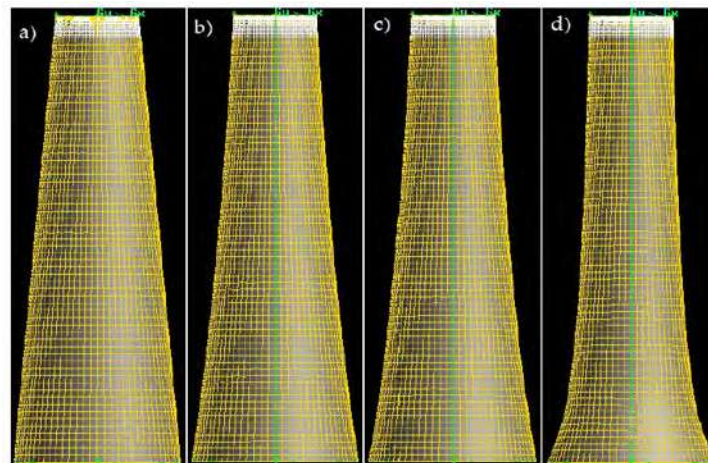


Figura 4.7. Geometrías del tubo de aspiración con sólo divergencia, a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil.

4.2. Análisis Cuantitativo

El análisis cuantitativo del flujo se lleva a cabo utilizando las cantidades ingenieriles del tubo de aspiración las cuales describen la uniformidad del flujo tanto de forma axial como tangencial, el comportamiento del momentum y la intensidad de giro a lo largo del tubo de aspiración. Estos valores se presentan en la entrada, en el plano dónde la geometría sufre el cambio de divergencia a ducto o viceversa dependiendo la configuración, y en la sección de salida del aspirador. Los resultados son para las geometrías óptimas de acuerdo a la Tabla 4.1.

4.2.1. Factor de corrección de energía cinética axial

El factor de corrección de energía cinética axial es una forma de cuantificar la uniformidad del perfil de flujo axial en la sección de referencia y esta dado por la Ec. 4.2

$$\alpha_{ax} = \frac{1}{AV^3} \int_A u^3 dA \quad (4.2)$$

Donde A es el área de referencia, V la velocidad promedio en la sección y u la velocidad axial de un area diferencial, dA , el área del elemento diferencial.

La Fig. 4.8 grafica los valores del factor de corrección de energía cinética α_{ax} para la geometría original así como para todos los procesos de optimización y los casos especiales de geometrías formadas solo por un cono divergente. Valores altos en este parámetro representa perfiles no uniformes, por lo que son deseados valores cercanos a la unidad. Es posible notar como una de las principales funciones del ducto es uniformizar el perfil de velocidad axial y da mejores resultados colocado después de la divergencia. Si se coloca previo a la divergencia no podrá cumplir esta función y el perfil a la salida estará altamente distorsionado.

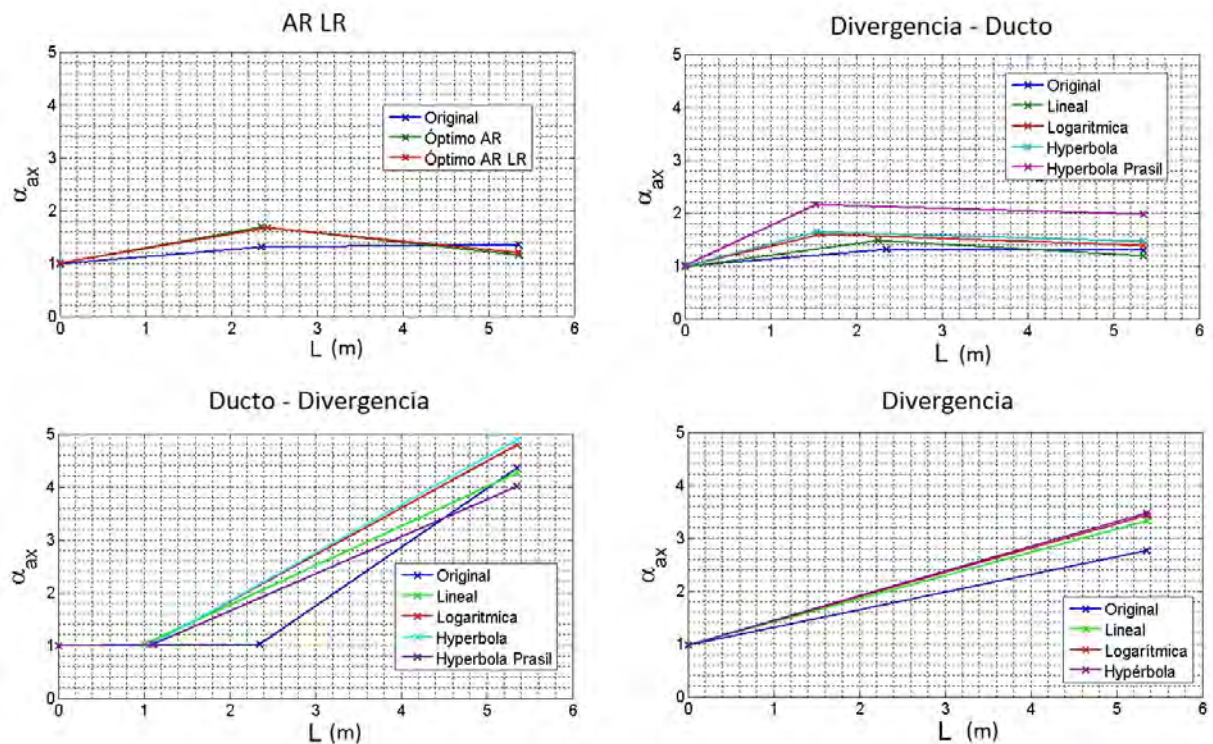


Figura 4.8. Factor de corrección de energía cinética axial para la geometría original y las óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.

4.2.2. Factor de corrección de energía cinética tangencial

De igual manera la Ec. 4.3 se puede interpretar como la uniformidad flujo, pero en este caso, del perfil de velocidad tangencial, siendo w la velocidad tangencial del elemento diferencial.

$$\alpha_{tg} = \frac{1}{AV^3} \int_A w^2 u dA \quad (4.3)$$

En la Fig. 4.9 se muestran los valores del factor de corrección de energía cinética tangencial α_{tg} para la geometría original así como para todos los procesos de optimización y los casos especiales de geometrías formadas solo por un cono divergente. Se puede observar de esta figura como, para la optimización con la variable de diseño AR , α_{tg} continúa con un ligero incremento después de la zona de transición de divergencia a ducto, a diferencia de los demás casos donde disminuye. En este caso el ducto también cumple con el objetivo de uniformizar el flujo tangencialmente, es por eso que para la configuración Ducto - Divergencia y en los casos en donde sólo existe el cono divergente, se tiene un perfil altamente distorsionado a la salida.

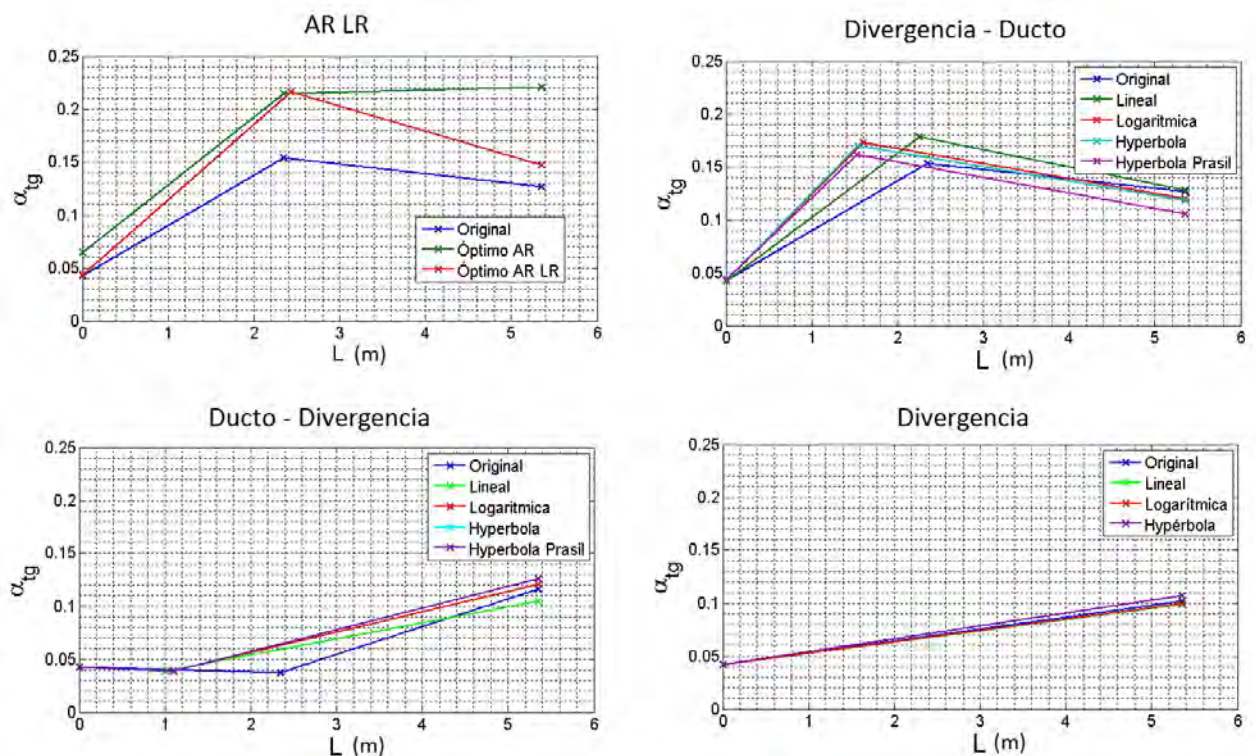


Figura 4.9. Factor de corrección de energía cinética tangencial para la geometría original y las óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.

4.2.3. Factor de Momentum

La ecuación 4.4 describe el comportamiento del momentum en la sección definida.

$$\beta = \frac{1}{AV^2} \int_A u^2 dA \quad (4.4)$$

En la Fig. 4.10 se muestran graficados los valores del factor de momentum β para la geometría original así como para todos los procesos de optimización y los casos especiales de geometrías formadas solo por un cono divergente. Se observa de la Fig 4.10 que para las geometrías óptimas resultantes de los procesos de optimización que tienen AR y $AR - LR$ como variables de diseño, el valor del factor de momentum crece considerablemente en la sección de transición de divergencia a ducto, sin embargo, a la salida su valor se reduce más que el valor en la misma zona para la geometría original. En el caso de las optimizaciones con configuración Divergencia- Ducto, esto solo ocurre con la geometría de pared recta para el cono difusor. En los procesos de optimización con configuración Ducto - Divergencia, así como en las geometrías formadas solo por un cono difusor, el valor del momentum crece a lo largo de la divergencia lo que ocasiona valores elevados en la sección de salida.

