

RAE

- 1. TIPO DE DOCUMENTO:** Trabajo de grado para optar por el título de INGENIERO AERONÁUTICO.
- 2. TÍTULO:** DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO POR MEDIO DE DINAMICA DE FLUÍDOS COMPUTACIONAL.
- 3. AUTOR:** Oscar Mauricio Pedraza Martínez.
- 4. LUAR:** Bogotá, D.C.
- 5. FECHA:** 17 de Junio del 2014.
- 6. PALABRAS CLAVES:** CFD, factor de deslizamiento, impulsor, factor de potencia, ICEM, PW127, compresor, enmallado, modelos de turbulencia, álabe, número de Courant, time step, frame motion, patch dependent.
- 7. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO.** Esta investigación fue desarrollada para llevar a cabo el diseño teórico de la primera etapa de compresor centrífugo del turboprop PW127 basado en los parámetros de funcionamiento del motor, teniendo como guía la teoría de motores de Saravanamuttoo. Además el diseño conlleva a la simulación del mismo por medio de la dinámica de fluidos computacional obteniendo resultados del comportamiento del flujo al paso del mismo por el compresor (presiones, temperaturas, velocidades, mach etc.).
- 8. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:** El proyecto quedará inscrito en la línea de investigación de la facultad *energía y vehículos*, en el núcleo problemático de la línea de investigación, *diseño y construcción de plantas motrices, aeronaves y energías renovables* teniendo como campo temático Diseño y simulación de un compresor centrífugo por medio de CFD.
- 9. METODOLOGÍA:** Es de carácter empírico-analítico, con un enfoque metodológico con base en el estudio, diseño y simulación en 3D de la primera etapa de compresor centrífugo del motor PW127.
- 10. CONCLUSIONES:** Los cálculos térmicos fueron desarrollados en condiciones a nivel del mar con parámetros máximos en configuración de despegue, con lo cual se obtiene una eficiencia máxima tanto del motor como del compresor. Se demostró con la simulación que este componente satisface en gran medida las condiciones de operación del motor en cuanto a presión, temperatura, velocidades y flujo másico. Los datos que fueron arrojados por FLUENT usando el modelo K- ϵ permiten observar que hay ciertas diferencias teóricas Vs experimentales puesto que el modelo de turbulencia usado no permite simular en buena medida el flujo cerca a las paredes del compresor y donde es más crítico las paredes de los álabes tanto del impulsor como del difusor. El número de Courant y el time step son variables críticas en la simulación con flujo transitorio, pues si no hay un balance de estas variables se puede dificultar la convergencia de la simulación además que no se garantiza el tiempo necesario para que el flujo se estabilice. En simulaciones con flujo transitorio la velocidad rotacional de los componentes móviles se hace un factor importante para lograr convergencia de la simulación, se observó mediante simulaciones experimentales que se debe inicializar la simulación con velocidades rotacionales bajas e incrementar la misma hasta la velocidad óptima de operación a medida que pasen las iteraciones.

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO POR MEDIO DE
DINAMICA DE FLUÍDOS COMPUTACIONAL**

PEDRAZA MARTÍNEZ OSCAR MAURICIO

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERIA AERONAUTICA

BOGOTÁ

2014

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO POR MEDIO DE
DINAMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL**

PEDRAZA MARTÍNEZ OSCAR MAURICIO

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Aeronáutico

Director:

OSCAR RICARDO MARTINEZ HERNANDEZ

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERIA AERONAUTICA

PROYECTO DE GRADO

BOGOTÁ D.C

2014

Notas de Aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Asesor Metodológico

Bogotá D.C, 17 de Junio del 2014

DEDICATORIA

Agradezco de la forma más especial a mis padres y familia por el apoyo ofrecido durante todo el proceso de formación académica; por soportar mis continuas ausencias y falta de tiempo hacia ellos entendiendo que son “gajes del oficio”.

Además, doy gracias a Dios por darme la paciencia, fuerza y constancia durante el transcurso de la carrera, pues sin su ayuda los momentos complicados hubiesen sido difíciles de sortear

OSCAR MAURICIO PEDRAZA MARTINEZ

AGRADECIMIENTOS

El Autor de este trabajo de grado agradece en primera instancia el apoyo de los docentes de ingeniería aeronáutica en las áreas de motores y aerodinámica, en especial a los profesores Rafael Mauricio Cerpa Bernal que propuso el tema de compresores centrífugos como proyecto de grado así como también por sus ayudas y consejos para sacar el proyecto adelante, y a Jaime Alberto Escobar Gómez quien con sus conocimientos sobre aerodinámica oriento este proyecto de investigación.

En segunda instancia se agradece también al docente Salvador Vargas quien con su experiencia y amplios conocimientos en el campo de fluidos y aerodinámica, fue otro mentor ayudando a la culminación exitosa de este trabajo de grado.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	16
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	17
1.1 ANTECEDENTES.....	17
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	21
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	22
1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	23
1.4.1 Objetivo General.....	23
1.4.2 Objetivos Específicos.....	23
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO.....	24
1.5.1 Alcances.....	24
1.5.2 Limitaciones.....	24
2. MARCO DE REFERENCIA.....	25
2.1 MARCO CONCEPTUAL.....	25
3. MARCO TEÓRICO.....	30
3.1. PROCESO DE DISEÑO SEGÚN SARAVANAMUTTOO.....	31
3.2. CATIA.....	31
3.3. DINAMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	32
3.4. MODELOS DE TURBULENCIA.....	36
3.4.1. MODELO DE TURBULENCIA $k - \varepsilon$	37
3.4.2. MODELO DE TURBULENCIA $k - \omega$	38
3.4.3. MODELO DE TURBULENCIA SST.....	38
4. METODOLOGÍA.....	39
4.1 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN.....	40
4.2 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN DE LA FACULTAD / CAMPO TEMÁTICO DE LA LÍNEA.....	40

4.3	HIPÓTESIS	41
4.4	VARIABLES.....	41
4.4.1	Variables Independientes.....	41
4.4.2	Variables Dependientes	42
5	DESARROLLO INGENIERIL.....	43
5.1	DISEÑO DEL IMPULSOR.....	45
5.1.1	CÁLCULOS GEOMÉTRICOS	45
5.1.2	CÁLCULOS TÉRMICOS DEL IMPUSLOR	54
5.2	DISEÑO DEL DIFUSOR.....	62
5.2.1	CÁLCULOS GEOMÉTRICOS DEL DIFUSOR	62
5.2.2	CÁLCULOS TÉRMICOS DEL DIFUSOR	66
5.3	COLECTOR.....	69
6	CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA EN CAD.....	70
6.1	IMPULSOR.....	70
6.2	DIFUSOR.....	73
7	CRITERIO DE ENMALLADO PARA EL COMPRESOR CENTRIFUGO.....	78
7.1	Proceso de creación de la malla.....	78
7.1.2	GENERACION DE LA MALLA	79
7.1.3	Condiciones de frontera	84
8	ANÁLISIS DE RESULTADOS	85
9	CONCLUSIONES.....	96
	BIBLIOGRAFÍA.....	98

LISTA DE ILUSTRACIONES

	Pág.
Ilustración 1: Componentes del compresor centrífugo	17
Ilustración 2: Proceso del paso de flujo en el compresor.....	18
Ilustración 3: Eficiencia isentropica, proceso real e isotrópico	26
Ilustración 4: Turbohélice PW127	30
Ilustración 5: Tipos de elementos utilizados en enmallados	35
Ilustración 6: Clases de modelos de turbulencia	37
Ilustración 7: Configuración motor Turbohélice	43
Ilustración 8: Sección fría motor PW127	44
Ilustración 9: Impulsor, compresor centrífugo.....	45
Ilustración 10: Clasificación de los álabes del impulsor según el ángulo de descarga.....	46
Ilustración 11: Comportamiento del flujo a la salida del impulsor	47
Ilustración 12: Comparación entre triangulo de velocidades condición real e ideal	48
Ilustración 13: Triangulo de velocidades impulsor	61
Ilustración 14: Difusor, compresor centrífugo	62
Ilustración 15: Notación para el diseño del difusor	63
Ilustración 16: Difusor con álabes.....	63
Ilustración 17: Separación álabes impulsor-pared del colector.....	69
Ilustración 18: Geometría del impulsor	71
Ilustración 19: Modelado Voluta impulsor.....	71
Ilustración 20: Construcción geométrica del álabes	72
Ilustración 21: Impulsor del compresor	73
Ilustración 22: Diámetro externo del difusor.....	74
Ilustración 23: Espaciamiento entre el disco del impulsor y del difusor.....	74
Ilustración 24: Construcción geométrica álabes del difusor	75
Ilustración 25: Álabes curvado hacia atrás del difusor	76
Ilustración 26: Difusor con 19 álabes curvados.....	76
Ilustración 27: Difusor terminado	77
Ilustración 28: Colector Del compresor.....	77
Ilustración 29: Geometría del canal del compresor ICEM.	78
Ilustración 30: Partes creadas en ICEM	79
Ilustración 31: Selección del factor de escala y número máximo de elementos de la malla.	80
Ilustración 32: Ejemplificación, método de enmallado patch dependent.....	81
Ilustración 33: Tipo De malla; Tetraedros.....	81

Ilustración 34: Definición del número máximo de elementos para cada parte del compresor.	82
Ilustración 35: Enmallado del compresor.	82
Ilustración 36: Número de elementos totales en las partes del compresor.	83
Ilustración 37: Histograma de calidad de malla, 0,3.	83
Ilustración 38: Residuales Vs iteraciones, flujo transitorio 2000 iteraciones	86
Ilustración 39: Residuales Vs iteraciones, flujo transitorio 12000 iteraciones	87
Ilustración 40: Presión estática con entrada de flujo axial al compresor	88
Ilustración 41: Presión dinámica a través del compresor.....	88
Ilustración 42: Contorno de velocidad: entrada, interface y salida del compresor.....	90
Ilustración 43: Vectores de velocidad entrada del impulsor.	91
Ilustración 44: Magnitud de la velocidad en el impulsor.....	92
Ilustración 45: Vectores de velocidad, rotación del flujo en el impulsor.	93
Ilustración 46: Contornos de temperatura estática en el compresor.....	94
Ilustración 47: Numero de mach, tiempo 2.25e-003 segundos.....	94
Ilustración 48: Diagrama de presión y temperatura del motor PW127 por etapas	102
Ilustración 49: Esquema de simulación	119
Ilustración 50: Chequeo de la malla: advertencia por interface no asignada	120
Ilustración 51: Modelos de turbulencia en el solucionador	121
Ilustración 52: Tipo de flujo: Aire gas ideal.....	121
Ilustración 53: Cell zone conditions: velocidad y sentido de giro del compresor	122
Ilustración 54: Configuración condición de frontera en la entrada	123
Ilustración 55: Configuración de condición de frontera a la salida del compresor.....	124
Ilustración 56: Creación de la interface: Salida impulsor- entrada difusor	125
Ilustración 57: interface sin traslaparse	125
Ilustración 58: Configuración de los factores de relajación	126
Ilustración 59: Configuración del time step y numero de pasos de tiempo.....	127

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1: Variables independientes	41
Tabla 2: Variables dependientes.....	42
Tabla 3: Parámetros de entrada motor PW127	44
Tabla 4: Factor de Potencia.....	48
Tabla 5: Radios del impulsor	51
Tabla 6: Parámetros para calcular el número de álabes del impulsor.....	53
Tabla 7: Parámetros de entrada diseño del impulsor	54
Tabla 8: Datos calculados para obtención de la velocidad axial	57
Tabla 9: Cálculos térmicos (cont'd).....	61
Tabla 10: Parámetros de entrada diseño del difusor.....	66
Tabla 11: Cálculos térmicos del difusor	68
Tabla 12: Datos Geométricos del impulsor	70
Tabla 13: Datos principales del difusor.....	73
Tabla 14: Condiciones de frontera compresor centrífugo.....	84
Tabla 15: Propiedades de la Atmosfera Estándar.....	101
Tabla 16: Factor de potencia Vs Angulo de descarga del flujo en el impulsor.....	104
Tabla 17: Datos para el cálculo del coeficiente de correlación	104
Tabla 18: Factores de relajación de la simulación	126

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1	101
ANEXO 2	102
ANEXO 3	103
ANEXO 4	106
ANEXO 5	108
ANEXO 6	112
ANEXO 7	119

GLOSARIO

A_1 : Área anular en el ojo del impulsor

A : Área requerida para el paso del flujo en la dirección radial

α_r : Ángulo de entrada del flujo en la raíz del álabe del impulsor

α_t : Ángulo de salida del flujo en la punta del álabe del impulsor

α_2 : Angulo de deflexión del aire en la entrada de los alabes del difusor

α_3 : Angulo de descarga del flujo a la salida del difusor

β_2 : Ángulo de salida del flujo en el impulsor

$\frac{c_2^2}{2C_p}$: Temperatura dinámica del flujo

C_{a1} : Velocidad axial a la entrada del impulsor

C_r : Velocidad periférica en la raíz del ojo del impulsor

C_{r1} : Componente radial de la velocidad

C_{r2} : Componente de velocidad radial en el difusor

C_t : Velocidad periférica en la punta del ojo del impulsor

C_{w1} : Componente de velocidad de torbellino

C_p : Calor específico

C_0 : Velocidad axial para cálculo del factor de deslizamiento

Cálculos Térmicos: Cálculos realizados para obtener parámetros de las diferentes estaciones o módulos con los que cuenta un moto propulsor

Catia: Software de diseño utilizado para el modelamiento de piezas 2D, 3D, ensambles y planos de los mismos

CFD: Dinámica de Fluidos Computacional

d_m : Radio aproximado en la mitad de la garganta del conducto del difusor

d_r : Radio en la raíz

d_t : Radio en la punta

d_2 : Radio de la base del impulsor

d_{2diff} : Radio interno del difusor

d_{3diff} : Radio inicial para la longitud del álabe del difusor

d_{4diff} : Radio externo del difusor

Enmallado: Procedimiento realizado en el pre procesamiento consistente en aplicar la malla a la geometría de análisis

Fluent: Software de procesamiento que permite modelar un fenómeno físico que involucre fluidos

h : Profundidad del canal formado por los álabes del impulsor

Icem: Software de pre procesamiento utilizado para correcciones de geometría y la creación de mallas (tetraedros, hexaedros, prismas. etc.)

I : Espaciamiento entre los álabes del difusor

m : Flujo másico

m : Relación de diámetros del difusor

Malla: Conjunto de celdas provistas de forma estructurada o no estructurada aplicable a la geometría de estudio para el pertinente análisis de fluidos

η_c : Eficiencia isentropica del compresor

N : Revoluciones de giro del compresor RPM

P_{01} : Presión del aire a nivel del mar

P_2 : Presión a la salida del difusor

Q : Caudal de aire en el impulsor

π_c : Relación de compresión de la primera etapa de compresor centrífugo

r_2 : Radio medio en el impulsor

r : Coeficiente de correlación

R : Constante universal de los gases

T_{01} : Temperatura del aire a nivel del mar

T_2 : Temperatura a la salida del difusor

U : Velocidad en la punta del álabe

w : Profundidad del conducto del difusor

Z : Número de álabes del impulsor

Z_{diff} : Número de álabes del difusor

ρ_{01} : Densidad del aire a nivel del mar

ρ_2 : Densidad a la salida del difusor

γ : Constante adiabática de los gases

σ : Factor de deslizamiento

ψ : Factor de potencia

INTRODUCCIÓN

La turbo maquinaria centrífuga, es utilizada hace más de un siglo, siendo implementada en muchas aplicaciones industriales, tales como la hidráulica, los motores, y en su primera aplicación para la disminución del tamaño de las instalaciones de gran potencia realizada por W.H. Carrier. Estas máquinas han tenido una gran aplicación en la industria aeronáutica, utilizándose en los ventiladores y compresores de los motores de las aeronaves. A principios de la industria de la aviación, en los motores desarrollados hasta la época, la maquinaria centrífuga era la más usada en los modelos que se construían hasta ese momento; pero con el auge de la investigación en el campo de la aviación y el desarrollo de los motores a reacción se inició el desarrollo de la tecnología de compresores axiales, el cual hoy en día es la más utilizada por los fabricantes de motores de aviación, tales como Pratt and Whitney , Rolls Royce, CFM, General Electric, entre otros; dejando de lado la maquinaria centrífuga. Pero si bien esta tecnología ha aportado buenos resultados y ha cumplido con las expectativas de los desarrolladores, se han generado también problemas con los mismos, especialmente en el tamaño de los modelos; por tal motivo queda evidenciado que la tecnología de compresores centrífuga deberá tener un mayor desarrollo para la implementación en motores a reacción, tanto en la aviación comercial como también pensando en la aviación militar.

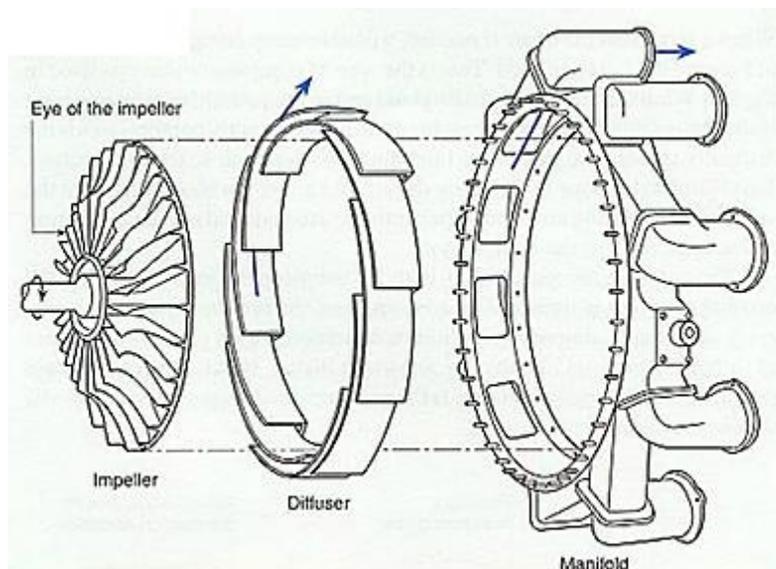
En el proyecto a desarrollar, se describe el proceso de diseño de la primera etapa de compresor tipo centrífugo para el motor turbohélice; Pratt and whitney PW127, utilizado en aeronaves de tipo militar, tales como el Bombardier 415, Fokker 50, Fokker 60, Embraer 120, entre otros. Basado en la teoría del libro *gas turbine theory* de *saravanamutto*, además de mostrar el análisis del proceso cuando el aire atraviesa el compresor con ayuda de la dinámica de fluidos, simulando este proceso en 3D en el software CFD Ansys Fluent 15, para corroborar el correcto funcionamiento del compresor.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 ANTECEDENTES.

Los compresores centrífugos se usaron en muchos de los primeros motores de turbina de gas por su robustez, poco peso, fácil construcción y alta relación de presión, por cada etapa de compresión. Un compresor centrífugo típico consta de tres componentes: el impulsor, el difusor, y el colector tal como se muestra en la ilustración 1. Los motores de flujo centrífugo normalmente usan compresores de acero o titanio mecanizado.

Ilustración 1: Componentes del compresor centrífugo



Fuente: RIVAS¹

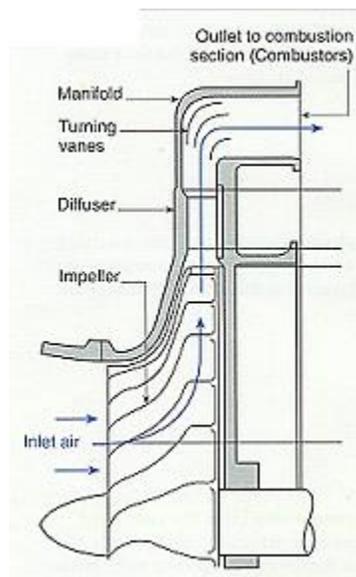
“El aire entra en el ojo o centro del impulsor que gira y es acelerado a una gran velocidad, a medida que es lanzado hacia la periferia por la fuerza centrífuga. Entonces, el aire que ingresa a gran velocidad, circula dentro del difusor que se ajusta estrechamente alrededor de la periferia del impulsor.

¹ RIVAS A.G. motores de turbina de gas. P.39

Internet: (<<http://kimerius.com/app/download/5780664401/Compresores.pdf>>)

Allí atraviesa una serie de conductos divergentes, donde parte de la energía de velocidad se transforma en energía de presión. El aire con su velocidad reducida y su presión aumentada, fluye dentro del colector a través de una serie de álabes fijos curvos. Desde el colector, el aire fluye dentro de la sección de combustión del motor² proceso que se muestra según la ilustración 2

Ilustración 2: Proceso del paso de flujo en el compresor



Fuente: RIVAS³

Fabricantes de compresores tipo centrífugos, han desarrollado sus proyectos para llevar esta tecnología a distintos campos de la industria por ejemplo Ingersoll Rand, Dresser- Rand, Hyundai , Becker; que han llevado estos proyectos realizando tareas de hidráulica, fabricación de botellas para pet y compresores para gas, también turbinas de gas para vehículos. Fueron basados en el principio de funcionamiento de este tipo de compresores y fabricantes como Leyland, Ford, General Motors y Chrysler desarrollaron sus motores. Centrado en el campo de la aeronáutica, fabricantes como Pratt and Whitney, Rolls Royce y General Electric, han llevado estos proyectos hasta fases de utilización en distintos motores de aviación; por ejemplo el PW100 turbohélice, NENE O RB.41 turbojet, desarrollado

² Ibid., p.40

³ Ibid., p.40

en los años 40, CFE738 turbofan respectivamente. Además en el campo de la investigación, cabe resaltar trabajos realizados a nivel nacional–institucional y a nivel internacional, que se han involucrado en la temática de investigación sobre compresores centrífugos.

Sambrano, Mantilla y Llanos⁴ en el 2005, en su trabajo de grado tuvieron en cuenta el desarrollo de las micro turbinas a reacción de bajo flujo másico, como aporte al desarrollo de la teoría de compresores centrífugos, realizando el diseño y los cálculos térmicos según *Gas Turbine Theory* de saravanamuttoo pertinentes a esta estación del motor. Luego Duarte y Lopez⁵, basados en la idea de un concurso propuesto por la AIAA (American institute of aeronautics and astronautics), sobre la creación de un sistema de propulsión para una aeronave Bussines jet que habría de entrar en operación en el año 2010, realizaron la factibilidad de la aplicación de compresores tipo centrífugos para el sistema de propulsión, llegando a la conclusión que no sería posible su aplicación debido a que, aunque la tasa de compresión en una etapa es mucho mayor en un compresor centrífugo que en uno axial, la relación de compresión total del compresor centrífugo soportada era muy baja para la operación del motor, dando paso así a la selección de un compresor tipo axial. Además se inició el precedente en el análisis de dinámica de fluidos computacional para el compresor axial.

Retomando la línea de investigación sobre micro turbinas Hernández y Garzón⁶ en el 2006, plasmaron todo el diseño detallado de una turbina tipo radial, teniendo en cuenta los factores que pueden llegar a afectarla, asumiendo que puede conseguirse un rendimiento superior que una turbina tipo axial, resaltando que se realizaron los cálculos de esfuerzos axiales y radiales del rotor tipo centrífugo de la turbina, del mismo modo, se realizó el análisis computacional de esfuerzos por teoría de von-mises en el software ANSYS WORKBENCH, sentando un

⁴ ZAMBRANO ANGEL, Jefferson; MANTILLA BARBOSA, Jorge David; LLANOS SERNA, Paul Alexander. MODEL DESIGN ENGINE TURBOFAN JP1 (diseño y modelo de un motor turbofan JP1. Trabajo de grado, Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008

⁵ DUARTE Diana Carolina, LOPEZ LUIS Julián, Diseño preliminar de un compresor para un motor turbofan, Trabajo de grado, Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008

⁶ HERNANDEZ RIOS Juan Sebastián, GARZON BARBOSA Juan David, Metodología de diseño de una turbina radial para una micro turbina. Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008

precedente más sobre turbo maquinaria radial y aportando elementos sobre tipos de enmallados para este tipo de maquinaria. Continuando con el precedente y sin dejar de lado la dinámica de fluidos computacional como las micro turbinas, Aranguen, Bejarano y Rodríguez⁷, analizaron las etapas de la misma resaltando que la etapa de compresor era de tipo centrífugo, analizándola parte por parte (difusor, impulsor, colector, álabes) y realizando finalmente el análisis por elementos finitos del compresor y difusor.

Observando los aportes de universidades en el extranjero cabe resaltar primeramente que STEIN⁸, estudió los efectos aerodinámicos y dinámicos del flujo, los cuales conducen a inestabilidades en los compresores tipo centrífugos; esto realizado con la ayuda de la dinámica de fluidos computacional en 3D, obteniendo resultados que indicaban que los ángulos altos de incidencia del flujo, pueden llegar a causar separación de la capa límite en el borde de ataque del álabe del compresor, proponiendo medios de controlar las inestabilidades causadas por el flujo en el compresor. Seguido VIJAYKUMAR⁹, diseñó y desarrolló un compresor tipo centrífugo de media a alta relación de compresión para un motor Micro jet o una micro turbina de gas, teniendo en la primera fase del proyecto el diseño tanto dimensional y aerodinámico del difusor e impulsor, pasando luego a un enmallado tridimensional del compresor por medio de ANSYS WORKBENCH haciendo luego análisis por CFD.

Finalmente, AZCONA¹⁰ centró su investigación en el análisis de los flujos que atraviesan un compresor centrífugo de un conjunto de mini turbina de gas. El análisis del flujo se realizó sobre un diseño del compresor radial, en vez de uno

⁷ ARANGUEN, Felipe Andrés; BEJARANO ORTIZ, Oscar Hernando, RODRÍGUEZ MARTÍNEZ, Juan Carlos, Análisis estructural de una micro turbina. Trabajo de grado, Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008.

⁸STEIN, Alexander, Computational analysis of stall and separation control in centrifugal compressors. Georgia Institute of Technology. Facultad académica. Ingeniería Aeroespacial

⁹ VIJAYKUMAR ANAND, Design methodology for aerodynamic design of centrifugal compressor. Facultad de ingeniería. Ingeniería Mecánica

¹⁰ AZCONA Pérez, Javier, Simulación del flujo en una etapa de compresor centrífugo, Trabajo de grado, Universidad de Zaragoza, Departamento de Ciencia y Tecnología de Materiales y Fluidos Área de Mecánica de Fluidos, Ingeniería Industrial

axial, ya que la configuración radial presenta varias ventajas sobre la axial, en cuanto al tamaño que se requiere. Realizó el proceso de diseño de todo el compresor centrífugo pasando por el impulsor y el difusor definiendo geometría, temperaturas, presiones y ángulos de operación, recomendando tipos de enmallados para turbo maquinarias en análisis 2D terminando con el análisis de los resultados arrojados por la simulación.

1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Qué parámetros geométricos y dimensionales serán necesarios para un compresor tipo centrífugo que cumpla con los requerimientos de operación establecidos para un motor turbohélice PW127 Pratt and Whitney el cual cuenta con una ITT máxima de 800°C y un shaft horse power de 1953?

A partir del motor turbohélice PW127, que posee parámetros definidos de funcionamiento tales como ITT, relación de compresión, flujo másico, velocidades, RPM's, se debe proponer un diseño para la primera etapa de compresor tipo centrífugo, que permita cumplir con las características de diseño del motor anteriormente mencionado; para luego estudiar el comportamiento del flujo de aire a través del impulsor, gracias a la dinámica de fluidos computacional, permitiendo visualizar cómo el diseño afecta el rendimiento del motor; además establecer qué características geométricas y dimensionales pueden llegar a afectar parámetros, límites de diseño, los cuales ya están preestablecidos para el motor. Por último y gracias al análisis realizado y a la dinámica de fluidos computacional se deberá comprobar si el diseño logrado satisface la correcta operación del mismo.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Realizando una comparación de los compresores de flujo axial, con los compresores de flujo tipo centrífugo, poseen el diseño más simple; los dos requieren de tecnología sencilla para su manufactura, además estos constan de un tamaño mucho más pequeño y una confiabilidad operacional bastante grande. En estos compresores la relación de presión que se maneja es pequeña (la máxima relación de presión es usualmente 4.2 a 4.5 en una etapa), el flujo de aire y el empuje que deberá poseer y ofrecer respectivamente también es pequeño. Además, esta variante de compresores tiene un mayor diámetro que los compresores axiales. Un compresor de flujo centrífugo, consiste en un impulsor y un difusor en primera medida, el aire proveniente de la entrada del motor ingresa en el impulsor que está rotando en dirección axial, y luego del impulsor es descargado en forma radial, luego de esto la presión del aire y la velocidad son incrementadas debido a que fuerzas centrífugas actúan sobre el flujo, moviéndolo entre los álabes del impulsor. Ya que el difusor se encuentra a continuación del impulsor, se puede transformar la velocidad del flujo en energía interna, por último el aire es descargado y guiado a la cámara de combustión por el colector del compresor.