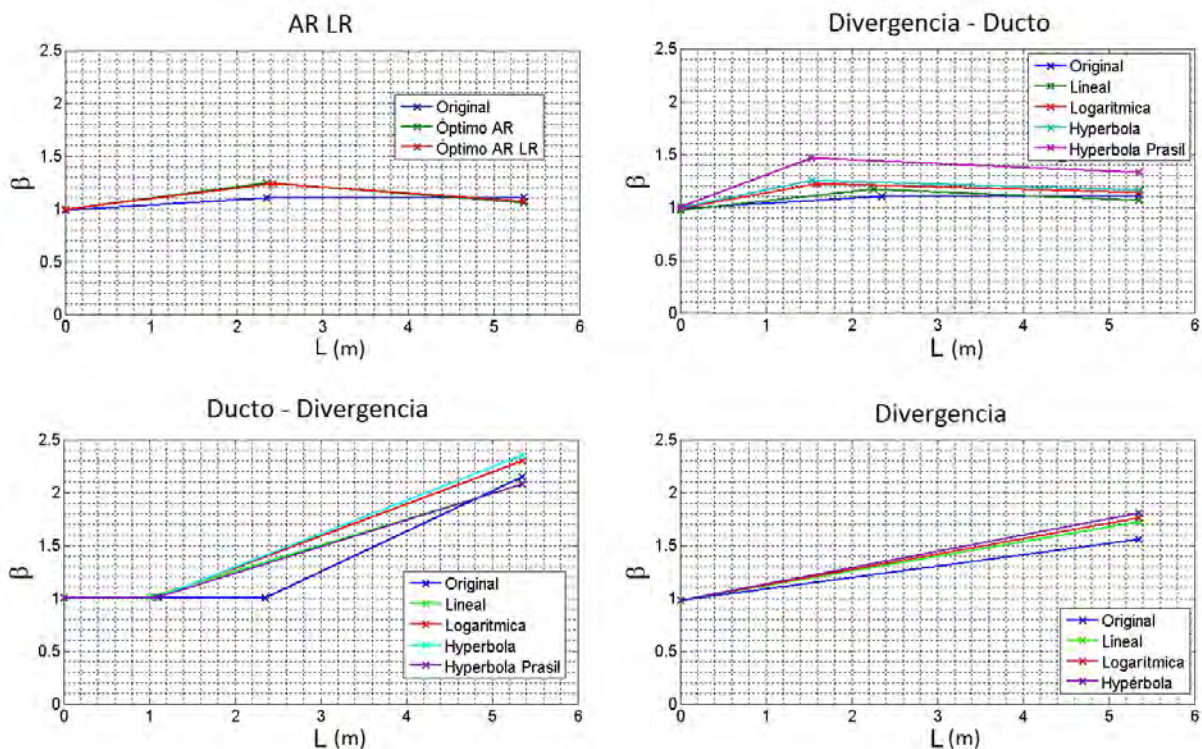


Figura 4.10. Factor de momentum para la geometría original y las óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.

4.2.4. Intensidad de giro

Con la ecuación 4.5 se determina la intensidad de giro S del flujo en las tres secciones de interés: a la entrada, cambio de configuración y a la salida del tubo de aspiración. Dónde R es el radio de la sección, ρ la densidad, V_a la velocidad axial, V_t la velocidad tangencial.

$$S = \frac{\int_0^R (\rho V_a)(r V_t) r dr}{R \int_0^R (\rho V_a)(r V_a) dr} \quad (4.5)$$

En la Fig. 4.11 se muestran graficados los valores de la intensidad de giro S para la geometría original, así como para todos los procesos de optimización y los casos especiales de geometrías formadas solo por un cono divergente. Se puede observar que para la geometría original del tubo de aspiración, este valor incrementa en la zona divergente y reduce en la zona del ducto. Por el contrario, para las geometrías resultantes de los procesos de optimización con variables de diseño AR y $AR - LR$ y con configuración Divergencia - Ducto, la intensidad de giro crece continuamente a lo largo de la longitud total del tubo de aspiración. En la zona divergente este parámetro tiene un crecimiento más pronunciado, y, aunque continúa creciendo en el ducto, su crecimiento se reduce.

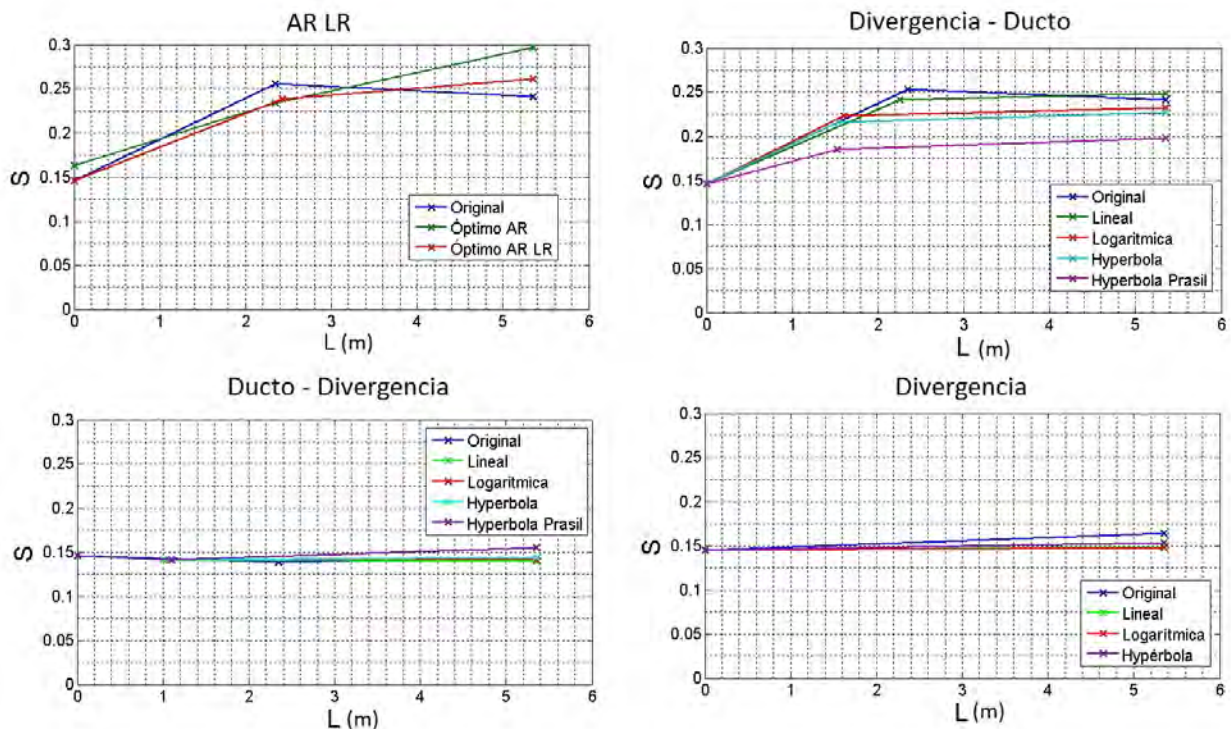


Figura 4.11. Intensidad de giro del flujo para la geometría original y las geometrías óptimas resultantes en cada proceso de optimización, así como para los casos de solo divergencia.

Para las geometrías resultantes de los procesos de optimización con configuración Ducto - Divergencia, se tiene una reducción de S en el ducto inicial para todos los casos, y posteriormente un crecimiento pronunciado para las geometrías con cono difusor de curvatura hiperbólica y para la geometría con parámetros geométricos similares a la original. En la geometría con divergencia con curvatura logarítmica e hiperbólica el crecimiento es poco a lo largo de la divergencia y para la geometría con divergencia recta, se llega a tener un decremento de S .

El análisis cuantitativo en forma gráfica en las tres zonas de interés permite determinar la influencia de las características geométricas de cada tubo de aspiración estudiado, en la uniformidad del flujo, así como el momentum y la intensidad de giro del mismo ayudando a determinar y comprender cómo influyen en el desempeño cada uno de los parámetros geométricos obtenidos en la optimización.

Es importante mencionar que los comportamientos observados en las Figs. 4.9 a 4.11, de cómo influyen las características geométricas de los tubos de aspiración estudiados en las cantidades ingenieriles, no son absolutos; es decir, su efecto sobre las cantidades ingenieriles depende, entre otros factores, principalmente de las características del perfil de velocidad de entrada. Si se cambiara el perfil de velocidad de entrada, aunque se estudiaran las mismas geometrías, se esperarían resultados diferentes.

4.3. Análisis Cualitativo

Para realizar un análisis cualitativo del flujo dentro del tubo de aspiración, se utilizan líneas de corriente axiales y tangenciales, contornos de velocidad axial a lo largo del tubo de aspiración, contornos de presión en tres secciones de interés: a la entrada, en la zona de cambio de divergencia a ducto o viceversa, y a la salida, ya que al observar los fenómenos del flujo en estas tres secciones, se puede generar una idea general de cómo varían a través del trayecto en el tubo de aspiración y cómo afecta cada parte del mismo al flujo. Por último contornos de energía cinética. Esto para poder realizar una interpretación del comportamiento del flujo y sus características de mayor interés para el presente estudio.

4.3.1. Líneas de corriente

Las líneas de corriente son tangentes a los vectores de velocidad a lo largo del tubo de aspiración. Las Figs. 4.12 a 4.19 muestran el comportamiento de la velocidad axial del flujo en el tubo de aspiración en un plano medio vertical y en tres secciones de interés en planos horizontales, normales a la velocidad axial.

Optimización AR - LR

En las Fig. 4.12 se muestran las líneas de corrientes en un plano medio vertical, para la geometría original del tubo de aspiración y las óptimas resultantes de los procesos de optimización con las variables de diseño *AR* y *LR*. Es posible observar ligeras variaciones en la distribución de la velocidad axial, principalmente cerca de las paredes al finalizar la divergencia. Se observa que, en la transición de divergencia a ducto en las geometrías optimizadas, existe un crecimiento en la capa límite, sin embargo, este fenómeno no afecta negativamente en el desempeño ya que no se aprecia un desprendimiento de la misma corriente abajo.

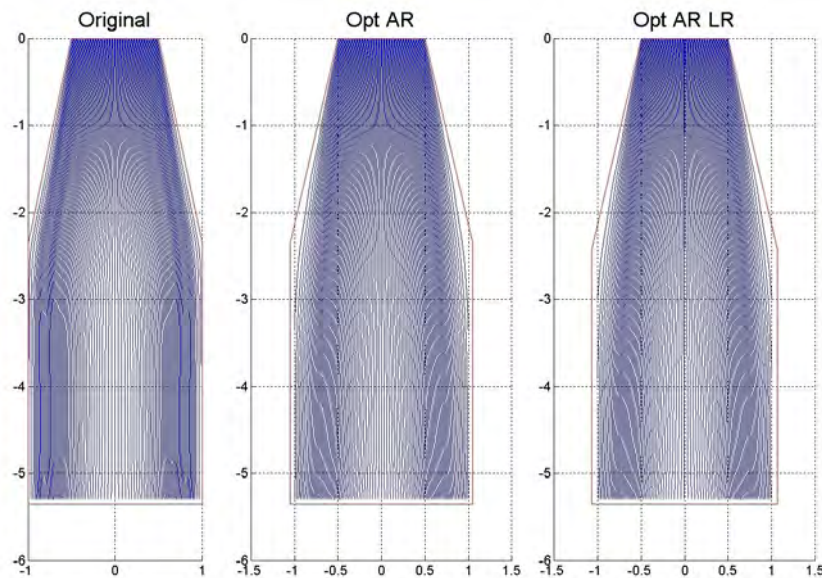


Figura 4.12. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en la sección meridional de las geometrías optimizadas en los procesos de optimización con variables de diseño *AR* y *LR*.

La Fig. 4.13 muestra las líneas de corriente y vectores de velocidad de la velocidad tangencial, en planos horizontales a la entrada, al finalizar la divergencia y a la salida. Aquí se observan mayor intensidad en la velocidad del fluido principalmente de la sección media y a la salida de las geometrías optimizadas, lo que ayudaría al flujo a mantenerse cerca de la pared, evitando el desprendimiento de la capa límite.

Configuración y forma de pared

Siguiendo el orden, se presentan las líneas de corriente para las optimizaciones con diferentes curvaturas para la pared con configuración Divergencia - Ducto. En la Fig. 4.14 se observan las líneas de corriente en el plano meridional para las geometrías óptimas. Es posible observar como la curvatura de la pared en la divergencia afecta en gran medida la distribución de la velocidad axial en el ducto del tubo de aspiración, llegando incluso

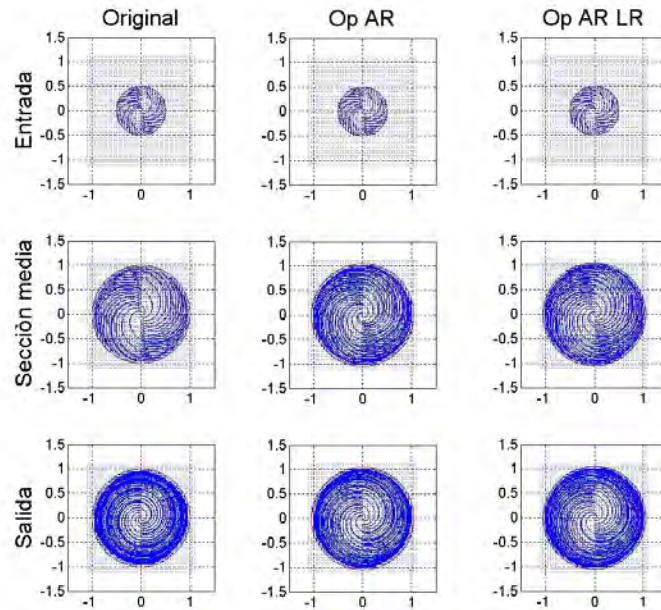


Figura 4.13. Líneas de corriente estimadas en dirección radial y tangencial, en planos transversales de las geometrías optimizadas en los procesos de optimización con variables de diseño *AR* y *LR*.

a generar un intenso vórtice en el tubo de aspiración con pared en forma de hipérbola de Prâsil.