De acuerdo a lo anterior, se puede hacer notable que el comportamiento del aire a través del compresor es directamente proporcional al diseño del mismo, ya que si se tiene un buen diseño se podrá garantizar un buen funcionamiento y poder cumplir con los requerimientos de operación de las demás partes del motor. Por lo mismo, esta investigación se hace necesaria debido a que aunque la tecnología de compresores centrífugos ha quedado rezagada de alguna manera por los compresores axiales, esta no puede ser desechada de primera mano, pues su aplicación en la aviación militar aún es muy grande y en combinación con maquinaria axial; esto puede ser un fuerte argumento para la evolución de los motores a reacción en la industria aeronáutica. Cabe resaltar que la investigación pretende aportar mayores argumentos del por qué la tecnología centrífuga es una herramienta ampliamente aplicable en los motores a reacción y sentaría un precedente en la Universidad del diseño detallado y simulación del compresor centrífugo.

1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1 Objetivo General

- Diseñar preliminarmente la primera etapa de compresor tipo centrífugo para el motor PW127, simulando el proceso de paso del flujo de aire por el impulsor del mismo con ayuda de CFD

1.4.2 Objetivos Específicos

- Determinar los parámetros de entrada para el diseño de la primera etapa de compresor.
- Realizar el diseño del difusor e impulsor según las condiciones de operación del motor turbohélice.
- Identificar criterios de enmallado para generar la malla del compresor.
- Sugerir la configuración del solucionador para la simulación del compresor.

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO

1.5.1 Alcances

En el proyecto, se realizará el diseño de la primera etapa de compresor centrífugo para el motor PW127 y la posterior simulación del compresor, para ver el comportamiento del paso de aire por el mismo; obteniendo datos de presión, temperatura, densidades, velocidad entre otros. Por tal motivo se propondrá el diseño del compresor mencionado con ayuda de la teoría de compresores centrífugos ofrecida por el libro *Gas Turbine Theory de Saravanamutto*, proponiendo el diseño preliminar y los planos del compresor, realizando posteriormente una simulación del impulsor del compresor diseñado en ANSYS FLUENT V.15 para ver el comportamiento del flujo a través de él. Por último se propondrá un artículo para la Universidad de San Buenaventura basado en el diseño del compresor y la simulación en CFD, mostrando los resultados más relevantes de la investigación.

1.5.2 Limitaciones

Se diseñará el modelo del compresor centrífugo del PW127 y la posterior simulación del mismo; habiendo analizado los datos obtenidos, no se propondrá un diseño del compresor para mejorar (optimizar) el rendimiento del motor, ni tampoco se realizará la construcción del compresor propuesto en el diseño. Se debe resaltar también que la malla que se realizará para el compresor estará limitada a las capacidades computacionales con los que cuenta la Universidad.

2. MARCO DE REFERENCIA

2.1 MARCO CONCEPTUAL

Catia: programa informático que permite diseñar por medio de computador piezas, en este caso permite realizar planos, y modelos en general del compresor

Colector: parte fundamental del compresor, el cual tiene el propósito de recolectar el flujo de aire de descarga proveniente del difusor, y entregarlo a los pasajes divergentes del difusor.

Compresor: parte del motor el cual es la encargada de transformar la energía cinética en energía potencial de presión, además su función es la de comprimir el flujo de aire proveniente del exterior llevándolo luego a la cámara de combustión del motor. Para este proyecto se utilizará un compresor de flujo centrífugo que es un dispositivo de tipo dinámico, el cual cuenta con un diseño impulsor, un colector y un difusor; permitiendo que se genere altos niveles de presión, aumentando la velocidad del gas (aire) que pasa a través del impulsor.

La mayoría de los compresores de flujo centrífugo cuentan con una sola etapa, pero también pueden venir en configuración de dos etapas, pero las pérdidas hidráulicas pueden llegar a hacer más grandes.

Difusión: proceso que se realiza en el difusor, donde se reduce la energía cinética del fluido para imprimirle energía de presión, esto se logra gracias a los conductos divergentes con los que cuenta el difusor

Difusor: componente del compresor centrífugo, el cual tiene la responsabilidad de convertir la energía cinética del gas de trabajo que atraviesa el impulsor en presión estática, haciendo un proceso gradual de disminución de la velocidad del fluido; se resalta que los pasajes divergentes que logran el incremento de presión, están contenidos en el difusor.

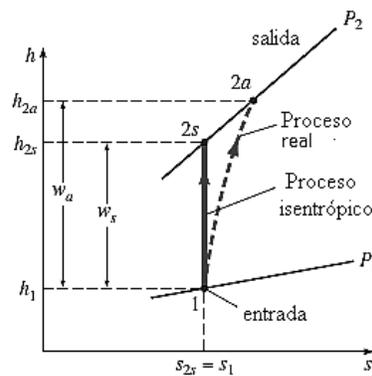
Enmallado: es el proceso que permite generar bloques y divisiones de la geometría de estudio para realizar luego el proceso de simulación en Fluent, se

resalta que en este proceso se pueden utilizar distintos tipos de malla como los son estructuradas y no estructuradas.

Eficiencia Isentrópica: este término en los compresores, se define como el cociente entre el trabajo que se requiere para aumentar la presión del fluido de compresión de forma isotrópica; es decir sin pérdidas, y el trabajo real de compresión. El valor de la eficiencia del compresor difiere dependiendo el tipo de diseño que se tenga para el mismo, estos valores pueden oscilar entre 0.8 y 0.92, así que se define como:

$$\eta_c = \frac{W_s}{W} \quad (1)$$

Ilustración 3: Eficiencia isentrópica, proceso real e isotrópico



Estrangulamiento (choking): si la velocidad del flujo en el pasaje del difusor alcanza la velocidad del sonido en cualquier parte, a lo largo de su extensión el aire deja de fluir y se provoca una condición de estrangulamiento del fluido.

Factor de deslizamiento: es un factor que limita la capacidad de trabajo que realiza el compresor aun cuando hay condiciones isotrópicas, se puede definir como la diferencia existente entre la velocidad media presentada en el álabe y la velocidad de torbellino en la salida (σ).

Factor de potencia de entrada: el trabajo hecho por el compresor por Kg de aire es más grande que el trabajo teórico hecho, debido a la fricción del fluido y las pérdidas por ventilación.

Fluent: *“Contiene amplias capacidades de modelado físico necesarios para modelar el flujo, la turbulencia, la transferencia de calor, y las reacciones para aplicaciones industriales, que van desde el flujo de aire sobre el ala de un avión a la combustión en un horno; modelos especiales que le dan al software la capacidad de modelar en el cilindro de combustión, aeroacústica, turbomáquinaria y sistemas multifásicos que han servido para ampliar su alcance¹¹”.*

Impulsor: Es uno de los principales componentes del compresor centrífugo, y es el encargado de imprimirle una alta velocidad al flujo de aire, que además luego de pasar por el difusor, se desacelera el flujo aumentando la presión del gas de trabajo. En esta parte, el gas de trabajo puede alcanzar niveles de velocidad y energía bastante altos, en comparación con los compresores axiales.

Impeller eye tip diameter: Es el diámetro con el cual debe contar el impulsor en la punta para dar una descarga de flujo al difusor

Impeller eye root diameter: Es el diámetro con el cual debe contar el impulsor en la entrada por la cual atraviesa el flujo de aire proveniente del exterior para que el impulsor inicie el proceso de imprimirle energía cinética al flujo

Mapa del compresor: *“Se llama mapa del compresor a la representación gráfica de las características de trabajo de un determinado compresor. Estas características o puntos posibles de funcionamiento, se representan en un diagrama, cartesiano en función del gasto de aire G y la relación de compresión¹²”.*

Número de mach: número principalmente empleado en aeronáutica, que cuantifica la velocidad relativa y es definido como el cociente entre la velocidad de un objeto y la velocidad del sonido en medio que se mueve el objeto; esto quiere decir que la velocidad del sonido variará dependiendo de la temperatura del medio principalmente. En los impulsores, la velocidad del flujo que atraviesa puede llegar

¹¹ ANSYS. Ansys Fluent. Productos y dinámica de fluidos. Internet: (<<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/Fluid+Dynamics+Products/ANSYS+Fluent>>)

¹² OÑATE, Esteban, Turborreactores Teoría sistemas y propulsión de aviones. Madrid: Sumaas, 1981. p.157

a ser máxima en la punta, provocando que esta cantidad sea mayor a la unidad (supersónico), sin embargo este puede provocarse sin que haya pérdidas en el impulsor.

Proceso Isentrópico: Sabiendo que esta palabra es derivada del griego donde “ISO” es igual y “Entrópico” es entropía, se puede definir que en este proceso la entropía se mantiene constante en todo el proceso y además no hay pérdidas de calor propiciadas por efectos de fricción.

Punta del álabe: Punto más alejado del álabe del compresor, medido desde el punto de sujeción del impulsor, donde se presentan las mayores velocidades rotacionales.

Raíz del álabe: Es la parte del álabe ubicada en el compresor la cual sirve como unión entre el disco (anillo) de álabes y el álabe (estructura). En los compresores de tipo centrífugo el disco y el álabe se fabrican como una sola pieza, en comparación de los compresores axiales que son dos piezas distintas con un método de sujeción.

Relación de compresión: Cuando el aire que proviene de la entrada del motor llega al compresor con una temperatura, una presión y una velocidad que son determinadas por el número de Mach de vuelo, entonces sabiendo que en el compresor es donde se aumenta la presión y la temperatura del fluido (compresión) disminuyendo la velocidad del mismo, la relación de compresión se puede definir como el cociente entre las presiones totales de la salida y la entrada del compresor.

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} \quad (2)$$

Perdida (Stall): La pérdida de una etapa de compresor se puede definir como la pérdida aerodinámica, en general se caracteriza por el flujo reverso que se puede provocar cerca de la punta del álabe, lo que puede alterar la distribución de la velocidad y de manera adversa puede llegar a afectar el rendimiento de etapas sucesivas si se habla de un compresor multi etapa.

Surge: Si el compresor está operando en el punto donde entrega la máxima presión, puede que el flujo de aire se devuelva al compresor. Esto puede llevar a

una condición inestable de flujo reverso cíclico; este fenómeno pulsante de flujo de aire se llama surge.

Turbohélice: Motor a reacción que basa su funcionamiento bajo el ciclo Brayton, la propulsión o el empuje de un motor turbohélice proviene en gran medida de la conversión de la energía del aire en potencia mecánica, provocada gracias a la hélice con la que cuentan estos motores, el cual funciona para hacer girar los compresores y accesorios, solo una pequeña cantidad (cerca al 10%); el empuje proviene del chorro de los gases de combustión luego de pasar por la turbina. Las características más relevantes de estos motores se presentan:

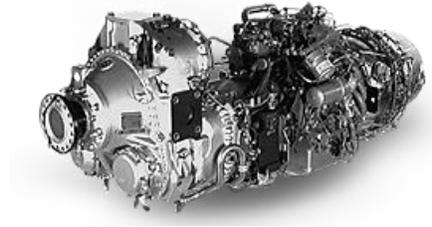
1. *“Alto rendimiento propulsivo a bajas velocidades, lo cual resulta en cortas carreras de despegue pero que disminuye rápidamente a medida que la velocidad aumenta. El motor es capaz de desarrollar alto empuje a bajas velocidades porque la hélice puede acelerar grandes cantidades de aire”.*
2. *“Un consumo específico de combustible (TSFC) más bajo que el turborreactor”.*
3. *“Posibilidad de empuje inverso eficaz.”*¹³

Basado en las características anteriormente mencionadas, los turbohélices tienen un mejor rendimiento que algunos otros motores a reacción, pues pueden ser usados en aeronaves de carga pesada y que tengan longitud de pista corta. “Normalmente los turbohélices están limitados en velocidades hasta aproximadamente 500 mph (805 km/h), ya que el rendimiento de la hélice cae rápidamente con velocidades mayores a causa de la formación de ondas de choque”¹⁴.

¹³ RIVAS, Op. cit., p.176

¹⁴ Ibid., p. 176

Ilustración 4: Turbohélice PW127



Fuente: LARGE PW100 SERIES¹⁵

3. MARCO TEÓRICO

En la actualidad la teoría sobre turbo maquinarias es variada aunque muy limitada si de su acceso a nivel investigativo se trata. El avance de muchos de los investigadores se ha centrado principalmente en el desarrollo de bombas hidráulicas tipo centrífugo, en las cuales se analizan las pérdidas por presión y la carga que se generan en los álabes de la bomba. Como tal este tipo de avances podrían llegar a ser utilizados, si en los diseños de compresores centrífugos se quisiera implementar un análisis de tipo hidráulico, más en análisis de tipo termogasdinámico, el campo de investigación se reduce, por lo cual el grupo de Autores que se han centrado en este tipo de investigaciones se reduce considerablemente, encontrando a *Saravanamuttoo, Cuesta, Flack y Escobar*, los cuales serán los principales Autores en los que se fundamentará este proyecto de grado, en el se realizará el diseño por medio de CATIA y la simulación mediante CFD del compresor centrífugo del PW127, llegando a corroborar los resultados obtenidos en el diseño por medio de ANSYS FLUENT gracias a la simulación, obteniendo datos como presiones, temperaturas entre otros.

¹⁵ Customer Training Manual. Large PW100 series, Pratt and Whitney Canada, 2002 .p. 31

3.1. PROCESO DE DISEÑO SEGÚN SARAVANAMUTTOO

“El compresor centrífugo consiste esencialmente de una carcasa estacionaria, que contiene un impulsor que rota e imprime una alta velocidad al aire, y un número de pasajes divergentes, en donde el aire se desacelera teniendo un alza en la presión estática como consecuencia. El proceso anterior se le denomina difusión, y por tal motivo la parte del compresor que contiene los conductos divergentes se llama difusor. El aire es succionado dentro del impulsor y se hace girar a una alta velocidad por los álabes del disco del impulsor con una componente angular. El incremento de presión estática es conseguido en el difusor, donde la alta velocidad del aire que deja la punta del impulsor es reducida. Se apreciaría que la fricción de aire comprimido en el difusor puede causar pérdidas en la presión de estancamiento, por lo cual lo normal es diseñar el compresor para que la mitad del incremento de presión ocurra en el impulsor y la otra mitad en el difusor.