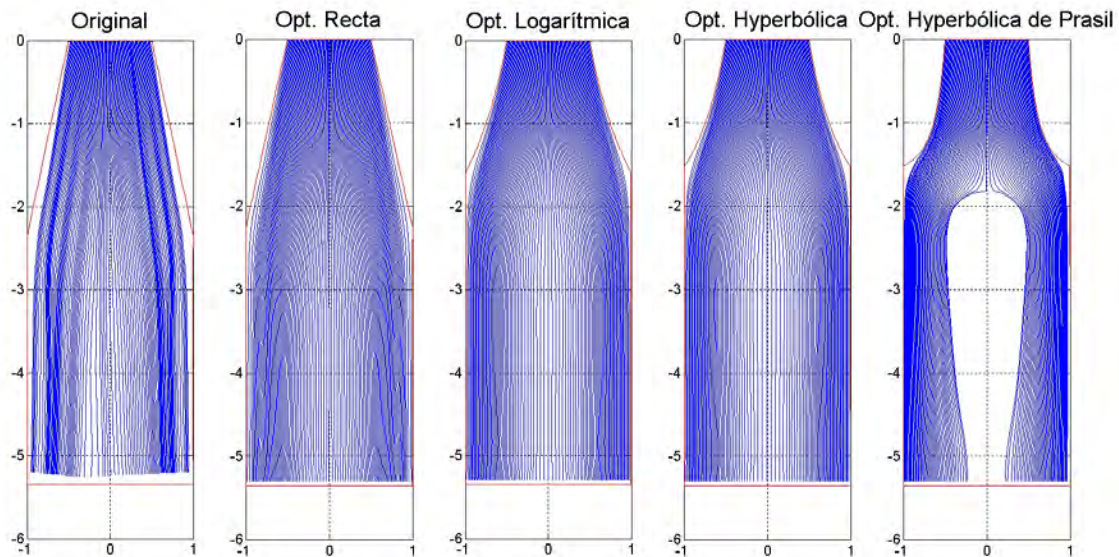


Figura 4.14. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en la sección meridional de las geometrías optimizadas con configuración Divergencia - Ducto.

En la Fig. 4.15 se muestran las líneas de corriente para los vectores de la velocidad radial y tangencial en planos horizontales. Se observa, nuevamente la modificación drástica del comportamiento del flujo con un intenso vórtice en el aspirador con pared en forma de hipérbola de Prâsil.

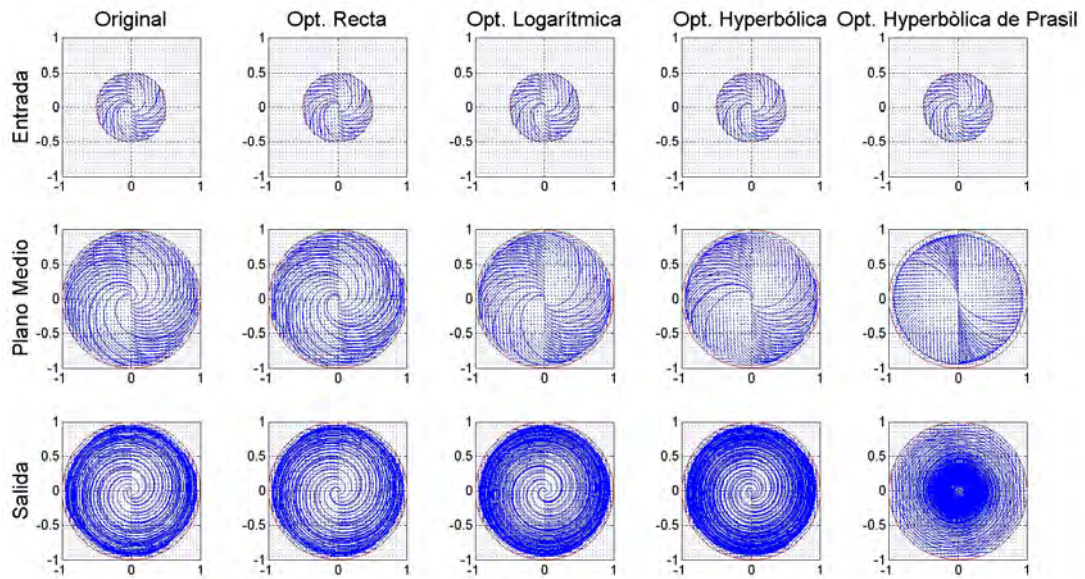


Figura 4.15. Líneas de corriente estimadas en dirección radial y tangencial, en las secciones horizontales de las geometrías optimizadas con configuración Divergencia - Ducto.

En las Fig. 4.16 se muestran las líneas de corriente para las geometrías óptimas resultantes en los procesos de optimización con la configuración Ducto - Divergencia. La geometría denominada como original hace referencia a un tubo de aspiración que mantiene los parámetros geométricos AR y LR sólo cambiando la configuración. Es importante observar como el estancamiento de la velocidad del fluido es disminuida por la reducción del ducto.

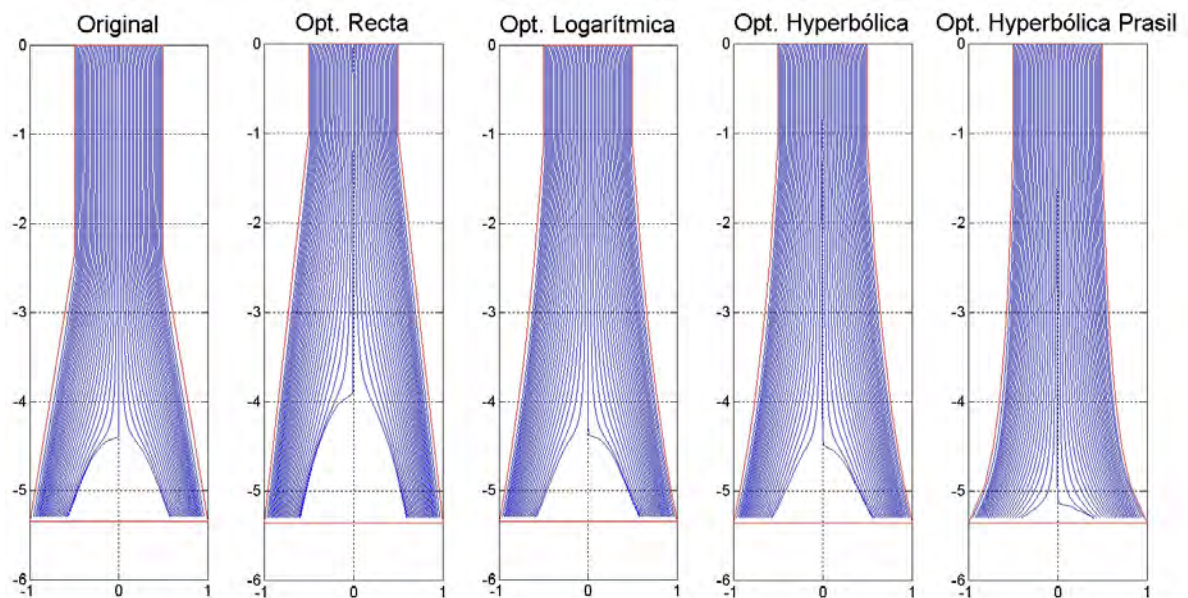


Figura 4.16. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en la sección meridional de las geometrías optimizadas con configuración Ducto - Divergencia.

La Fig. 4.17 presenta como la intensidad de las líneas de corriente para la configu-

ración Ducto - Divergencia se intensifican en el cambio de sección. Hacia la salida esta intensidad disminuye coincidiendo en el centro de la sección con la desaparición de este flujo secundario.

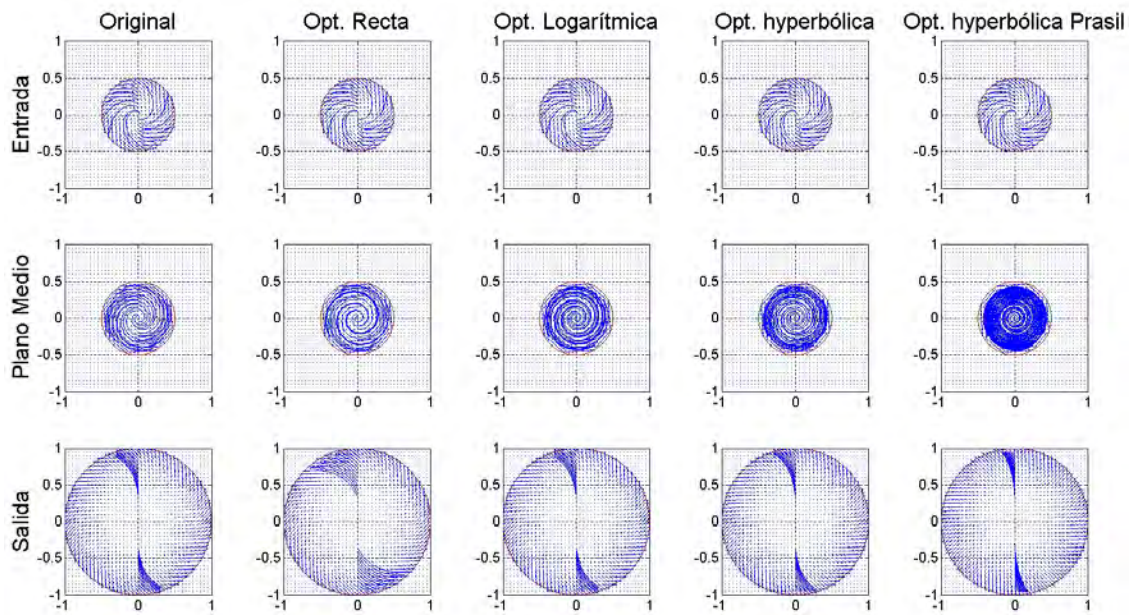


Figura 4.17. Líneas de corriente estimadas en las secciones horizontales de las geometrías optimizadas con configuración Ducto - Divergencia .

Finalmente en las Figs. 4.18 y 4.19 se muestran las líneas de corriente para los casos en donde el tubo de aspiración se compone únicamente por un cono divergente. Es posible apreciar como al final de cada geometría se forma una zona de estancamiento, afectando directamente en el desempeño del tubo de aspiración.

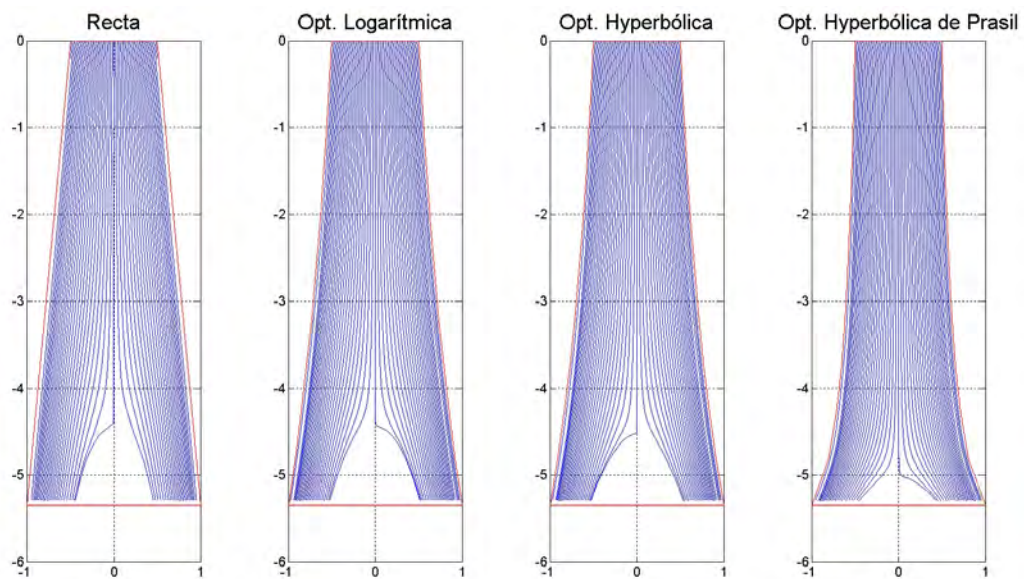


Figura 4.18. Líneas de corriente estimadas en dirección axial, en un plano medio vertical para cada geometría formada solo por divergencia.