*Los impulsores de los compresores centrífugos modernos, operan con altas velocidades en la punta, resultando en altos niveles de esfuerzos. Métodos modernos para el análisis de esfuerzos combinados con materiales más fuertes, permiten superficies curvadas hacia atrás que pueden ser usadas en compresores de alto rendimiento”.*¹⁶

3.2. CATIA

Desarrollado por Dassault Systems, Catia es un software de diseño que permite el modelamiento y mecanizado de toda clase de piezas o componentes que se utilicen en cualquier industria, basado en una estructura jerárquica permitiendo pasar desde un boceto a una pieza tridimensional sólida o por superficies, creando ensambles de distintas piezas e incluso permite realizar análisis tipo PLM estructurales y de cinemática, además de programas automatizados para el mecanizado por control numérico o CNC. Esta herramienta integra tres módulos básicos que le dan una solidez como software de diseño asistido por computador

- Diseño de partes (Part design): entorno en el cual se podrán crear modelos sólidos basados en parámetros o características de un boceto, los cuales

¹⁶ SARAVANAMUTTOO, hih, Gas turbine theory fifth edition, Gran Bretaña: prentice hall, 2001.p. 127

podrán ser exportados no solo en formato .part o .catpart sino .iges, .step, .dwg, .dwx, etc.

- Diseño por ensamble (Assembly) : entorno que basado en piezas diseñadas o modelas por medio del part design permite el ensamblaje de las mismas por medio de relaciones (restricciones) según la necesidad del diseñador
- Wireframe y diseño por superficies: entorno que permite el modelamiento de elementos por superficies (no sólidos) ¹⁷

Catia al ser otro software de diseño asistido por computador, ofrece la posibilidad no solo de integrar su interface y código a otros programas CAD, sino que también permite integrarse con los software de dinámica de fluidos computacional por medio de varias extensiones de archivos aun también permite exportar archivos a versiones más recientes del software evitando problemas de compatibilidad, incluso integra funciones para exportar archivos en extensiones directamente asociadas a los software de pre procesamiento como lo es ICEM.

3.3. DINAMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Analizando el ámbito en el que vive el ser humano, se puede divisar que existen muchos fenómenos que están asociados a la mecánica de fluidos, desde el vuelo que realiza un ave, hasta fenómenos complejos como un flujo en una tubería, la aerodinámica que rodea un carro, hasta la aerodinámica de motores y aeronaves; o por qué no el mismo comportamiento del aire. Gracias a estos fenómenos y a la curiosidad del hombre por entender a cabalidad el comportamiento de los mismos, los científicos han planteado hasta hoy formulaciones utilizando los modelos matemáticos; esto en su mayor contribución a la mecánica de fluidos, Claude-Luis Navier y George Stokes formularon; basados en la matemática las teorías sobre la fricción interna de fluidos, derivando las ecuaciones de Navier-Stokes; las cuales son un conjunto de ecuaciones que pueden llegar a describir el comportamiento de un fluido, y que al solucionarlas se pueden conocer magnitudes importantes en el estudio de los fluidos como lo son presión, temperatura, densidades, etc. Hay que recalcar que esta serie de ecuaciones no cuenta con una solución analítica;

¹⁷ AVILA MARTINEZ, Daniel; Aplicación de metadatos Dublin Core a los principales módulos CAD de CATIA V5; Universidad Carlos III; Madrid

por lo cual se utiliza modelos de turbulencia, los cuales operan bajo asunciones que simplifican estas ecuaciones dando solución a los problemas de dinámica de fluidos ya mencionados.

“CFD es una técnica numérica, que permite solucionar de manera aproximada las ecuaciones gobernantes de un medio continuo específico, permitiendo comprender el efecto de la geometría empacada en los patrones de flujo y transferencia de calor¹⁸”, es decir que se analizan y resuelven los tres fundamentales de los fluidos; conservación de la masa, conservación de la energía y la cantidad de movimiento; donde su forma más simplificada se muestra según las ecuaciones (3), (4) y (5) respectivamente:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (3)$$

$$\Delta E = \Delta Q + \Delta W \quad (4)$$

Donde:

ΔQ : Calor aportado desde el exterior al volumen de control por unidad de tiempo

ΔW : Trabajo por unidad de tiempo que ejercen las fuerzas sobre el volumen de control

$$\sum F = m * \frac{dv}{dt} = \frac{d(m * v)}{dt} \quad (5)$$

Donde:

$m * v$: Cantidad de movimiento

En la década de los 60's, las personas que trataban con la dinámica de fluidos tenían dos formas de aproximación a los resultados, las cuales eran el método

¹⁸ NIETO LONDOÑO, Cesar; MEJIA ALVAREZ, Ricardo; AGUDELO SANTAMARIA, Jhon, Dinámica de fluidos computacional aplicada al estudio de regeneradores térmicos. Medellín.: Universidad nacional de Colombia. Facultad de ingeniería. 2004. P.82

experimental y la teoría. Sin embargo con la llegada de la tecnología computacional y de algoritmos numéricos precisos para resolver problemas físicos en computadoras, se revolucionó la forma en la cual se practica la dinámica de fluidos.

“Una simulación numérica en CFD está compuesta por tres etapas: pre procesamiento, procesamiento y post-procesamiento. Durante la etapa de pre procesamiento se genera la geometría, el enmallado y configuración de la simulación. En la etapa de procesamiento se resuelven numéricamente las ecuaciones fundamentales. Y en la etapa de post-procesamiento, está definida por la visualización y análisis de resultados. Una simulación CFD comienza con la modelación geométrica CAD del dominio a analizar. Este dominio representa el fluido sobre el cual se quiere tener información, analizar y predecir el comportamiento. Una vez se tenga el dominio computacional o modelo CAD del fluido, éste dividido espacialmente en celdas para formar una malla. Las propiedades físicas del fluido, tales como temperatura o velocidad, son calculadas en cada uno de estos volúmenes como solución de las ecuaciones fundamentales.”¹⁹

La creación de la malla es uno de los pasos más importantes en un proceso de análisis por CFD, la cual se aplicará como se ha dicho el pre-procesador que para efectos de ANSYS es ICEM, esto se debe a que su creación consiste en dividir en varias porciones la geometría en la cual circulará el flujo que se desea estudiar, generando como resultado un enmallado con cierta densidad y forma, parámetros escogidos por el diseñador; con los cuales el software procesador recoge la información del flujo y la usa para dar solución al problema de fluidos a tratar. Así cada parte del fluido que pasa por estas celdas es solucionada numéricamente, de tal forma que la velocidad, presión, temperatura, y otros parámetros de transporte que son de interés, son determinados. Se tiende a pensar que mientras más fina sea la malla (más densa), los resultados que se obtendrán en las simulaciones es mejor; aunque ciertamente pareciera ser cierto, se convierte en un parámetro limitante desde el punto de tiempo en simulación y recursos computacionales; no obstante se hace extensible realizar un estudio de convergencia de malla el cual, según variaciones porcentuales de los resultados obtenidos por simulaciones

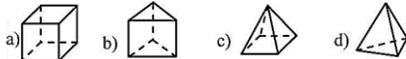
¹⁹ ORREGO, Santiago Msc, Simulación de fluidos utilizando computadores: una moderna herramienta para el estudio y análisis de fluidos. Medellín. Universidad EAFIT. 2009. p. 5

usando una familia de mallas arroja cuál de las mallas es menos restrictiva según las limitantes mencionadas, ahorrando recursos computacionales y tiempo en la solución del problema.

“Los enmalladores ofrecen la posibilidad de emplear diferentes tipologías de elementos para realizar el enmallado del dominio fluido. De este modo es capaz de poder adaptar el enmallado a cualquier contorno de los sólidos que limitan el dominio fluido”²⁰.

Ilustración 5: Tipos de elementos utilizados en enmallados

Forma del elemento	Nodo por volumen de control
Tetraedro d)	4
Pirámide c)	5
Cuña o prisma b)	6
Hexaedro a)	8



Fuente: CARRILLO, CASTILLO²¹

En el caso de las geometrías complejas, hay que tener consideraciones especiales al momento del enmallado, debido a que hay regiones en las cuales el flujo presenta altos gradientes de presión, temperatura, velocidad, etc., lo que hace necesario el tener que implementar, ciertos tipos de elementos como el número de ellos, que permitan predecir perfectamente el comportamiento del flujo en estas regiones.

En el caso de la turbo maquinaria, es bueno utilizar una metodología de división del modelo de estudio para así tener zonas críticas y no tan críticas en donde se pueda tener un dominio de la calidad de la malla y la densidad de la misma, es decir realizar un enmallado por bloques. En el caso de la tipología de enmallado, para los casos de análisis que son bidimensionales “pueden usarse mallas tipo estructuras o no estructuradas que en dado caso pueden generar elementos triangulares o cuadrados que serán aplicados según la geometría de estudio, en

²⁰ CARRILLO SANCHEZ, José María; CASTILLO ELSITDIE, Luis Gerardo; Consideraciones del enmallado aplicadas al cálculo de flujos bifásicos con las técnicas de dinámica de fluidos computacional. Trabajo de grado, Escuela de ingeniería de caminos y de minas. Facultad de ingeniería. p. 1

²¹ Ibid., p. 1.

los casos tridimensionales se pueden generar mallas con elementos prismáticos, tetraédricos y hexaédricos”, según BEATOVE²² los elementos hexaédricos aunque forman mallas estructuradas y son de mayor dificultad para aplicarlos a geometrías complejas tienen más bondades que los elementos tetraédricos ya que se pueden obtener mejores resultados en cuanto a simulación, todo esto apoyado por investigaciones que arrojaron que las mallas hexaédricas tienden a reducir el número de elementos con los que contara el volumen de control además de reducir significativamente los tiempos de simulación gracias a que la convergencia de la solución puede llegar a ser mejor y en gran medida también se puede predecir mejor el desprendimiento del flujo en la pared como también se puede resolver mejor la capa límite cuando la turbulencia del flujo es alta.

3.4. MODELOS DE TURBULENCIA

La turbulencia es un fenómeno que se hace común en la mayoría de flujos que se analizan, en los casos de la dinámica de fluidos computacional, esta condición está ligada primeramente al número de Reynolds, a las fuerzas de viscosidad y ciertamente a las fuerzas de inercia que se presentan en el fluido. Cuando los valores del número Reynolds están por debajo de lo que se conoce como el Reynolds crítico (R_{crit}) el flujo se desplaza de manera “ordenada” y “refinada” por todo el volumen de control incluso cerca a las paredes, el flujo tiene condición de laminar, pero cuando el número Reynolds está por encima de R_{crit} el flujo que se estudia empieza a tener otro tipo de características que permiten que este se vuelva turbulento, es decir que las partículas del fluido empiezan a tener movimientos aleatorios incrementando la velocidad de las partículas y por ende las fuerzas de inercia del mismo pasando de un régimen laminar a un régimen turbulento, lo cual para efectos de predecir el comportamiento de este tipo de flujos se hace una tarea bastante dispendiosa casi imposible si se quisiera calcular la solución con las ecuaciones que gobiernan la mecánica de fluidos incluso si se involucran las ecuaciones de Navier Stokes las cuales no tienen una solución matemática.

Por tal motivo se hace necesario “simplificar” estas ecuaciones para poder llegar a una solución lo cual es permitido por los códigos que se manejan en CFD, pues esta rama de los fluidos permite implementar modelos de turbulencia que se

²² BEATOVE, Santiago; GARCIA RUIZ, Manuel Julio; AVELLAN, François; ARBOLEDA QUINTERO, Brian; BUSTAMANTE ORREGO, Santiago. Simulación numérica de turbinas Francis. Universidad autónoma de occidente. Fondo Editorial Universidad EAFIT.p.63

encargan de predecir en detalle las fluctuaciones de la turbulencia presentada en el fluido los cuales son simplificaciones de las ecuaciones de Navier Stokes que permiten resolver una amplia gama de problemas que involucran fluidos turbulentos. Estos modelos ciertamente están comprendidos desde modelos simples con cero ecuaciones hasta modelos de orden superior de siete ecuaciones tal como se muestra en la ilustración 6, donde se enumeran alguno de los modelos de turbulencia que se utilizan en la dinámica de fluidos actual.

Ilustración 6: Clases de modelos de turbulencia

Modelos clásicos	Basados en las (promedio del tiempo) ecuaciones de Reynolds <ol style="list-style-type: none"> 1. Modelos de cero ecuaciones-modelo "mixing lenght" 2. Modelos de dos ecuaciones- modelo K-ε 3. Modelo de ecuaciones de esfuerzos de Reynolds 4. Modelo de esfuerzos algebraicos
Large Eddy Simulación	Basados en ecuaciones filtrantes

Fuente: Versteeg²³

Si bien se observan variedad de modelos de turbulencia sin incluir por ejemplo el modelo Spalart Allmaras que fue desarrollado principalmente para aplicaciones aeroespaciales pero que no tiene buenas predicciones con flujos rotacionales, hay que tener en cuenta el tipo de modelos que permiten una simulación acertada si de turbo maquinarias se trata:

3.4.1. MODELO DE TURBULENCIA $k - \epsilon$

Modelo de turbulencia introducido por Harlow y Nakayama derivado de las ecuaciones de incompresibilidad de Navier stokes, como un modelo que cuenta con dos variables de transporte que permiten representar las características de los flujos turbulentos, la primera (K); la energía cinética turbulenta que permite determinar la energía turbulenta del flujo, y la segunda épsilon (ϵ) que proporciona

²³ VERSTEEG, H K; MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics, The finite volume method, Segunda edición, Pearson Education Limited, 2007. p. 62.

la tasa de disipación de la energía turbulenta²⁴. Cabe mencionar que no es muy preciso cuando en las propiedades del flujo se tienen altos gradientes de presión adversos, y aun tampoco tiene una alta precisión en problemas como toberas.

3.4.2. MODELO DE TURBULENCIA $k - \omega$

Este modelo introducido por Wilcox es un modelo similar al $k - \varepsilon$, se presenta como un modelo con dos ecuaciones de transporte para representar las propiedades turbulentas del flujo; k la cual tiene una variación en la ecuación con respecto al modelo $k - \varepsilon$, y la otra variable ω que permite determinar la escala de la turbulencia. Este modelo tiene mejor rendimiento frente a flujos que involucren gradientes de presión altos, además de ser aplicado ampliamente en problemas que involucren flujos rotacionales como en turbinas y compresores.

3.4.3. MODELO DE TURBULENCIA SST

El SST (shear stress transport) es una formulación basada en el uso de los modelos de turbulencia $k - \varepsilon$ y $k - \omega$, por un lado involucra características de $k - \omega$ permitiendo trabajar en la capa límite del flujo cerca a la pared (subcapa laminar) cuando hay flujos a bajo número Reynolds, por otro lado $k - \varepsilon$ complementa la formulación ya que este modelo permite trabajar lejos de la pared mejorando el problema de sensibilidad de $k - \omega$ cuando se trabaja con corrientes de entrada libre, produciendo así que este modelo tenga buenas predicciones en problemas que involucren altos gradientes de presión adversos y separación de flujo²⁵.

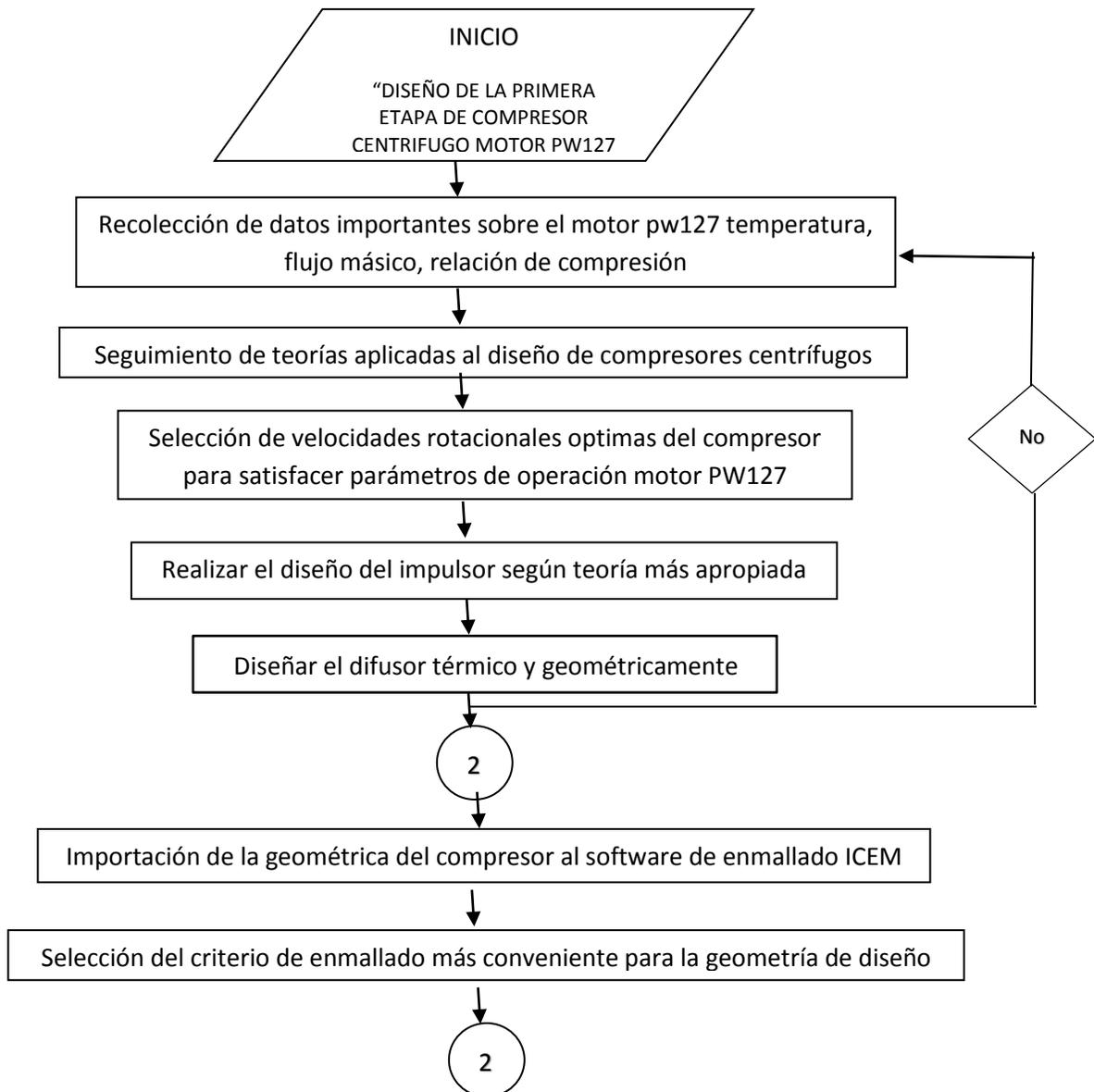
Observando las bondades de los modelos de turbulencia anteriormente mencionados, se decide seleccionar para la simulación el modelo $k - \varepsilon$ debido a que en primera medida se usa para simular flujos rotacionales tal como se presenta en el compresor, además frente a los modelos $k - \omega$, SST y Spalart Allmaras utiliza menor capacidad computacional sin dejar de obtener buenos resultados con respecto al flujo que se está analizando, lo que produciría se obtuviera un menor tiempo en la convergencia de la simulación.

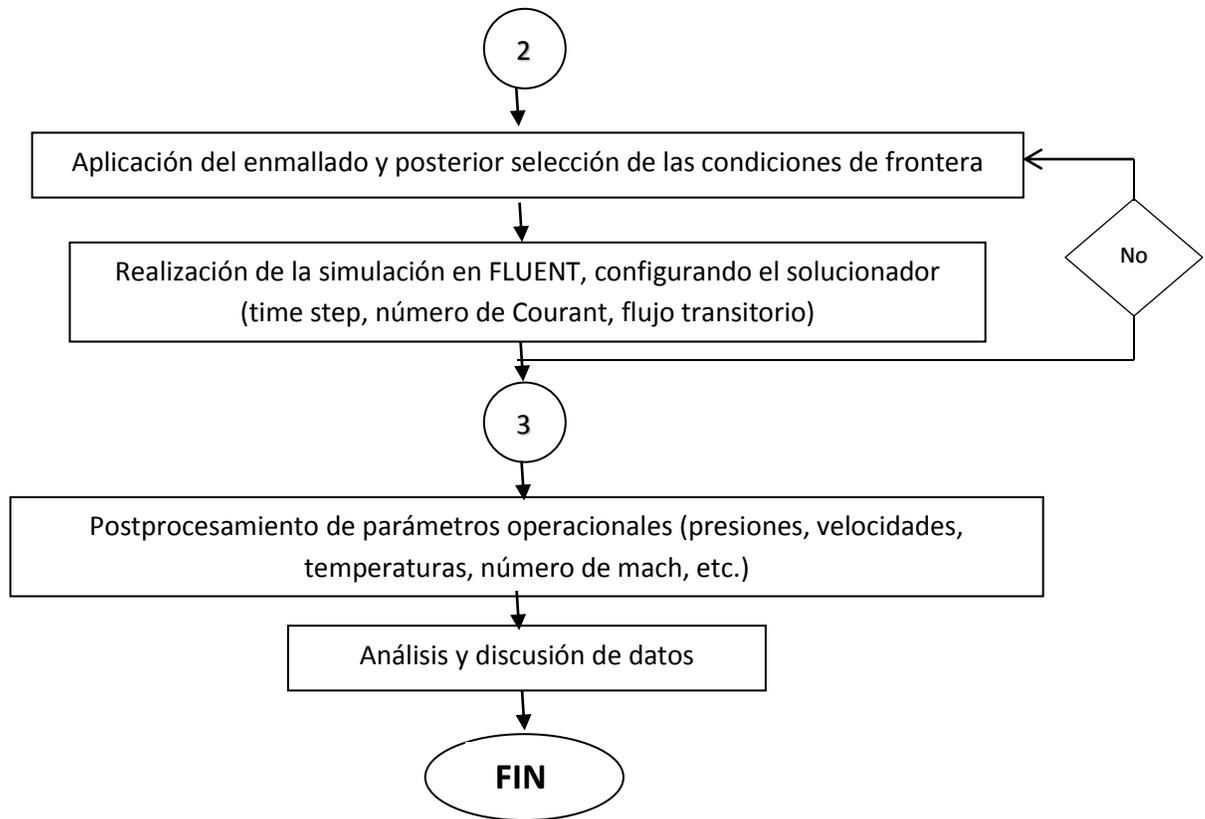
²⁴ COLLEN, Scott. The K-Epsilon model in the theory of turbulence. Universidad de Pittsburgh, 2004. p. 3.

²⁵ Modelo K-Omega SST. Internet (<http://www.cfd-online.com/Wiki/SST_k-omega_model>)

4. METODOLOGÍA

El proceso investigativo y de desarrollo del proyecto, se dividirá en tres fases importantes: diseño preliminar del compresor, simulación en CFD y post procesamiento de los datos obtenidos, se tendrá un enfoque en principio empírico, que permita la recolección de datos que puedan usarse para iniciar con el diseño del compresor, dando paso al sistema analítico enfocado en el estudio, y la interpretación de datos. El proyecto se enfocará en el cumplimiento de un paso a paso que permita alcanzar a cabalidad el objetivo general del proyecto el cual se propone a continuación:





4.1 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN

La investigación tendrá un enfoque en principio empírico, con la recolección de datos para el inicio del diseño, pasando luego a un esquema analítico enfocado en el análisis, y la interpretación tanto de datos como de teorías e hipótesis recopiladas por distintos Autores plasmadas en textos y material digital que permitan llevar a cabo el desarrollo completo del proyecto comprendido como diseño preliminar y simulación de un compresor tipo centrífugo.

4.2 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN DE LA FACULTAD / CAMPO TEMÁTICO DE LA LÍNEA

El proyecto quedará inscrito en la línea de investigación de la facultad *energía y vehículos*, en el núcleo problemático de la línea de investigación, *diseño y construcción de plantas motrices, aeronaves y energías renovables* teniendo como campo temático *Diseño y simulación de un compresor centrífugo por medio de CFD*.

4.3 HIPÓTESIS

Se puede decir que el compresor tendrá un escalón o etapa de compresión, que contará con un rango de 15 a 20 álabes en el impulsor; asegurando así las condiciones de operación del motor, esto como parte de la geometría y material, puesto que las características dimensionales no pueden ser estimadas de primera medida sin realizar el proceso de diseño.

4.4 VARIABLES

4.4.1 Variables Independientes

Tabla 1: Variables independientes

Variables tipo independientes	
Numeración	Descripción de la variable
1	Relación de compresión
2	Flujo másico
3	Factor de trabajo
4	Factor de deslizamiento
5	Velocidad rotacional
6	Temperatura de entrada
7	Presión de entrada
8	Eficiencia isentròpica
9	Número de conductos divergentes
10	Numero de Courant

4.4.2 Variables Dependientes

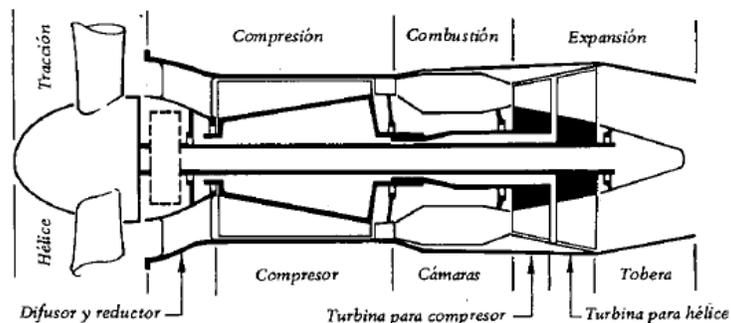
Tabla 2: Variables dependientes

Variables tipo dependientes	
Numeración	Descripción de la variable
1	Velocidad axial
2	Área del impulsor
3	Radio en la punta
4	Radio en la raíz
5	Ángulos de deflexión del aire
6	Diámetro en la punta del ojo del impulsor
7	Diámetro en la raíz del ojo del impulsor

5 DESARROLLO INGENIERIL

MOTOR TURBOHÉLICE: Este tipo de motores usados en aeronaves de ala fija tienen ciertas similitudes a los turboejes. Este es un sistema formado por un turborreactor el cual hace girar una hélice la cual a su vez entrega la potencia lograda por su giro al eje conductor de la turbina haciendo finalmente girar el compresor gracias a los gases provenientes de la sección de combustión, los cuales solo proveen una pequeña parte del empuje del motor puesto que el mayor porcentaje del mismo se debe a la tracción de la hélice²⁶. La configuración del turbohélice se muestra en la ilustración.

Ilustración 7: Configuración motor Turbohélice



Fuente: CUESTA²⁷

Se realizarán los cálculos térmicos del compresor centrífugo del motor PW127 (sección fría), para esto se fijaron datos técnicos tomados del "Customer Training Manual PW100 series" y de la tabla para la atmósfera estándar, ya que para el proceso de diseño de este compresor se trabajará con datos en un régimen específico de vuelo y a nivel del mar.

Los datos técnicos proporcionados por el manual del PW100 series son:

²⁶ CUESTA ALVAREZ, Martín. Motores de Reacción, tecnología y operación de. Madrid. Paraninfo. 1980 .p.113.

²⁷ Ibid., p. 113.