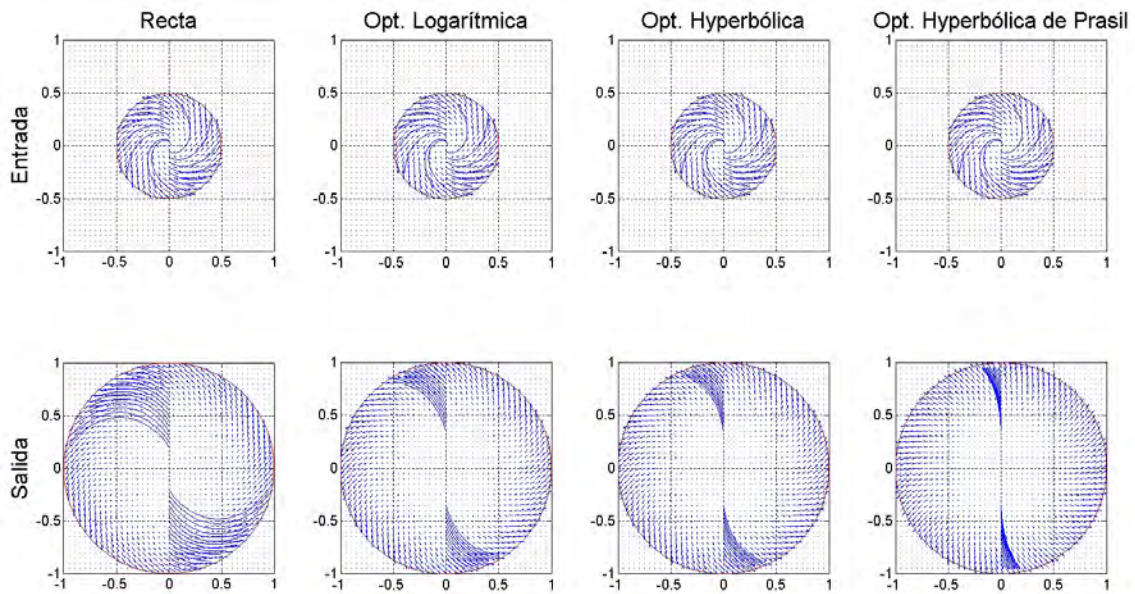


Figura 4.19. Líneas de corriente estimadas en dirección radial y tangencial, en planos horizontales a la entrada y la salida para cada geometría formada solo por divergencia

4.3.2. Velocidad Axial

Como parte del análisis cualitativo del flujo, en esta parte se analiza cualitativamente los contornos de la velocidad axial en cada geometría optimizada.

Optimización AR LR

En la Fig. 4.20 se observa la comparación de los contornos de la velocidad axial en un plano medio a lo largo de cada geometría. Es posible observar la distribución hacia las paredes de la geometría original, sin embargo las óptimas resultantes de las optimizaciones para *AR* y *LR*, cuentan con un incremento de velocidad axial en el centro comparado con la geometría original. Por otra parte, en la geometría a la que se le optimizó el perfil de velocidades, se observa claramente un marcado incremento en la velocidad axial en el centro del tubo de aspiración.

Configuración y forma de pared

Nuevamente es posible observar en la Fig.4.21 como la curvatura de la pared del cono divergente afecta la velocidad axial de manera considerable, impactando negativamente en el desempeño del tubo de aspiración ya que se genera una reducción del componente axial de la velocidad en el centro del tubo de aspiración, perjudicando a uniformidad del flujo.

En las Figs. 4.22 y 4.23 se muestran los contornos de velocidad axial para las geometrías óptimas resultantes para cada tipo de pared de los procesos de optimización con

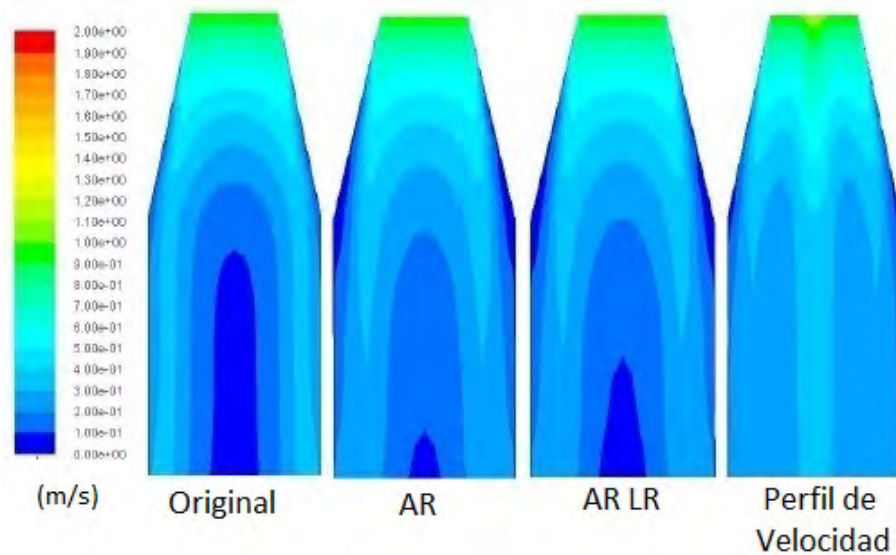


Figura 4.20. Contornos estimados del componente axial de la velocidad (m/s) en un plano meridional para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización con AR y LR como variables de diseño.

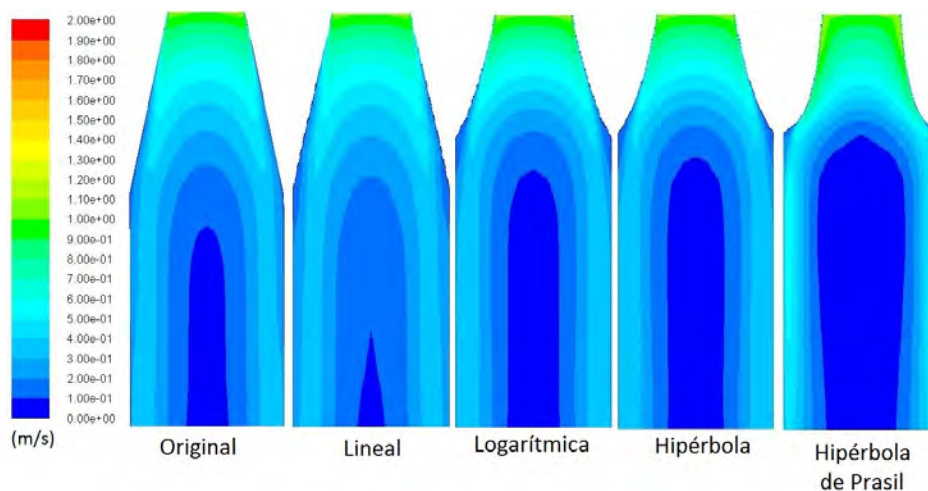


Figura 4.21. Contornos estimados del componente axial de la velocidad (m/s) en un plano meridional para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización con configuración Divergencia - Ducto para cada tipo de pared.

configuración Ducto - Divergencia y solamente divergencia, respectivamente. El comportamiento del flujo es muy similar en ambas configuraciones y muestra como tanto el ducto de inicio y sólo la divergencia no contribuyen en nada en la reducción de la zona de estancamiento en el centro del aspirador. Incluso aunque la longitud del ducto se reduzca, el efecto negativo sigue apareciendo en la parte divergente. También la forma de la pared no presenta aportación alguna al mejoramiento del flujo tanto en el centro como cerca de las paredes. Es claro como estas configuraciones producen efectos no deseados afectando considerablemente el desempeño del tubo de aspiración.

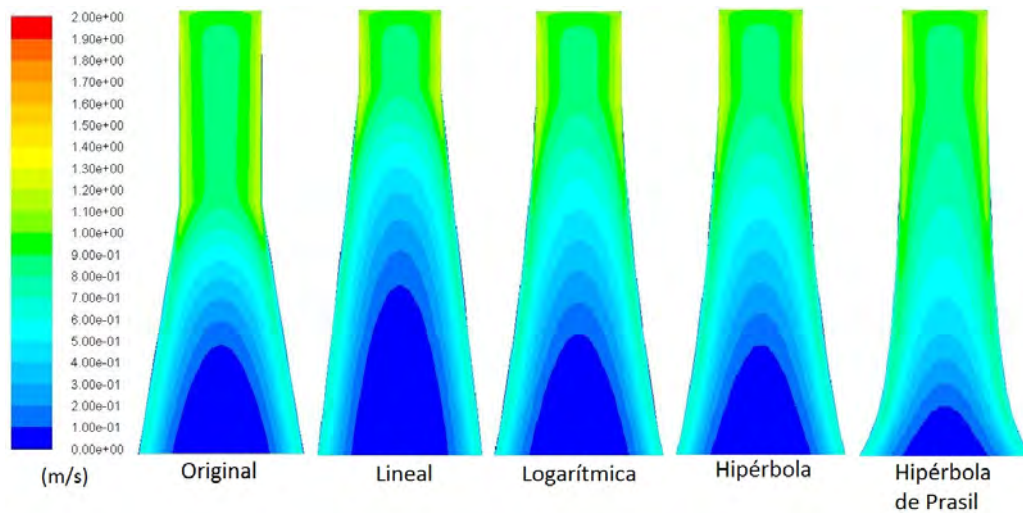


Figura 4.22. Contornos estimados del componente axial de la velocidad (m/s) en un plano meridional para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización con configuración Ducto - Divergencia para cada tipo de pared.

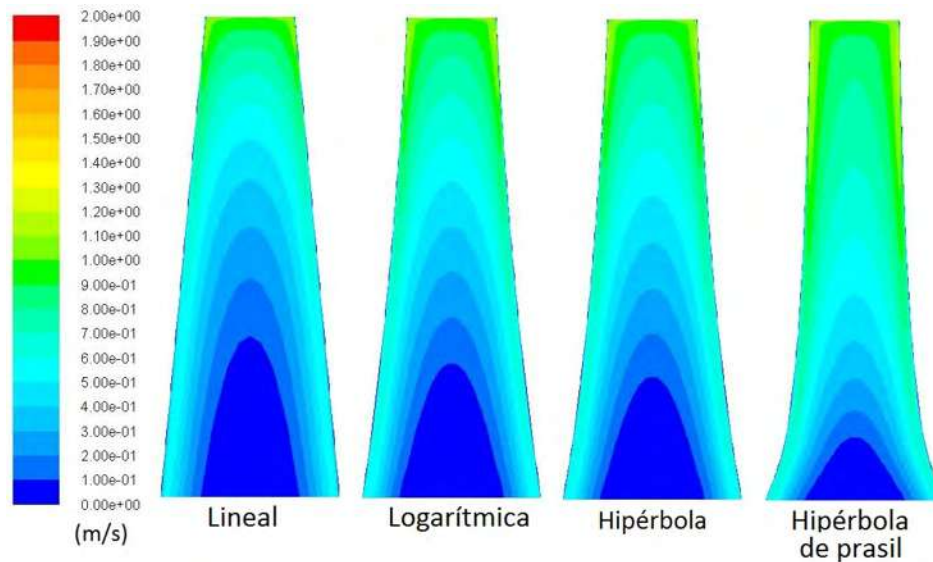


Figura 4.23. Contornos estimados del componente axial de la velocidad (m/s) en un plano meridional para las geometrías formadas solo por un cono divergente

4.3.3. Contornos de presión

Continuando con el análisis cualitativo a continuación se presentan los contornos de presión en Pascales, para las geometrías estudiadas en las tres zonas de interés en el aspirador: en la entrada, en la zona de cambio de divergencia a ducto o viceversa, y a la salida del mismo.