Tabla 3: Parámetros de entrada motor PW127

✓ <i>flujo masico: $\dot{m}=8.49 \text{ Kg/s}$</i>
✓ <i>Máximas RPM's en fase de despegue: $NL= 28870 \text{ rpms}$</i>
✓ <i>Máxima potencia del eje en fase de despegue: $SHP= 2750$</i>
✓ <i>Relación de compresión compresor de baja potencia PW127: $\pi_c = 5.6:1$</i>
✓ <i>Máxima Temperatura de descarga de los gases: $ITT= 800 \text{ }^\circ\text{C}$</i>

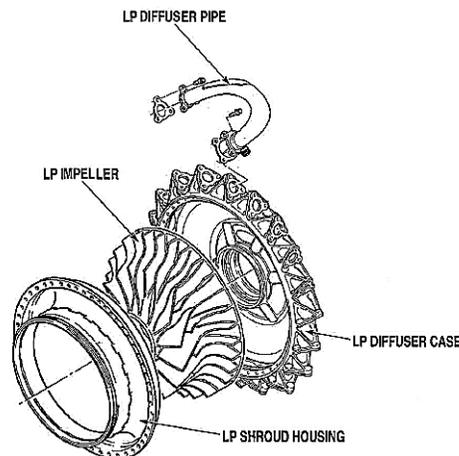
Fuente: Autor

Apoyado en la tabla de la atmosfera estándar (Anexo 1) los valores a nivel del mar son:

- ✓ $T_{01} = 288.15 \text{ K}$
- ✓ $P_{01} = 101325 \text{ Pa} = 1.01325 \text{ bar}$
- ✓ $\rho_{01} = 1.2 \text{ Kg/m}^3$
- ✓ $R = 0.287$

Se propone realizar inicialmente los cálculos geométricos del impulsor los cuales servirán de apoyo para el posterior cálculo de los parámetros térmicos del mismo, efectuando también los mismos pasos para el difusor. Segundo, habiendo realizado el proceso de cálculos se procederá a modelar la geometría en CAD proporcionando los planos del diseño, para así culminar con una tercera fase de simulación del impulsor y el post procesamiento de los datos arrojados por esta, resaltando que el diseño estará basado principalmente en la teoría de compresores centrífugos de Saravanamuttoo.

Ilustración 8: Sección fría motor PW127



Fuente: LARGE PW100 SERIES²⁸

²⁸ PRATT AND WITHNEY, Op.cit. p.46.

5.1 DISEÑO DEL IMPULSOR

El impulsor mostrado en la ilustración 9, es el componente encargado de imprimirle energía cinética al fluido, además de re direccionarlo de acuerdo a la disposición de los álabes del mismo. Este componente es uno de los más complicados en el diseño de un compresor centrífugo ya que de este dependerá la forma de descarga del flujo hacia el difusor y luego hacia la cámara de combustión, además dependiendo el diseño en esta parte es donde se pueden presentar las mayores pérdidas por fricción o por compresión, las cuales deben disminuirse al máximo si se quiere obtener un diseño aceptable.

Ilustración 9: Impulsor, compresor centrífugo



Fuente: IMÁGENES GOOGLE

5.1.1 CÁLCULOS GEOMÉTRICOS

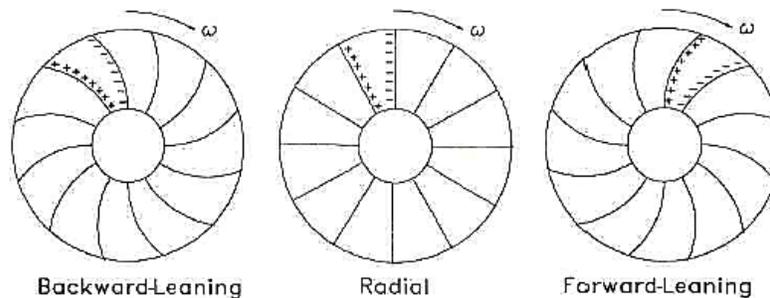
- Tipos de geometrías

Para compresores centrífugos se utilizan principalmente tres tipos de geometrías para los álabes del impulsor tal como se muestra en la ilustración 10, los cuales tendrán su clasificación de acuerdo al ángulo de descarga del flujo por parte del impulsor (β_2).

- ✓ Álabes curvados hacia atrás: son superficies usadas en el diseño de compresores de alto rendimiento y que según la experiencia han demostrado ser bastante eficientes desarrollando los menores factores de deslizamiento. Además de las características mencionadas con anterioridad estas geometrías permiten:

- Velocidades máximas de hasta 500 m/s
 - Ángulos de salida de 25° a 90° sin que el factor de deslizamiento aumente considerablemente
 - Dan un amplio rango de flujos de aire para determinadas velocidades rotacionales. lo cual es deseable para adaptar el compresor a la turbina que lo conducirá ²⁹
- ✓ Álabes totalmente radiales: usadas en el diseño de compresores pequeños y bombas hidráulicas, la descarga del flujo es totalmente radial y en algunos diseños puede aumentar las pérdidas dependiendo la configuración de la cámara de combustión
- ✓ Álabes curvados hacia adelante: se usan comúnmente en el diseño de bombas hidráulicas y para propósitos de diseño académico. Son usados cuando se trabajan con grandes relaciones de presión aunque demuestran desarrollar grandes factores de deslizamiento.³⁰

Ilustración 10: Clasificación de los álabes del impulsor según el ángulo de descarga



Fuente: FLACK³¹

Se ha hablado del factor de deslizamiento, y antes de continuar con los cálculos térmicos del impulsor, será necesario conocer a que hace referencia este coeficiente, por ende este factor es un parámetro importante de diseño de compresores centrífugos, puesto que permite determinar la cantidad de energía

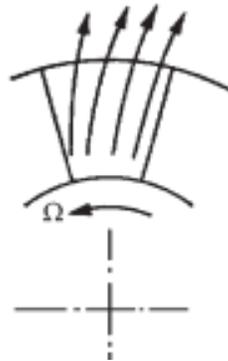
²⁹ ESCOBAR, Arnold. Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo másico. Bogota, Editorial Bonaventuriana. 2005.p.64

³⁰ FLACK, Ronald D. Fundamentals of jet propulsion with applications. Cambridge Aerospace Series. New York, Cambridge University Press. 2005.p. 378

³¹ Ibid., p. 378

que el impulsor le transfiera al fluido. El flujo de aire se mueve girando entre el canal que generan los álabes del impulsor por la rotación que este lleva, por efectos de fricción al contacto del flujo con la superficie de los álabes, el flujo tiende a girar en sentido opuesto al giro del impulsor con la misma velocidad rotacional del mismo. Es decir se explica que en un caso ideal si el impulsor tuviera un número infinito de álabes con espesor infinitesimal, el giro de estas permitiría que el flujo dejara el impulsor con el ángulo de descarga β_2 , pero como en los casos reales el número de álabes se ve limitado por las pérdidas de fricción, el flujo no recibirá el ángulo de descarga correcto lo que conllevará no solo a que el ángulo β_2 real sea menor que ángulo de descarga (β_2) teórico, sino que también provocará pérdidas por fricción adicionales disminuyendo la eficiencia isentrópica del compresor, este fenómeno se ejemplifica en la ilustración 11

Ilustración 11: Comportamiento del flujo a la salida del impulsor



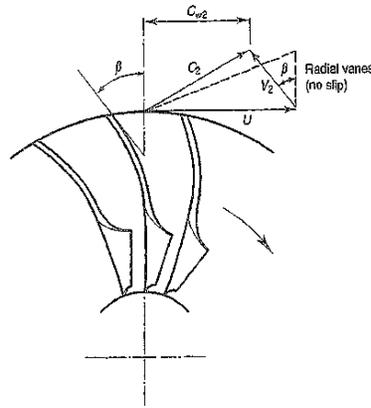
Fuente: MILTON³²

Como resultado de lo descrito anteriormente el flujo de aire tendrá una componente tangencial en la dirección opuesta de giro del impulsor (U), lo cual limita la magnitud de la componente de velocidad C_2 imprimiéndole menor cantidad de movimiento al fluido³³, esto mostrado en la ilustración 12 donde se compara la descarga de forma ideal del flujo con la descarga real incluyendo el factor de deslizamiento del flujo.

³² MILTON, Centrifugal Pumps, Fans and Compressors and to thy speed add wings. Paradise Lost. Capítulo 7. p. 214

³³ ESCOBAR, Op. cit., p. 379

Ilustración 12: Comparación entre triangulo de velocidades condición real e ideal



Fuente: SARAVANAMUTTOO³⁴

Continuando un criterio importante en el diseño de compresores que se desprende de la forma de los alabes es el factor de potencia (ψ) el cual según investigaciones es un agregado adimensional que representa un aumento de trabajo de entrada. Por tal motivo se dice que este factor deberá ser cercano o menor que la unidad como sea posible para que en conjunto con las pérdidas por fricción, no disminuyan significativamente la eficiencia del compresor, así que este ángulo da una aceptable compensación entre la curvatura del álabe del impulsor y el factor de potencia a usar. Este factor está ligado directamente con el ángulo de descarga del flujo en el impulsor tal como se muestra en la tabla 4

Tabla 4: Factor de Potencia

β	20°	25°	39°	35°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
ψ	0,7	0,8	0,85	0,92	0,98	1,1	1,23	1,35	1,48	1,6

Fuente: ESCOBAR³⁵

Para el desarrollo de este proyecto se decide utilizar álabes curvados hacia atrás para mejorar el rendimiento del compresor, y para restarle importancia al factor de potencia se decide establecer este parámetro como 1, para no aumentar ni disminuir la potencia del compresor permitiendo que los cálculos térmicos sean

³⁴ SARAVANAMUTTOO, hih, Gas turbine theory fifth edition, Gran Bretaña: prentice hall, 2001.p. 131

³⁵ ESCOBAR., Op. cit., p.

obtenidos por parámetros operacionales y no por parámetros agregados. Por último al seleccionar ψ como la unidad y por medio de una correlación estadística que es mostrada en el anexo 2, se obtiene un ángulo de $\beta_2 = 43.2^\circ$ el cual será el ángulo de descarga que tendrá el flujo a la salida del impulsor.

- **Número de álabes**

El número de álabes en el diseño ciertamente puede llegar a no ser tan crítico, pero dentro de ciertos límites, es aconsejable hacer una evaluación a fondo del número de álabes que se llegará a utilizar en el diseño, debido que cuando se usan pocos álabes se pueden presentar altas velocidades de torbellino (swirl) generando consigo pérdidas de presión. En caso contrario si se llegase a utilizar muchos álabes, la superficie que estará en contacto con el flujo induce grandes pérdidas por fricción y por presión³⁶, dando como resultado que el trabajo para el óptimo funcionamiento del compresor aumente considerablemente³⁷. Se aconseja también que para evitar los problemas mencionados se generen pequeños álabes al 30% de la longitud de los álabes principales y que normalmente vayan intercalados con los mismos si así la geometría lo permite. Además se indica que para reducir los efectos de vibración que no serán estudiados en este trabajo, el número de álabes deberá ser un número primo³⁸.

- **Espesor de los álabes**

Es un factor poco crítico en el diseño y rendimiento del compresor; se puede tener buen comportamiento del mismo con álabes de espesor delgado³⁹, por ende al momento de diseñar se podrá asumir un espesor inicial.

Conociendo los lineamientos que plantean los distintos diseñadores en cuanto a parámetros geométricos aplicables al impulsor se procede a dar inicio al diseño de esta parte tan importante del compresor

Al calcular la velocidad en la punta del impulsor, esta puede ser obtenida por:

$$U = \pi dN \tag{6}$$

Dónde: d : Diámetro externo del impulsor
 N : Revoluciones por minuto del compresor

³⁶ CUESTA., Op. cit., p.146

³⁷ FLACK., Op. cit., p.393

³⁸ ESCOBAR., Op. cit., p. 71

³⁹ CUESTA., Op. cit., p.146

La temperatura equivalente del trabajo realizado por unidad de flujo másico de aire se halla:

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\sigma U^2}{c_p} \quad (7)$$

Calculando la temperatura equivalente de trabajo, se puede obtener la relación de compresión del compresor:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_c (T_{03} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (8)$$

De las ecuaciones (6),(7) y (8) se pueden realizar una serie de despejes que permitan calcular el radio de la base del impulsor en función de la relación de compresión y las revoluciones de giro del mismo las cuales son magnitudes mencionadas como datos de entrada, entonces reemplazando (2) en (3) se tiene:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_c \left(\frac{\sigma U^2}{c_p} \right)}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9)$$

Despejando de (4) la velocidad en la punta del impulsor (U) y sabiendo que $\frac{\gamma}{\gamma-1} = 3.5$ y además teniendo en cuenta que el rendimiento de un compresor puede llegar a variar entre 0.80 y 0.85⁴⁰. Se asume un rendimiento inicial de $\eta_c = 0.83$ además de un factor de deslizamiento inicial de $\sigma=0.9$, entonces la velocidad en la punta del impulsor es:

$$\sqrt{\frac{\left(\left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{1/3.5} - 1 \right) T_{01} c_p}{(\eta_c)(\sigma\psi)}} = U \quad (10)$$

$$U = \sqrt{\frac{\left(\left(5.6^{1/3.5} \right) - 1 \right) 288.15 \text{ K} * 1010}{(0.83)(0.9 * 1)}} = 496,52 \text{ m/seg}$$

Reemplazando (10) en (6) y despejando el radio externo del impulsor d se tiene

$$\frac{U}{\pi N} = d$$

⁴⁰ CUESTA., Op. cit., p.127

$$d = \frac{496.5248 \text{ m/seg}}{\pi * 481.1666 \text{ rev/seg}} = 0.3284 \text{ m}$$

Habiendo calculado el radio en la base del impulsor; se continuará con el diseño geométrico puesto que más adelante estos valores hallados servirán para realizar los cálculos térmicos del mismo. Cabe mencionar que se deberá hacer uso de algunas relaciones geométricas para calcular algunos de los radios necesarios en la geometría del impulsor, resaltando que se utilizará la notación prescrita por el Autor:

$$d = d_2 = d_1 * 1.45 \tag{11}$$

$$d_2 = d_c * 4.5^{41} \tag{12}$$

Entonces de (11) y (12) se calcula el radio en la punta y la raíz del álabe respectivamente despejando d_1 y d_c en función de d_2 , estos datos son mostrados en la tabla 4,

$$d_1 = \frac{d_2}{1.45} \tag{13}$$

$$d_c = \frac{d_2}{4.5} \tag{14}$$

Tabla 5: Radios del impulsor

Radios geométricos del impulsor	
d_c	0.07299 m
d_1	0.2265 m
d_2	0.3284 m

Fuente: Autor

Calculando los radios necesarios en la geometría del impulsor, se calcula el número de álabes usando las relaciones estipuladas por el Autor las cuales estarán en función de los ángulos de entrada y descarga del flujo β_1 y β_2 respectivamente. Además se deberá decir que el factor de deslizamiento está en función del número de álabes del impulsor, cabe resaltar que según el diseñador⁴² las primeras aproximaciones para calcular este factor se dieron por la fórmula

⁴¹ ESCOBAR, Op. Cit., p. 71

⁴² T.W, von Backstrdm. Relative Eddy Induced Slip in Centrifugal Impellers for Engineering Students. R & D Journal. 2007.p.23

$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{Z}$ cuando el ángulo de salida era menor a 30 grados, pero para álabes que tengan un ángulo de descarga entre 40 y 50 grados, *STODOLA* recomienda usar la ecuación $\sigma = 1 - \frac{(\cos \beta_2)\pi}{Z}$ siendo Z el número de alabes del impulsor, así que:

$$Q = \pi d_2 b_2 \eta c c_{r2} \quad (15)$$

Y si se tiene la velocidad en la raíz entonces

$$c_{r2} = \frac{\dot{m}}{\rho \pi d_2 b_2} \quad (16)$$

Teniendo estas dos ecuaciones, se puede despejar (11) en función de d_2 y b_2 reemplazando en (10)

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \eta c \quad (17)$$

$$Q = 5.78 \text{ kg/m}^3$$

Calculando el caudal que se manejará en el impulsor y utilizando las relaciones geométricas propuestas por el Autor, se tiene que β_1 se obtiene de $\beta_1 = \beta_0$

Donde:

$$\beta_0 = \tan^{-1} \frac{c_0}{u_0} \quad (18)$$

Y c_0 como u_0 están definidas como

$$c_0 = \frac{4Q}{\eta c \pi (d_1^2 - d_c^2)} \quad (19)$$

$$u_0 = \frac{N \pi d_1}{60} \quad (20)$$

$$m = \frac{d_2}{d_1} \quad (21)$$

$$Z = 6.5 \left(\frac{(m+1)}{(m-1)} \right) \left(\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (22)$$

$$\sigma = 1 - \frac{(\cos \beta_2) \pi}{Z} \quad (23)$$

Así que resolviendo (19) y (20) para luego reemplazar en (18) se obtiene que

Tabla 6: Parámetros para calcular el número de álabes del impulsor

Parámetros del impulsor	
c_0	192.67 m/s
u_0	342.43 m/s
β_0	29.36 °

Fuente: Autor

Continuando

$$m = \frac{0.3284 m}{0.2265 m}$$

$$m = 1.45$$

$$Z = 6.5 \left(\frac{(1.45 + 1)}{(1.45 - 1)} \right) \left(\sin \frac{29.36^\circ + 43.2^\circ}{2} \right)$$

$$Z = 21 \text{ alabes}$$

Según el criterio de diseño que se mencionó con anterioridad de que el número de álabes debería ser un número primo, y al haber calculado $Z=21$ se decide trabajar con menos álabes principalmente para reducir las pérdidas por fricción que se puedan producir al contacto entre el flujo y la superficie del álabe.

$$\sigma = 1 - \frac{(\cos 43.2^\circ) \pi}{19}$$

$$\sigma = 0.8794$$

Como se puede observar el factor de deslizamiento cambia con respecto al valor asumido aunque no en bastante proporción, pero para estar seguros de que el número de álabes no tendrá variación con relación a este nuevo factor se procedió a recalculer la cantidad de álabes con las mismas ecuaciones seguidas con anterioridad según se muestra en el anexo 3. Como se observa a lo largo de estos

cálculos el número de álabes no cambio significativamente y $Z \approx 21$, así que siguiendo el criterio del número de álabes propuesto anteriormente, los álabes del impulsor serán 19. Por tal motivo el factor de deslizamiento no cambiará asegurando así el uso del mismo para los cálculos térmicos. Cabe resaltar en última medida que el compresor real de PW127 cuenta con 24 álabes entre ellos incluidos álabes de menor tamaño que reducen el peso del compresor, así que si se compara con el diseño propuesto es bastante aceptable lo calculado asumiendo que seguramente la magnitud del factor de deslizamiento del diseño propuesto por Pratt and Whitney es menor al calculado para el proyecto.

5.1.2 CÁLCULOS TÉRMICOS DEL IMPUSLOR

Habiendo calculado la geometría del impulsor se procede a dar paso a los cálculos térmicos de este, con los datos de entrada necesarios para el diseño mostrados a continuación, cabe resaltar que como se dijo al principio se diseñará para condiciones a nivel del mar

Tabla 7: Parámetros de entrada diseño del impulsor

Factor de potencia de entrada	ψ	1
Factor de deslizamiento	σ	0.8794
Velocidad rotacional	N	481.1666 revs /s
Diámetro total del impulsor	d_2	0.32597 m
Flujo másico de aire	\dot{m}	8.49 Kg/s
Temperatura de estancamiento a la entrada	T_{01}	288.15 K
Presión de estancamiento en la entrada	P_{01}	1.013 Bar
Densidad	ρ	1.22 kg/m ³
Eficiencia isentropica	η_c	0.83
Calor específico a presión constante	C_p	1.01* 10 ³ KJ/KgK
Constante adiabática del aire	γ	1.4
Constante universal de los gases ideales	R	0.287 KJ/KgK
Relación de presión LPC PW127	π_c	5.6
Angulo de descarga del flujo	β_2	43.2 grados
Diámetro en la punta del impulsor	d_1	0.2291 m
Diámetro en la raíz del impulsor	d_c	0.07384m
Numero de Reynolds en la entrada del compresor	R_e	2729235

Fuente: Autor

La temperatura equivalente del trabajo realizado por unidad de flujo másico de aire se halla de la forma:

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\sigma U^2}{c_p} \quad (24)$$

$$T_{03} - T_{01} = 221 \text{ K}$$

Calculando la temperatura equivalente de trabajo, se tiene que la potencia requerida para mover el compresor en términos de esta temperatura es

$$\text{Power required} = \dot{m}c_p(T_{03} - T_{01}) \quad (25)$$

$$\text{Power required} = 8.9 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} * 1.01 * 10^3 \text{ KJ/KgK} * (221 \text{ K})$$

$$\text{Power required} = 1.88 \text{ MW}$$

Para poder calcular el ángulo de entrada de los álabes del impulsor es necesario calcular la velocidad a la entrada, lo que para este caso se asumirá que esta es totalmente axial es decir $c_{\alpha 1} = C_1$. , esta velocidad deberá satisfacer la condición de continuidad. Por tal motivo se hace necesario un proceso iterativo tanto para calcular la velocidad axial y la densidad del flujo de aire, pues al tener pequeños cambios en la velocidad no se tendrán grandes cambios en la densidad evitando así que haya grandes cambios en el flujo másico establecido para el diseño.

Además se deberá tener en cuenta, que para diseños de compresores con flujos másicos de entre 2-7 Kg/s, el tamaño del compresor es muy pequeño y las pérdidas se incrementan considerablemente. Por tal motivo se puede llegar a pensar que operando con un flujo másico de 8.49 kg/s la forma geométrica arrojada por el diseño del compresor será pequeña ajustándose a los requerimientos del motor teniendo en cuenta que las series del PW100 pueden tener un rango de diámetro máximo de por lo menos 636 mm a 838 mm ⁴³.

Así que asumiendo que la velocidad en la entrada es totalmente axial, se inicia el proceso iterativo que mantendrá la condición de continuidad en el flujo.

⁴³ FORECAST INTERNATIONAL. The Market for Aviation Turboprop Engines, a special focused market segment analysis. Diciembre 2010

Se tiene que el área anular en el ojo del impulsor puede ser calculada por:

$$A_1 = \frac{\pi(dt^2-dr^2)}{4} \quad (26)$$

Dónde el radio en la punta y la raíz del álabe respectivamente se hallaron con anterioridad, así que

$$A_1 = \frac{\pi(d1^2-dc^2)}{4} = 0.03611 \text{ m}^2$$

Basado en las condiciones de estancamiento se calcula la densidad y la velocidad axial a la entrada del impulsor

$$\rho_1 = \frac{P_{01}}{RT_{01}} \quad (27)$$

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \quad (28)$$

Como se estableció la condición $c_1 = c_{a1}^2$, la temperatura dinámica se puede calcular por

$$\frac{c_1^2}{2Cp} = \frac{c_{a1}^2}{2Cp} \quad (29)$$

La temperatura total a la entrada se calcula de la siguiente manera

$$T_1 = T_{01} - \frac{c_1^2}{2Cp} \quad (30)$$

La presión y densidad en la entrada del impulsor se hallan:

$$P_1 = \frac{P_{01}}{(T_{01}/T_1)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (31)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (32)$$

Se recalcula la velocidad a la entrada del impulsor

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \quad (33)$$

Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla

Tabla 8: Datos calculados para obtención de la velocidad axial

Calculo de la velocidad axial en la entrada del impulsor	
ρ_1	1.220 kg/m ³
c_{a1}	191.89m/s
$\frac{c_1^2}{2Cp}$	18.32 K
T_1	268.83 K
P_1	0.80 bar
ρ_1	1.0394kg/m ³
c_{a1}	226.14 m/s

Fuente: Autor

Las velocidades obtenidas en el proceso iterativo en las ecuaciones (28) y (33) varían drásticamente, y según el Autor *“La forma simple de obtener un estimado razonable de la velocidad axial es calcular la densidad basados en la temperatura y presión de estancamiento conocidas. Habiendo conocido un estimado de la velocidad axial, la densidad puede ser recalculada y por ende la velocidad real de la ecuación de continuidad, si se asume una velocidad que no concuerda con la velocidad calculada se hace necesario seguir el proceso iterativo hasta alcanzar un acuerdo entre las dos. Para un diseño normal una velocidad $c_{a1} \approx 150\text{m/s}$ lo que dará un compromiso deseable entre un alto flujo por unidad de área y bajas pérdidas por fricción en la entrada”*⁴⁴.

En concordancia con lo anterior se evidencia que la velocidad en (33) es bastante alta. Por ende se deberá continuar con el proceso iterativo hasta obtener una velocidad que esté cerca a la velocidad establecida por la teoría, para efectos prácticos y no extenderse con el proceso iterativo este se evidencia en el anexo 4. Finalizando el proceso iterativo se demuestra que la velocidad c_{a1} no tiene grandes fluctuaciones, por ello se puede concluir del mismo que estos pequeños cambios en la velocidad tendrán pequeños cambios en la densidad. Además la velocidad calculada es un valor aceptable a lo propuesto con anterioridad para

⁴⁴ SARAVANAMUTTOO, Op. cit., p. 132

$c_{a1} \approx (150 \text{ m/s})$. Así que para los posteriores cálculos se utilizará esta velocidad (181.05 m/s). Continuando, se procede a calcular los ángulos en la punta y la raíz.

La velocidad periférica en la punta del ojo del impulsor es:

$$c_t = d_t N \pi \quad (34)$$

$$c_t = 0.2291 \text{ m} * \frac{481.166 \text{ rev}}{\text{seg}} * \pi = 342.4309 \text{ m/s}$$

La velocidad periférica en la raíz del ojo del impulsor se calcula:

$$c_r = d_r N \pi \quad (35)$$

$$c_r = 0.07384 \text{ m} * \frac{481.166 \text{ rev}}{\text{seg}} * \pi = 110.3388 \text{ m/s}$$

El ángulo en la punta y la raíz del álabe son hallados:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{c_{a1}}{c_r} \right) \quad (36)$$

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{181.05 \text{ m/s}}{342.4309 \text{ m/s}} \right) = 27.86^\circ$$

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left(\frac{c_{a1}}{c_t} \right) \quad (37)$$

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left(\frac{181.05 \text{ m/s}}{110.3388 \text{ m/s}} \right) = 58.63^\circ$$

“la forma del canal del impulsor entre el ojo y la punta no puede dejarse a solo prueba y error. El objetivo sería obtener un cambio tan uniforme como sea posible de la velocidad del flujo por todo el canal. Pues se puede causar una separación del flujo en el álabe. Para calcular el canal del impulsor se deberá asumir que la componente de la velocidad será relativamente baja y podrá ser seleccionada por el diseñador; pero un valor aceptable puede ser obtenido haciendo esta velocidad igual a la velocidad axial en la entrada el impulsor”⁴⁵

⁴⁵ SARAVANAMUTTOO, Op. cit., p. 134

De acuerdo a la condición planteada, se sabe entonces que $c_{r2} = c_{a1} = 181.05\text{m/s}$

$$c_{w2} = \sigma U \quad (38)$$

$$\frac{c_2^2}{2Cp} = \frac{c_{r2}^2 + c_{w2}^2}{2Cp} \quad (39)$$

Si se asume que la mitad de las pérdidas provocadas por el funcionamiento del compresor ocurren en el impulsor se podrá hallar la eficiencia efectiva de compresión que provee el impulsor:

$$\eta_{cr} = X + \eta_c \quad (40)$$

Donde: X : Variación de la eficiencia asumiendo que la mitad de las pérdidas se producen en el impulsor

$$X = 0.5(1 - \eta_c)$$

$$X = 0.5(1 - 0.83)$$

$$X = 0.085$$

$$\eta_{cr} = 0.085 + 0.83$$

$$\eta_{cr} = 0.9150$$

Si se puede calcular el incremento de presión desde la entrada del impulsor hasta la salida de la forma:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_c(T_{03} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (41)$$

Y sabiendo que la relación de presión también puede expresarse como una relación de temperaturas, en este caso de estancamiento y total

$$T_{02} = T_{03} = T_{01} + 221\text{K} = 508.93\text{K} \quad (42)$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2Cp} \quad (43)$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left(\frac{P_2}{P_{02}}\right) \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right) \quad (44)$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left[\frac{(T_2)}{T_{02}}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[1 + \frac{\eta_c(T_{03} - T_{01})}{T_{01}}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (45)$$

La presión y la densidad obtenida por el paso del flujo por el impulsor, puede ser calculada por las siguientes relaciones respectivamente

$$P_2 = \frac{P_2}{P_{01}} \cdot P_{01} \quad (46)$$

$$\rho_2 = \frac{2.69 \text{ bar}}{0.287 * 395.54K} = 2.37 \text{ kg/m}^3 \quad (47)$$