Optimización AR LR

En la Fig. 4.24 se muestran los contornos de presión resultantes en los procesos de optimización cuando las variables de diseño son *AR* y *LR* y para la geometría en donde se optimizó el perfil de velocidad de entrada. Se observa como las pequeñas modificaciones de estos parámetros geométricos afectan principalmente la distribución radial de la presión a la sección de salida del tubo de aspiración. El perfil de velocidades óptimo uniformiza los contornos de presión mejorando el rendimiento del dispositivo en una mayor proporción que lo hecho sólo por la geometría.

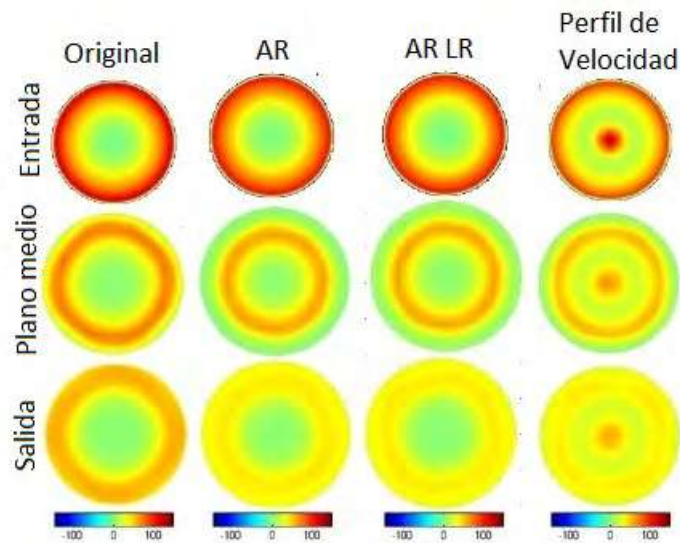


Figura 4.24. Contornos estimados de presión total en pascuales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para la geometría original, las óptimas resultantes del proceso de optimización con *AR* y *AR LR* como variables de diseño, y para el tubo de aspiración con el perfil de velocidad a la entrada optimizado.

Configuración y forma de pared

En la Fig. 4.25 se presentan los contornos de presión de la geometría original y las óptimas resultantes para cada tipo de pared en el cono difusor de los procesos de optimización con configuración Divergencia - Ducto. Se puede observar la ligera diferencia de presión radial en la sección de entrada para las diferentes curvaturas de la pared. Es de considerar entonces las afectaciones que sufre la presión aguas arriba con las diferentes curvaturas de la pared de la divergencia las cuales pueden modificar el flujo de tal manera que se presenten fenómenos indeseables en la operación de la turbina.

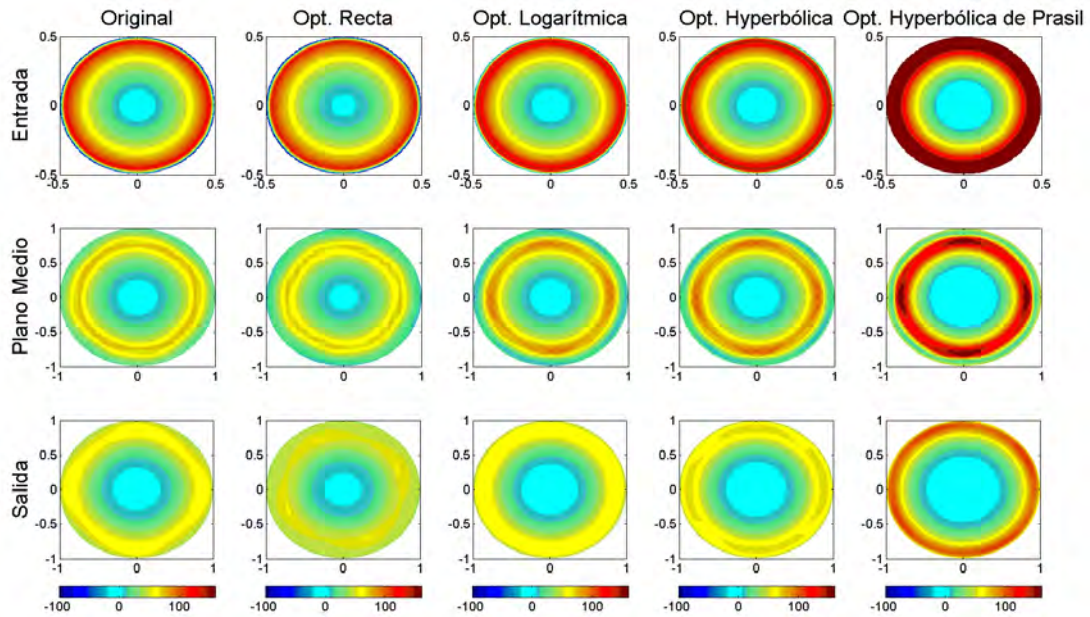


Figura 4.25. Contornos estimados de presión total en pascuales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización de configuración y forma de pared con configuración Divergencia - Ducto.

En la Fig. 4.26 se presentan los contornos de presión para las geometrías óptimas resultantes del proceso de optimización con configuración Ducto - Divergencia. El ducto de inicio parece no afectar el comportamiento de la presión en la sección de entrada. De la misma forma en las secciones medias y de salida, los contornos de presión parecen ser los mismos para las diferentes formas de la pared de la divergencia.

En la Fig. 4.27 se presentan los cuatro casos donde el tubo de aspiración se compone sólo de un cono divergente. Se observan los contornos de presión modificados drásticamente con respecto a la geometría original, a causa del flujo distorsionado que producen las paredes curvas y el cono divergente de gran longitud. De igual forma las afectaciones en la sección de entrada debido a las diferentes curvaturas son más notorias.

4.3.4. Contornos de energía cinética

Para finalizar el análisis cualitativo se muestran los contornos de energía cinética para cada geometría obtenida de la optimización.

Optimización AR LR

En la Fig. 4.28 se muestran los contornos de energía cinética para la geometría original y las óptimas resultantes de los procesos de optimización con las variables de diseño AR y LR . Se observa que en las geometrías óptimas se tienen un incremento cerca de las paredes a lo largo del tubo de aspiración, y la geometría a la que se le optimiza el perfil

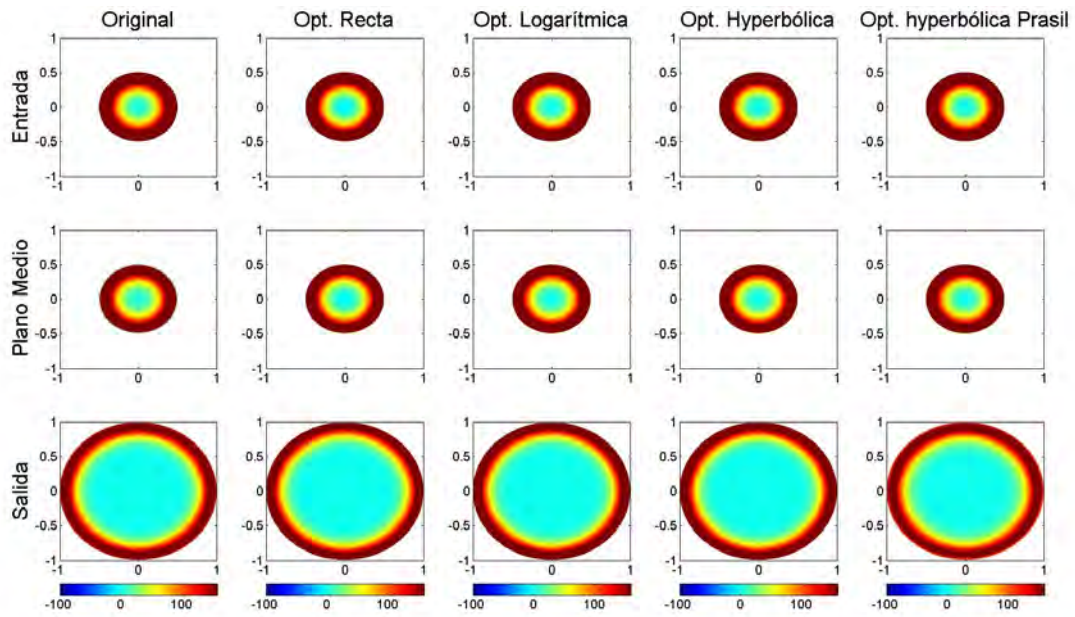


Figura 4.26. Contornos estimados de presión total en pascuales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para la geometría original y las óptimas resultantes del proceso de optimización de configuración y forma de pared con configuración Ducto - Divergencia.

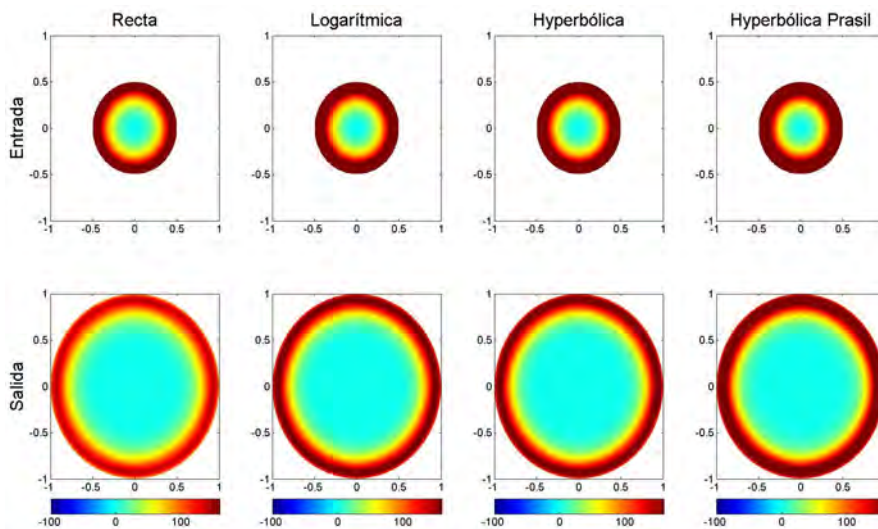


Figura 4.27. Contornos estimados de presión total en pascuales (Pa) en la entrada, plano medio y la salida del tubo de aspiración para las geometrías formadas únicamente por un cono divergente.

de velocidad, su comportamiento es similar al de la geometría original.

Configuración y forma de pared

En la Fig. 4.29 se muestran los contornos de energía cinética para la geometría original y las óptimas resultantes de los procesos de optimización de cada tipo de pared para la configuración Divergencia - Ducto. Se observa como el cambio repentino de divergencia

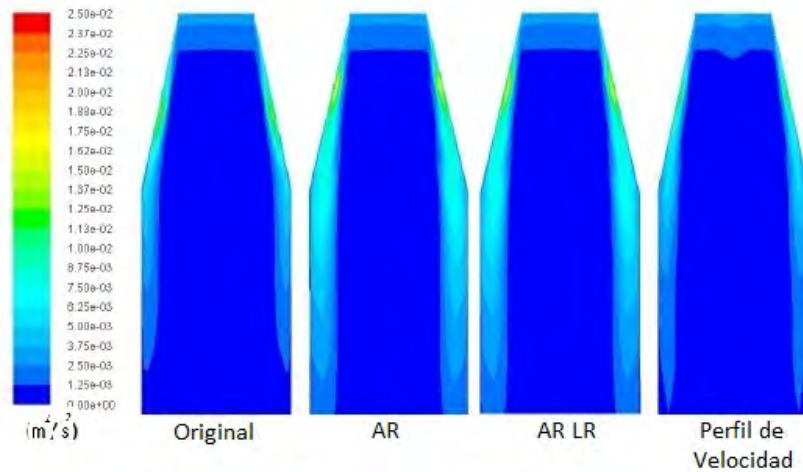


Figura 4.28. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías optimizadas con AR y LR como variables de diseño.

a ducto causa una disminución de energía cinética cerca de las paredes y un incremento notorio a la salida del tubo de aspiración.

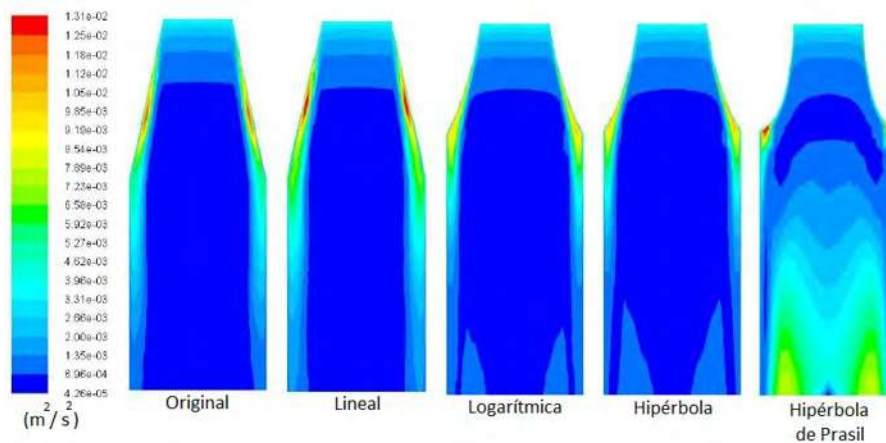


Figura 4.29. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías optimizadas con configuración Divergencia - Ducto.

En las Figs. 4.30 y 4.31 se observa que ya sea el ducto al inicio o la divergencia total provoca una disminución de la energía cinética turbulenta a lo largo de las paredes. Este fenómeno puede ocasionar desprendimiento de la capa límite, lo que es indeseable ya que causa desorden en el flujo y como consecuencia disminución en la difusión de la energía cinética e incremento en la disipación.

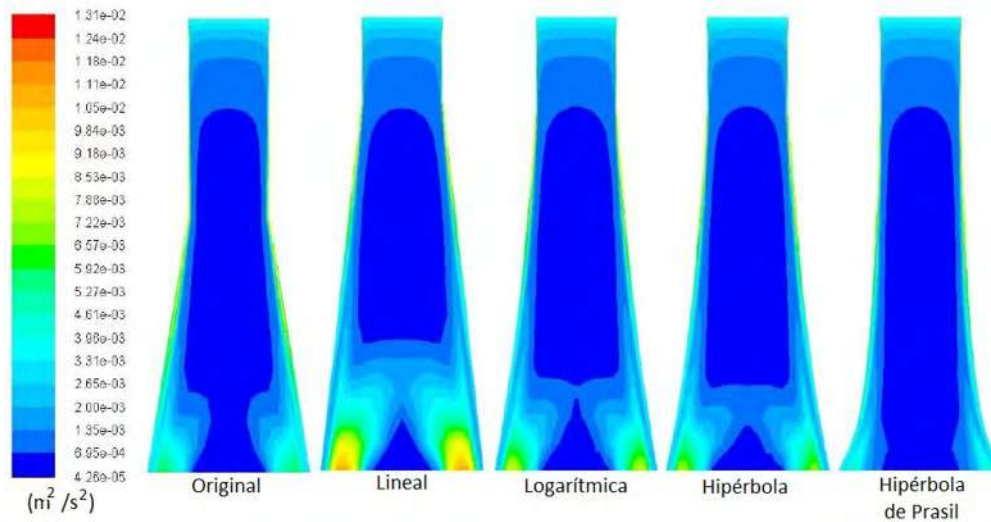


Figura 4.30. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías optimizadas con configuración Ducto - Divergencia

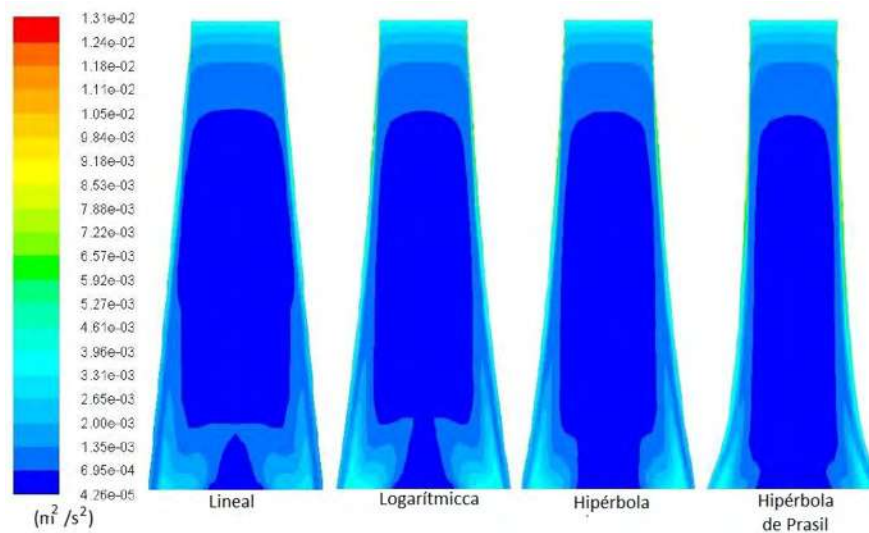


Figura 4.31. Contornos estimados de energía cinética (m^2/s^2) en el plano medio transversal del tubo de aspiración para las geometrías formadas solo por un cono divergente.

4.4. Características del flujo de las geometrías óptimas.

En esta sección se analizarán las principales diferencias de presiones, pérdidas de energía y perfiles de velocidad que experimentan las geometrías optimizadas de cada etapa. Estos comportamientos se presentarán gráficamente en diferentes puntos a lo largo de aspirador.

4.4.1. Pérdidas de energía

En la Fig. 4.32 se muestra una comparativa del comportamiento de las pérdidas de energía a lo largo del tubo de aspiración, para la geometría original, la óptima resultante del proceso de optimización con variables de diseño AR y LR y la óptima resultante para los procesos de optimización de configuración y curvatura de la pared del cono difusor. Es posible observar como las pérdidas de energía en las geometrías óptimas, tienen un incremento mayor en el cono divergente en comparación de la geometría original, llegando incluso a tener un valor más alto en el final de la divergencia. Sin embargo, reducen su valor a lo largo del ducto, alcanzando valores similares a la geometría original.

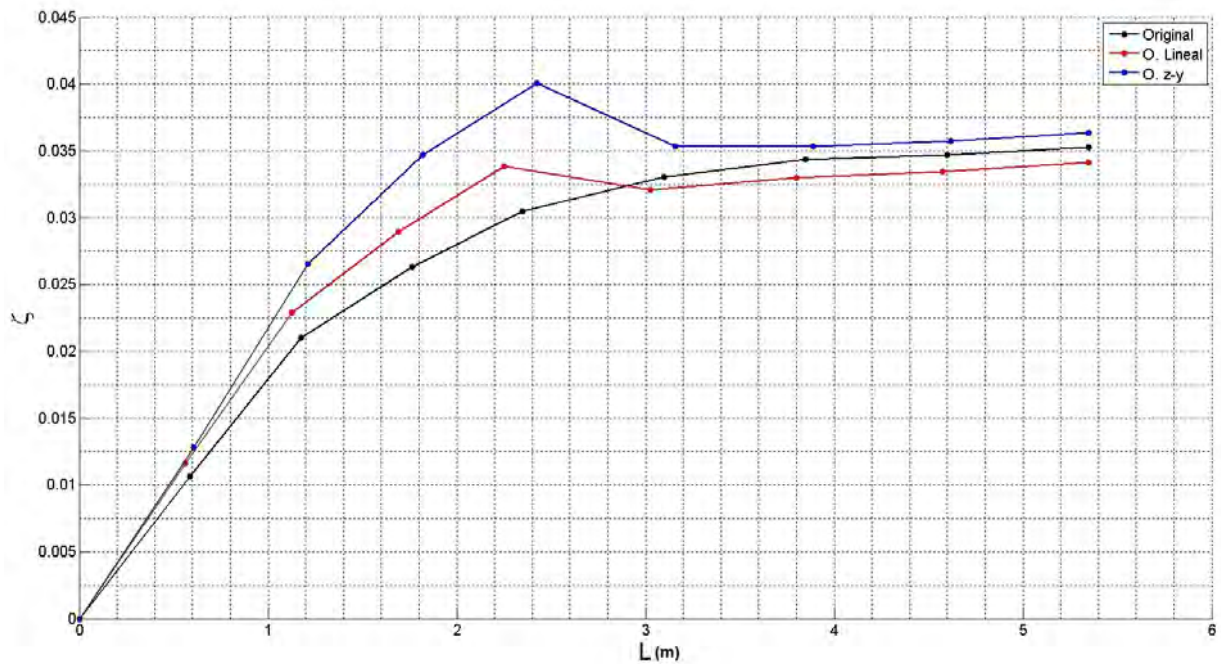


Figura 4.32. Comparación de pérdidas de energía a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas

4.4.2. Presiones

Las pérdidas de energía se definen como la diferencia de la presión total entre la sección de entrada y la sección de interés dividida entre la presión dinámica, en la Fig. 4.33 y éstas se grafican a lo largo del tubo de aspiración para las mismas tres geometrías.

Se observan fluctuaciones de la presión total en las zonas donde se reducen las pérdidas de energía, justo donde termina el cono divergente. Ya que las pérdidas de energía dependen de la diferencia de presiones, las fluctuaciones de presión antes observadas son las que ocasionan la disminución de pérdidas de energía. Con respecto a las presiones dinámica, estática y a la velocidad absoluta, los comportamientos en ambas son similares. Debido a que los rangos de presión dinámica y estática son muy grandes entre

la entrada y la salida del tubo de aspiración, es difícil definir exactamente la influencia de cada una en las variaciones en la presión total. Sin embargo, es posible saber que la energía cinética que no se transforma en energía de presión, se está perdiendo debido al fenómeno de disipación, es decir, se pierde en forma de calor.

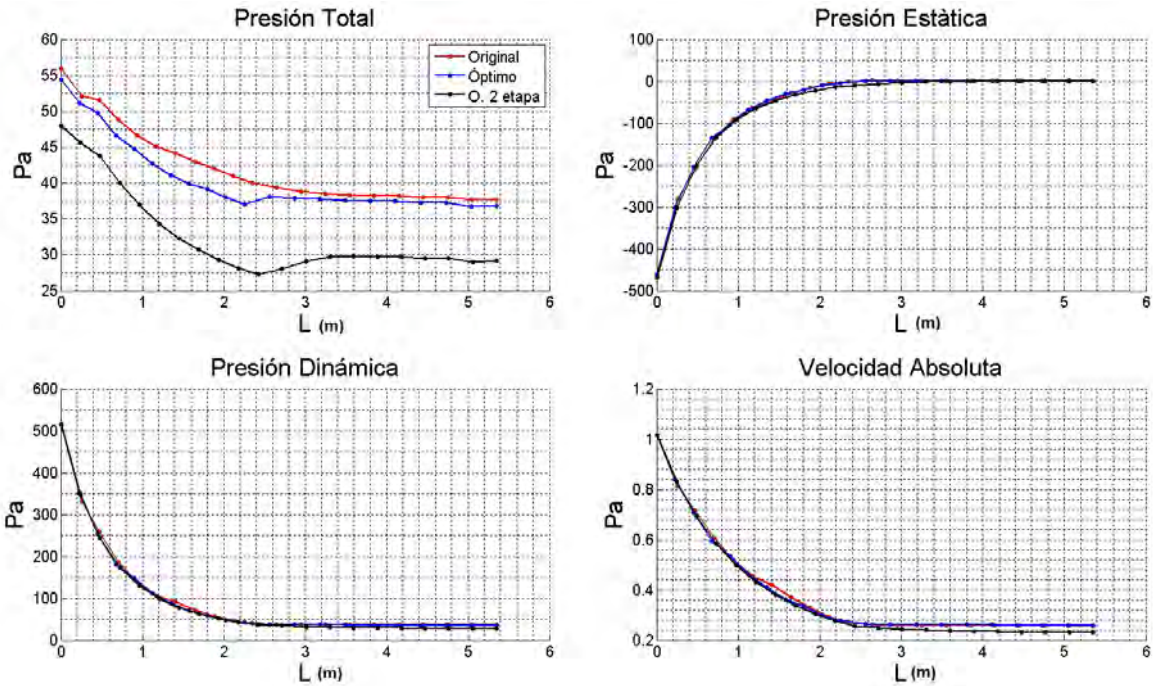


Figura 4.33. Comparación de la presión a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas

4.4.3. Factor de corrección de energía cinética

Con el fin de identificar las razones por las cuales las pérdidas se reducen en las geometrías óptimas, en la Fig. 4.34 se graficó el factor de corrección de energía cinética en veinte secciones transversales a lo largo de la geometría del tubo de aspiración para las tres geometrías óptimas resultantes, y de esta manera tener un detalle de la uniformidad del perfil de velocidad axial a lo largo de la trayectoria a través del tubo de aspiración.

Se puede observar como incrementa el valor durante el paso del flujo por el cono difusor. Este incremento, es más intenso en la geometría optimizada con AR y LR como variables de diseño, seguido en intensidad por la geometría de configuración Divergencia - Ducto, con pared recta. Sin embargo, en la transición a la parte del ducto, disminuye y en el ducto continúa el decremento hasta llegar a valores más bajos en la salida que el original. Esto se puede interpretar como que el ducto en el tubo de aspiración, sirve para uniformizar el flujo después del proceso de difusión ocurrido en la parte cónica. Es posible que este comportamiento en la uniformidad del flujo, sea responsable de la disminución de pérdidas de energía en las geometrías óptimas.

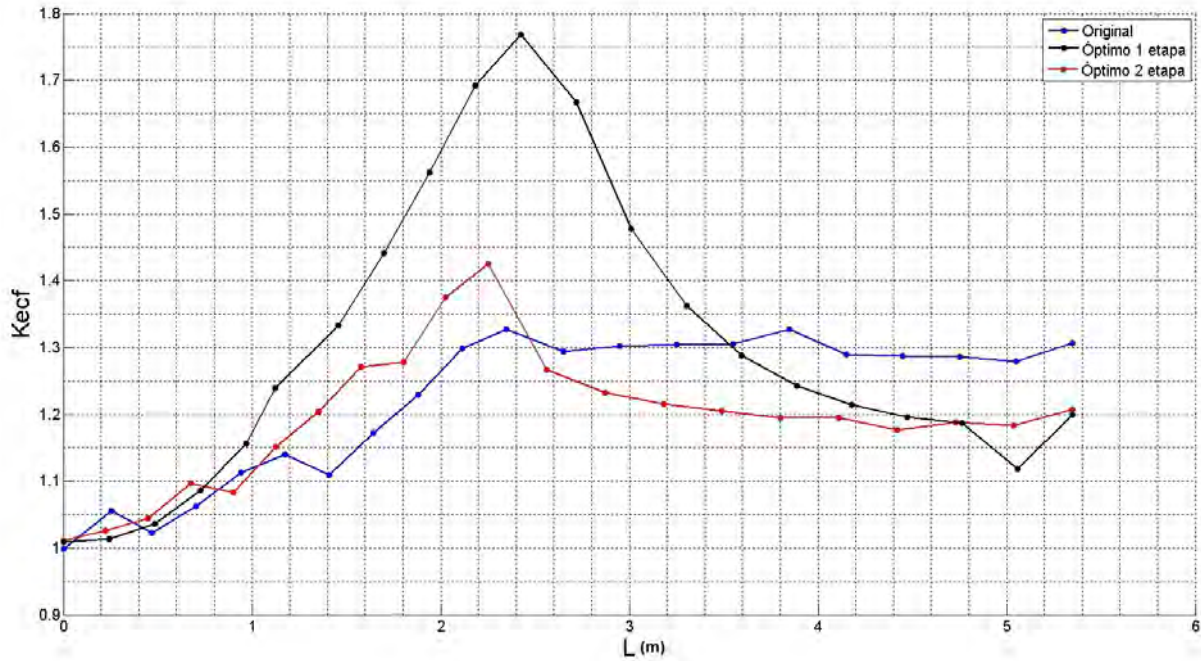


Figura 4.34. Comparación del factor de corrección de energía cinética α a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas

4.4.4. Forma de los perfiles de velocidad

Finalmente, en la Fig. 4.35 se muestra la forma que adoptan los perfiles de velocidad en las tres secciones de interés, para las mejores geometrías de cada etapa de la optimización en comparación con la geometría original. El radio en las tres secciones se ha normalizado utilizando r/R . En conjunto con la Fig. 4.34, es posible observar el comportamiento de la uniformidad del flujo en los tres casos a lo largo del tubo de aspiración.

En la sección de entrada los tres perfiles son iguales debido a que es una condición de frontera. En la sección de transición, en el cono original se puede observar una menor velocidad en el centro del tubo de aspiración y el perfil cerca de las paredes crece más rápido que en las geometrías óptimas resultantes. Para la sección de salida la velocidad en el centro es similar en el caso de la geometría original y la óptima de la optimización *AR, LR*; sin embargo, el valor para la óptima de configuración Divergencia - Ducto, el valor también es próximo. En la parte donde se observa una diferencia considerable es en la proximidad de la pared, tanto en la sección media como en la de salida. Aquí es notoria la influencia de la pared en el comportamiento del flujo, sobre todo en las zonas de transición geométricas. La forma de los perfiles en la zona media del ducto es muy similar, pero es importante notar que el comienzo de la inversión en la dirección del flujo es muy diferente para los tres perfiles estudiados. Es decir, que la zona media en donde se supondría un flujo ideal, causado por la no-influencia de la pared y no esfuerzos, deberá ser tomado en cuenta para las modificaciones en la malla que capturen mejor los

detalles de la capa límite.

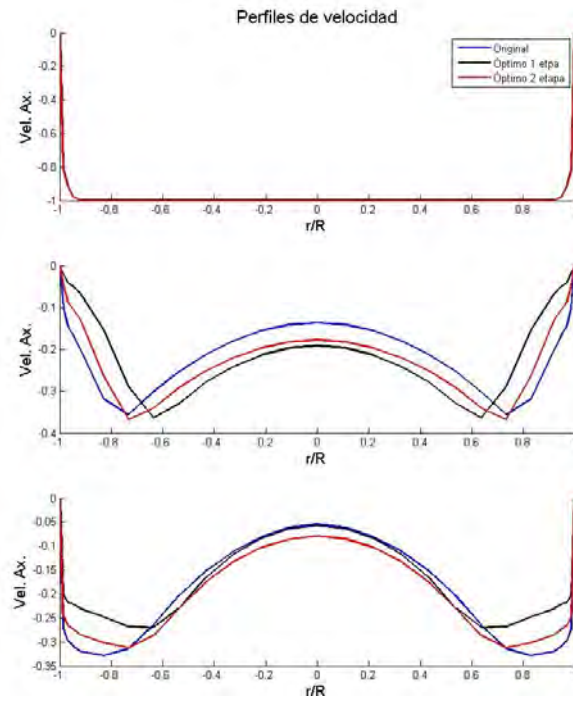


Figura 4.35. Comparación de los perfiles de velocidad axial a lo largo del tubo de aspiración en la geometría original y las óptimas resultantes en ambas etapas.

Capítulo 5

Conclusiones

Este estudio presenta una metodología de optimización automática basada en el diseño geométrico y análisis de DFC, montada en un cluster de cálculo de alto rendimiento, la cual logra maximizar el desempeño del cono del tubo de aspiración a través de la determinación de los parámetros AR , LR y la configuración y forma de la pared del mismo.

En la primer etapa se realizaron dos optimizaciones, inicialmente con el fin de determinar con precisión el ángulo de entrada θ que provoque el mejor desempeño para las condiciones de operación estudiadas (longitud y perfil de velocidades de entrada fijas). Se alcanzó la óptima geometría teniendo como variable de diseño sólo el parámetro AR y como función objetivo Cp_m , logrando un incremento del 1.55% con respecto de la geometría original. Posteriormente utilizando los parámetros AR y LR como variables de diseño y el Cp_m como función objetivo se logró un incremento de del rendimiento del cono en un 1.79%.

En una segunda etapa de experimentos, se realizaron ocho optimizaciones con las cuales se estudiaron cuatro tipos de pared del cono teniendo cada una dos configuraciones posibles: divergente-ducto y ducto-divergente. Además se analizaron los cuatro tipos de pared cuando la configuración del cono es sólo divergente. Se utilizó el parámetro LR como variable de diseño y ζ como función objetivo, manteniendo AR constante. En esta etapa se logró obtener un incremento, con respecto de la geometría original, del Cp_m de 0.31% en la optimización con pared recta para el cono difusor y configuración divergencia - ducto, siendo ésta la única que logró obtener una mejora.

Comparando las geometrías obtenidas con esta metodología contra la geometría original en ambas etapas de la investigación ha sido posible analizar cuantitativa y cualitativamente la estructura del flujo y su efecto en el desempeño del tubo de aspiración.

Utilizando el Cp_{sh} fue posible observar que el parámetro AR tiene un gran impacto en el efecto difusivo del tubo de aspiración, siendo éste el principal responsable de las mejoras obtenidas con los diseños de la primer etapa. Estas mejoras se alcanzaron al aumentar el parámetro AR el cuál incrementa la parte difusiva del flujo lo suficiente

como para que los gradientes de presión y velocidad superen las pérdidas por disipación ζ no impidan que se tenga una mejora en el rendimiento. Sin embargo, si se incrementa demasiado AR se puede llegar a tener desprendimiento del flujo de las paredes del cono, ocasionando efectos negativos en la difusión y un incremento en pérdidas de energía por disipación debido sobre todo al desorden del flujo. Se puede observar como también la uniformidad de los perfiles de velocidad dados por la relación α_{out}/α_{in} afecta en el desempeño del tubo de aspiración, un número grande representa una mayor distorsión del perfil de velocidades a la salida disminuyendo así la parte difusiva en el Cp_{sh} .

En la segunda etapa de experimentos, es importante mencionar que al mantener el parámetro AR constante, se observa cómo el parámetro LR solo logra un pequeño incremento en comparación con la etapa anterior. Solo la pared recta en la configuración divergencia - ducto logra una mejora en el desempeño del tubo de aspiración a través de la minimización de las pérdidas en él. Al modificar la forma de la pared de recta a curvas logarítmicas e hiperbólicas, las pérdidas de energía por disipación se incrementan considerablemente. Esto debido al desorden del flujo ocasionado por el desprendimiento de la capa límite de la pared del cono y el incremento de la energía cinética turbulenta corriente abajo en el tubo de aspiración. Incluso es posible observar en el cono difusor con pared en forma de hipérbola de Prasil, una zona de estancamiento en la parte central del ducto. Estas irregularidades en el flujo afectan la presión corriente arriba, a la entrada del tubo de aspiración, lo cual disminuye el desempeño del mismo.

En las configuraciones Ducto - Divergencia y solo divergencia, ocurre el mismo fenómeno mencionado anteriormente, pero con mayor notoriedad se produce desprendimiento de la capa límite en la pared del cono difusor, y en el centro, una zona de estancamiento. Estas distorsiones en el flujo, producen un incremento en las pérdidas por disipación y por consiguiente, un decrecimiento del desempeño del tubo de aspiración.

En instalaciones con L fija, es posible optimizar automáticamente el desempeño del tubo de aspiración formado por un cono difusor y un ducto, mediante el ajuste de los parámetros geométricos AR , LR y el tipo de pared. Para el perfil de velocidad de entrada utilizado, la pared recta obtiene el mejor desempeño en las diferentes configuraciones.

La principal limitación encontrada para el desarrollo de procesos de optimización ha sido la ejecución de simulaciones simplificadas y el reducido número de evaluación de diferentes diseños de equipos en turbinas hidráulicas. Para vencer esta limitante se diseñó y construyó un proceso completamente automático de optimización en un cluster de cálculo. Con este dispositivo se ha incursionado en el Cálculo de Alto Rendimiento *High Performance Computing* y podrá ser perfeccionado como una alternativa en la solución de los problemas derivados del proceso de optimización planteados en turbomaquinaria.

Finalmente, se debe mencionar que con las dos principales aportaciones obtenidas de este proyecto; la construcción del cluster de cálculo y el acoplamiento de los procesos

multi-disciplinarios, se contempla una amplia gama de aplicaciones en la rama de la optimización basada en la Dinámica de Fluidos Computacional y con lo cuál se podrá explorar el diseño multi-objetivo de equipos que trabajen con flujos industriales .

Difusión

- XIV CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA.
01 - 04 de Septiembre 2014. Querétaro, Qro.
Optimización automática del cono de un tubo de aspiración de turbina hidráulica usando herramientas numéricas.
- Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering.
Automatic shape optimization of a conical-duct diffuser using a distributed computing algorithm.
En revisión final.

Bibliografía

- Balint, D., Câmpian, V., Nedelcu, D. & Megheles, O. (2012), Hydrodynamics automatic optimization of runner blades for reaction hydraulic turbines, *in* 'IOP Conference Series: Earth and Environmental Science', Vol. 15, IOP Publishing, p. 032014.
- Bouchet-Poueymirou, D., Tribes, C., Trepanier, J. & Vu, T. (2004), Hydrodynamic optimization in rehabilitation project, *in* 'Proceedings of the 22nd IAHR Symposium, Stockholm'.
- Daneshkah, K. & Zangeneh, M. (2010), Parametric design of a francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method, *in* 'IOP Conference Series: Earth and Environmental Science', Vol. 12, IOP Publishing, p. 012058.
- De Henau, V., Payette, F., Sabourin, M., Deschênes, C., Gagnon, J. & Gouin, P. (2010), Computational study of a low head draft tube and validation with experimental data, *in* 'IOP Conference Series: Earth and Environmental Science', Vol. 12, IOP Publishing, p. 012084.
- Debeissat, F., Mazzouji, F., Couston, M., Ferrando, L. & Kueny, J.-L. (2004), Multicriteria optimisation: viscous fluid analysis-mechanical analysis, *in* '22nd IAHR Symposium on hydraulic machinery and systems'.
- den Braembussche, R. (2008), 'Optimization and computational fluid dynamics'.
- Derakhshan, S. & Mostafavi, A. (2011), 'Optimization of gamm francis turbine runner', *World Acad. Sci. Eng. Technol* **59**, 717–723.
- Drtina, P. & Sallaberger, M. (1999), 'Hydraulic turbines—basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamics applications', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* **213**(1), 85–102.
- Eisinger, R. & Ruprecht, A. (2002), 'Automatic shape optimization of hydro turbine components based on CFD', *TASK Q* **6**(1), 101–111.
- Eklund, S. (2004), 'A massively parallel architecture for distributed genetic algorithms', *Science@Direct. Parallel Computing* (30), 647–676.

-
- Engström, T. & Gebart, B. (1999), Gyroscopic design of swirling flow diffusers, in 'Proceedings of FEDSM99, 3er ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, California USA'.
- Enomoto, Y., Kurosawa, S. & Kawajiri, H. (2012), Design optimization of a high specific speed francis turbine runner, in 'IOP Conference Series: Earth and Environmental Science', Vol. 15, IOP Publishing, p. 032010.
- Fanelli, M. (1998), Mathematical models of the vortex rope surge effects in the draft tube of a Francis turbine working at partial load, in 'IAHR 14 th Symposium, Trondheim, Norway', number F1, pp. 341–354.
- Fares, R., Chen, X. & Agarwal, R. (2011), 'Shape optimization of an axisymmetric diffuser and a 3D hydro-turbine draft tube using a genetic algorithm', *AIAA Paper* **1243**.
- Fernández Oro, J. M. (2012), 'Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos', Ed. Reverté, *Barcelona, España*.
- Ferrando López, L. (2006), 'Surface parameterization and optimum design methodology for hydraulic turbines'.
- Flynn, M. J. (1972), 'Some computer organizations and their effectiveness', *IEEE transactions on computers* **100**(9), 948–960.
- Galván, S., Reggio, M. & Guibault, F. (2015), 'Numerical optimization of the inlet velocity profile ingested by the conical draft tube of a hydraulic turbine', *Journal of Fluids Engineering* **137**(7), 071102.
- Galván, S., Rubio, C., Pacheco, J., Solorio, G. & Carbajal, G. (2013), 'Optimization methodology assessment for the inlet velocity profile of a hydraulic turbine draft tube: part II - performance evaluation of draft tube model', *Journal of Global optimization* **54**(4), 729–749.
- Ghosh, S., Pratihar, D., Maiti, B. & Das, P. (2010), 'An evolutionary optimization of diffuser shapes based on cfd simulations', *International journal for numerical methods in fluids* **63**(10), 1147–1166.
- Gorla, R. S. & Khan, A. A. (2003), *Turbomachinery: design and theory*, CRC Press.
- Goulet, S. (1997), Modélisation de la torche dans les turbines hydrauliques, Master's thesis, école Polytechnique de Montréal, Montreal, Québec, Canada.
- Grafenberger, P., Parkinson, E., Georgopoulou, C., Kyriacou, S. & Giannakoglou, K. (2008), Constrained multi-objective design optimization of hydraulic components using a hierarchical metamodel assisted evolutionary algorithm. part 2: Applications,
-

-
- in '24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz do Iguassu, Brazil', Citeseer.*
- Gubin, M. F. (1973), *Draft tubes of hydro-electric stations*, Amerind Publishing Co.
- Houde, S., Giroux, A. M., Page, M. & Magnan, R. (2004), Improving the efficiency of a 200 mw francis turbine - part 1: Hydrodynamic design, *in '22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems'*.
- Husain, Z., Abdullah, M. Z. & Alimuddin, Z. (2008), *Basic fluid mechanics and hydraulic machines*, BS Publ.
- International Energy Agency (2012), *Technology Roadmap: Hydropower*, Technical report, International Energy Agency.
- Kaewnai, S. & Wongwiset, S. (2011), 'Improvement of the runner design of francis turbine using computational fluid dynamics', *American J. of Engineering and Applied Sciences* 4(4), 541–546.
- Khare, R., Prasad, V. & Verma, M. (2012), 'Design optimisation of conical draft tube of hydraulic turbine', *IJAEST International Journal of Advances in Engineering, Science and Technology* 2.
- Kueny, J.-L., Lestriez, R., Helali, A., Demeulenaere, A. & Hirsch, C. (2004), Optimal design of a small hydraulic turbine, *in 'Proceeding of the XXIIInd IAHR Symposium on Hydraulic Turbomachinery and System, Stockholm, Sweden'*.
- Madsen, J. I., Shyy, W. & Haftka, R. T. (2000), 'Response surface techniques for diffuser shape optimization', *AIAA journal* 38(9), 1512–1518.
- Marjavaara, D. (2006), *CFD driven optimization of hydraulic turbine draft tubes using surrogate models*, PhD thesis, Division of Fluid Mechanics, Luleå University of Technology.
- Marjavaara, D. & Lundström, S. (2007), 'Response surface-based shape optimization of a Francis draft tube', *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 17(1), 34–45.
- Mauri, S., Kueny, J. & Avellan, F. (2002), Flow simulation in an elbow diffuser: verification and validation, *in 'Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems XXIst IAHR Symposium, Lausanne'*.
- McDonald, A., Fox, R. & Van Dewoestine, R. (1971), 'Effects of swirling inlet flow on pressure recovery in conical diffusers', *AIAA Journal* 9(10), 2014–2018.
-

-
- Miki, M., Hiroyasu, T., Kaneko, M. & Hatanaka, K. (1999), A parallel genetic algorithm with distributed environment scheme, *in* 'Systems, Man, and Cybernetics, 1999. IEEE SMC '99 Conference Proceedings', Vol. 1, Tokyo Japan, pp. 695–700.
- Mollenkopf, G. & Raabe, J. (1970), Measurements of fluctuations of velocity and pressure in the draft tube of a Francis turbine, *in* 'IAHR Symposium, Stockholm', number B3, pp. 1–12.
- Monacelli, G. & Cooper, P. (1987), 'Performance of draft tubes for small-hydropower turbines', *WATERPOWER '87* pp. 1200–1209.
- Moravec, P., Hliník, J. & Rudolf, P. (2016), Optimization of hydraulic turbine diffuser, *in* 'EPJ Web of Conferences', Vol. 114, EDP Sciences, p. 02079.
- Muntean, S., Susan-Resiga, R., Bernard, S. & Anton, I. (2004), 3d turbulent flow analysis of the gamm francis turbine for variable discharge, *in* '22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, Sweden'.
- Nechleba, M. (1957), 'Hydraulic turbines, their design and equipment'.
- O'Kelly, F. (1989), 'Draft tube surging in Francis turbines', *Hydro Review* **April**, 86–86.
- Patel, K., Desai, J., Chauhan, V. & Charnia, S. (2011), Development of francis turbine using computational fluid dynamics, *in* '11st Asian International Conference on Fluid Machinery and 3rd Fluid Power Technology Exhibition', pp. 1–3.
- Qinghua, S. (2004), Rehabilitation of a low head francis turbine by runner replacement, *in* '22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Design Methods Turbines, Stockholm, Sweden'.
- Rao, S. S. & Rao, S. (2009), *Engineering optimization: theory and practice*, John Wiley & Sons.
- Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (2015), *Renewables 2015, global status report*, Technical report, Renewable Energy Policy Network for the 21st Century.
- Risberg, S., Jonassen, M. & Jonassen, R. (2008), 'Design of francis turbine runners based on a surrogate model approach', *The International Journal of Hydropower & Dams* (5).
- Rudolf, P. & Nemeč, T. (2008), Performance improvement of a short draft tube, *in* 'Proceedings of the conference Power System Engineering, Pilsen'.
- Ruprecht, A., Helmrich, T., Aschenbrenner, T. & Scherer, T. (2002), Simulation of vortex rope in a turbine draft tube, *in* 'Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 21 st, IAHR Symposium, Lausanne'.

-
- Sallaberger, M., Michaud, C., Born, H., Winkler, S. & Peron, M. (2001), 'Design and manufacturing of francis runners for rehabilitation projects', *Report of VA TECH Hydro, Company*.
- Senoo, Y., Kawaguchi, N. & Nagata, T. (1978), 'Swirl flow in conical diffusers', *Bulletin of the JSME* **21**(151), 112–119.
- Sharan, V. K. (1976), 'An exponential investigation of the behaviour of conical diffusers in turbulent flow', *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik ZAMP* **27**(4), 447–462.
- Shojaeefard, M. H., Mirzaei, A. & Babaei, A. (2014), 'Shape optimization of draft tubes for Agnew microhydro turbines', *Energy Conversion and Management* **79**, 681–689.
- Solano, J. (2013), 'Central hidroeléctrica'.
URL: <http://centralhidroelectricainformacion.blogspot.mx/>
- Soni, V., Roghelia, A., Desai, J. & Chauhan, V. (2010), Design development of optimum draft tube for high head Francis turbine using CFD, in '4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, IIT Madras, Chennai, India, December', pp. 16–18.
- Swiderski, J., Martin, J. N. & Norrena, R. (2001), 'Automated runner blade design optimization process based on cfd verification', *parameters* **11**, n11.
- Vu, T. & Nennemann, B. (2006), Modern trend of cfd application for hydraulic design procedure, in 'Proceedings of 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Yokohama, Japan'.
- Vu, T., Nennemann, B., Ciocan, G., Iliescu, M., Braun, O. & Avellan, F. (2004), Experimental study and unsteady simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex rope, in 'Proceedings of the Hydro 2004 Conference, Porto, Portugal'.
- Vu, T. & Shyy, W. (1988), Viscous flow analysis for hydraulic turbine draft tubes, in 'Proceedings of 14th I.A.H.R. Symposium on Progress within large and high-specific, Trondheim', Vol. 2, pp. 915–926.
- Wang, W., Mo, R. & Zhang, Y. (2011), 'Multi-objective aerodynamic optimization design method of compressor rotor based on isight', *Procedia Engineering* **15**, 3699–3703.
- Wikipedia (2009), 'Función roenbrock'.
URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Rosenbrock_function
- Wu, J., Shimmei, K., Tani, K., Niikura, K. & Sato, J. (2007), 'Cfd-based design optimization for hydro turbines', *Journal of Fluids Engineering* **129**(2), 159–168.
-

Zolotov, L., Klabukov, V., Ivanov, I. & Ivanova, G. (1970), Flow dynamic characteristics downstream of hydraulic turbine runner and their influence on conditions of turbine units regulation, *in* 'IAHR Symposium, Stockholm', number B2, pp. 1–12.