El área requerida para el paso del flujo en la dirección radial en la punta del impulsor se puede hallar de

$$A = \frac{m}{\rho_2 c_{r2}} \quad (48)$$

La profundidad del canal formado por los álabes del impulsor es

$$h = \frac{A}{\pi d} \quad (49)$$

por último y utilizando la ecuación (17), se calcula una relación para el impulsor que permitirá realizar posteriores cálculos para el difusor, así que despejando b_2 de la ecuación se obtiene

$$Q = \pi d_2 b_2 \eta_c c_{r2}$$

$$b_2 = \frac{Q}{\eta_c \pi d_2 c_{r2}} \quad (50)$$

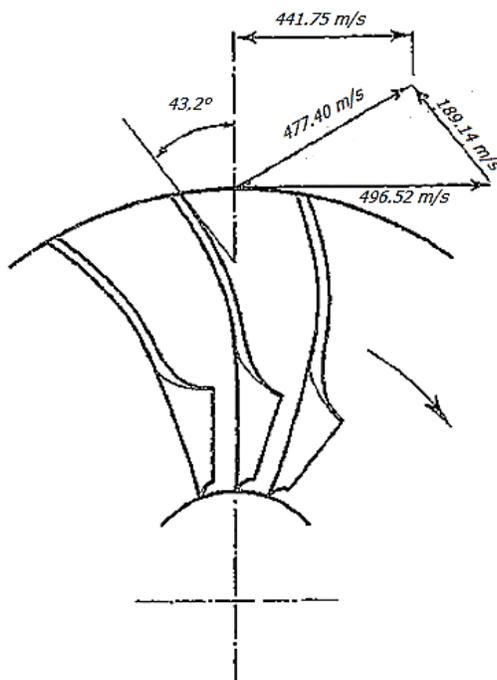
Habiendo realizado los cálculos térmicos del impulsor, se presenta a continuación los resultados desde las ecuaciones (38) hasta (50) y el triángulo de velocidades según los datos obtenidos con anterioridad

Tabla 9: Cálculos térmicos (cont´d)

c_{w2}	441.75 m/s
$\frac{c_2^2}{2Cp}$	113.39 K
$\frac{P_{02}}{P_{01}}$	6.4199
$T_{02} = T_{03}$	508.93 K
T_2	395.54 K
$\frac{P_2}{P_{02}}$	0.41
$\frac{P_2}{P_{01}}$	2.66
P_2	2.69 bar
ρ_2	2.37 kg/m ³
A	0.02 m ²
h	0.020 m
b_2	0.03340 m

Fuente: Autor

Ilustración 13: Triangulo de velocidades impulsor



Fuente: Autor

5.2 DISEÑO DEL DIFUSOR

A medida que el impulsor incrementa la energía cinética del flujo de aire, éste se convierte en energía mecánica, la cual es absorbida por el eje conductor del compresor haciendo que este gire con cierta velocidad rotacional. Si se busca que la cámara de combustión sea lo más eficientemente posible, la velocidad del flujo de entrada a la misma deberá tener la menor velocidad posible. Por ende el diseño del difusor es otro proceso crítico dentro del diseño de un compresor centrífugo, pues este se encargará de transformar la energía cinética del flujo en energía de interna.

Ilustración 14: Difusor, compresor centrífugo



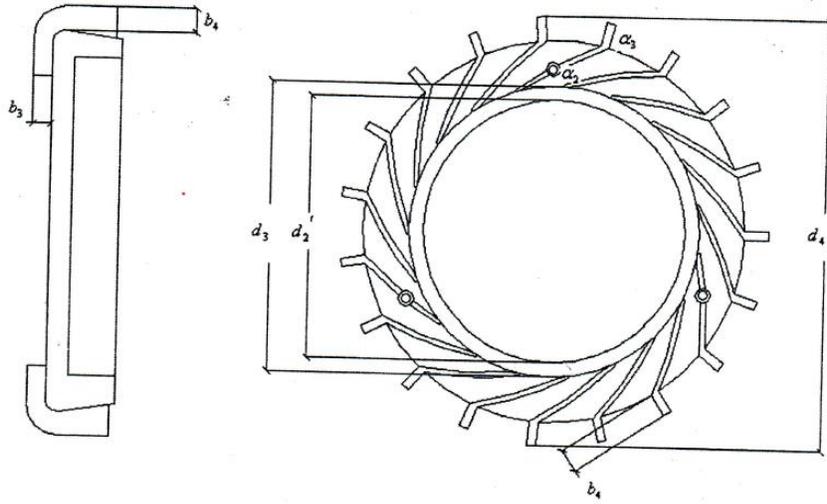
Fuente: IMÁGENES GOOGLE

5.2.1 CÁLCULOS GEOMÉTRICOS DEL DIFUSOR

Para calcular los datos geométricos del difusor, se sigue la teoría de Escobar⁴⁶, el cual ofrece ciertas relaciones a seguir basadas principalmente en el radio de la base del impulsor b_2 . Para calcular los radios pertinentes al difusor, pues como condición inicial se establece que deberá haber un espacio entre el impulsor y el difusor, lo cual se explicará más adelante. Utilizando la notación propuesta por el Autor según la ilustración 15, se inicia el diseño. Cabe resaltar que se diseñará un difusor con álabes puesto que si hay un ángulo de entrada (α_3 entre 17 y 27 grados será necesario instalar los álabes en el difusor; aunque este en su diseño y construcción es más costoso, permite tener un mejor rendimiento que un difusor sin álabes.

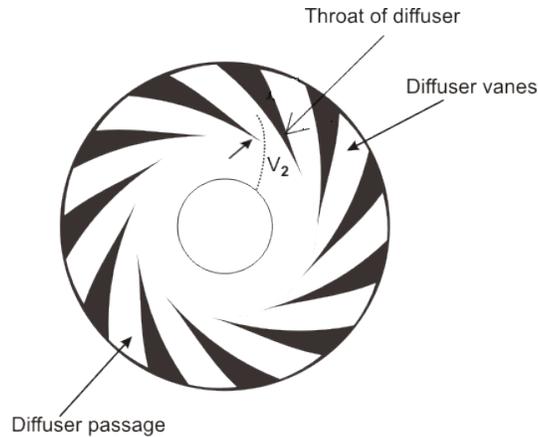
⁴⁶ ESCOBAR, Op. cit., p.

Ilustración 15: Notación para el diseño del difusor



Fuente: Escobar

Ilustración 16: Difusor con álabes



Fuente:

El ángulo α_3 el cual se materializa en la entrada de los álabes del difusor y el cual es calculado en función del ángulo obtenido del triángulo de velocidades, es igual a α_2 sumada la deflexión del aire, causada por la velocidad absoluta a la salida del impulsor; esta deflexión suele estar entre 3 y 5 grados, y según las experiencias en diseños anteriores; se dice que valores óptimos para α_2 pueden oscilar entre 17 y 27 grados para motores que cuenten con un empuje moderado. Basados en lo anterior se decide calcular el número de álabes el cual está en función de α_3

(ángulo de descarga del flujo en el difusor) para los valores máximo ($\alpha_{3,2}$) y mínimo ($\alpha_{3,1}$) del mismo para tener una comparativa que permita seleccionar la mejor cantidad de álabes para el diseño.

$$\begin{aligned}\alpha_{3,1} &= \alpha_2 + 3^\circ \\ \alpha_{3,1} &= 22^\circ + 3^\circ \approx 25^\circ\end{aligned}\tag{51}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{3,2} &= \alpha_2 + 5^\circ \\ \alpha_{3,2} &= 22^\circ + 5^\circ \approx 27^\circ\end{aligned}\tag{52}$$

ESCOBAR dice que en función de α_2 se calculen las relaciones geométricas del difusor que el propone y son mostradas a continuación:

$$d_{2diff} = d_2 + 0,005 \text{ mm}\tag{53}$$

$$d_{3diff} = d_2 * 1.12\tag{54}$$

$$d_{4diff} = d_2 * 1.6\tag{55}$$

$$b_{3diff} = b_2 * (1 \dots .2)\tag{56}$$

$$b_{4diff} = b_2 * (1 \dots .2)\tag{57}$$

Como se observa en las ecuaciones (52) y (53), hay un rango que *ESCOBAR* permite seleccionar de acuerdo a las necesidades del diseño, por ende en concordancia con la limitación de dimensiones del motor propuestas por la referencia 12, se decide seleccionar un factor de 1 permitiendo también que el peso del compresor disminuya, lo cual es un agregado en el diseño.

Teniendo en cuenta las relaciones planteadas se calcula para el difusor:

$$\begin{aligned}d_{2diff} &= d_2 + 0,005 \text{ mm} \\ d_{2diff} &= (0.33322m * 1000) + 0.005mm = 332.78mm\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{3diff} &= d_2 * 1.12 \\ d_{3diff} &= (0.3322m * 1000 * 1.12) = 372.15mm\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{4diff} &= d_2 * 1.6 \\ d_{4diff} &= (0.3322m * 1000 * 1.6) = 531.65mm\end{aligned}$$

$$b_{3diff} = b_2 * 1$$

$$b_{3diff} = (0.0334m * 1000) = 33.401mm$$

$$b_{4diff} = b_2 * 1$$

$$b_{4diff} = (0.0334m * 1000) = 33.401mm$$

El número de álabes es calculado en base a las mismas ecuaciones que se utilizaron para calcular los álabes del impulsor, así que calculando para los dos caso de α_3 se tiene:

$$m_{diff} = \frac{d_{4diff}}{d_{3diff}} \quad (58)$$

$$m_{diff} = \frac{531.65mm}{372.15mm} = 1.4285$$

$$z_{diff} = 6.3 \left(\frac{m_{diff} + 1}{m_{diff} - 1} \right) (\sin \alpha_3) \quad (59)$$

$$z_{diff1} = 6.3 \left(\frac{1.4285 + 1}{1.4285 - 1} \right) (\sin 25^\circ) \approx 15 \text{ álabes}$$

$$z_{diff2} = 6.3 \left(\frac{1.4285 + 1}{1.4285 - 1} \right) (\sin 27^\circ) \approx 17 \text{ álabes}$$

Habiendo calculado el número de álabes para las dos configuraciones de ángulo de entrada al difusor, se puede observar que el número de álabes más adecuado para el diseño es z_{diff2} , debido que es aconsejable, si se diseña un difusor con álabes, que el número de estos no sea menor de 6 y que deberían ser de igual al número de cámaras de combustión de la sección caliente del motor⁴⁷ y si se toma el hecho de que al comienzo de este proyecto se planteó, gracias al *Training Manual* del PW100 series⁴⁸, que existían 24 conductos difusores; el mayor número de álabes cercanos a estos conductos dará mejores aproximaciones al diseño real, dejando como predeterminado un numero de álabes de 24. Por otro lado sabiendo las limitaciones con respecto a las capacidades computaciones que se tienen para la simulación y dejando en claro que para efectos de este proyecto no

⁴⁷ CUESTA., Op. cit., p.141

⁴⁸ PRATT AND WITHNEY, Op.cit. p.46

se incurrirá en cálculo de esfuerzos y vibraciones, se optará por trabajar con el mismo número de álabes del impulsor, lo cual permitirá facilidades en el proceso de simulación del compresor. Por tal motivo se decide que el número de álabes del difusor en definitiva serán 19.

Por último el ángulo de salida de los álabes del impulsor (α_4) se puede seleccionar, ya que este valor en diseño de motores con altos flujos másicos puede oscilar entre 30° y 40° , así que según esto se escogerá un ángulo intermedio es decir $\alpha_4 = 35 \text{ grados}$.

5.2.2 CÁLCULOS TÉRMICOS DEL DIFUSOR

Para los cálculos térmicos del difusor se requiere usar algunos datos tanto del diseño del impulsor como también de los datos geométricos obtenidos del difusor anteriormente los cuales se resumen a continuación:

Tabla 10: Parámetros de entrada diseño del difusor

Diseño del difusor	
Radio externo del difusor (d_2)	0.3278 m
b_2	0.0334 m
Profundidad del conducto del difusor (w)	0.019 m
Espaciamiento entre los álabes del difusor (l)	0.0393 m
Radio aproximado en la mitad de la garganta del conducto del difusor (d_m)	0.4519 m
Numero de álabes del difusor	19

Fuente: Autor

Si se consideran condiciones en el radio medio de los álabes del difusor, teniendo en cuenta que la velocidad de c_w en los conductos formados por los álabes es constante para un momento angular constante entonces:

$$r_2 = \frac{d_2}{2} + l \quad (60)$$

$$r_2 = 0.2055m$$

La velocidad de remolino se puede hallar por:

$$C_{w2} = C_{w2imp} \left(\frac{d_2}{2r_2} \right) \quad (61)$$

$$C_{w2} = 357.11 \text{ m/s}$$

La temperatura equivalente se puede establecer de igual forma que en el diseño del impulsor, así que:

$$\frac{c_2^2}{2Cp} = \frac{c_{r2}^2 + c_{w2}^2}{2Cp} \quad (62)$$

Si se ignoran pérdidas adicionales dadas entre la punta de los álabes del impulsor y el borde de ataque de los álabes del difusor, la presión de estancamiento puede hallarse de la misma forma que en el impulsor:

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[\frac{(T_2)}{T_{02}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (63)$$

$$T_{02} = T_{03} = 508.93 \text{ K} \quad (64)$$

Asumiendo parámetros de diseño del impulsor, la temperatura de estancamiento T_{02} , será la misma hallada para el impulsor, entonces la temperatura en el difusor de hallará por:

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2Cp} \quad (65)$$

Tomando las mismas relaciones en el diseño del impulsor, la densidad del flujo de aire en el mismo podrá ser hallada de la siguiente manera:

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[\frac{(T_2)}{T_{02}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (66)$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left(\frac{P_2}{P_{02}} \right) \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \quad (67)$$

$$P_2 = \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right) P_{01} \quad (68)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad (69)$$

Los cálculos térmicos del difusor se resumen a continuación:

Tabla 11: Cálculos térmicos del difusor

Diseño del difusor	
Parámetro	Valor
$\frac{c_2^2}{2C_p}$	79.8 K
$\frac{P_2}{P_{02}}$	6.42
$T_{02} = T_{03}$	508.93 K
T_2	429 K
$\frac{P_2}{P_{02}}$	0.5507
$\frac{P_2}{P_{01}}$	3.535
P_2	3.5814 bar
ρ_2	2.91 kg/m ³

Fuente: Autor

Teniendo la densidad del flujo de aire en el difusor, el área de la sección transversal en la dirección radial del flujo será entonces:

$$A = 2\pi d_m r_2 \quad (70)$$

$$A = 2\pi * 0.019m * 0.2055m$$

$$A = 0.0361 m^2$$

Si se chequea la velocidad en la dirección radial del difusor con la densidad y el área halladas para este se tendrá entonces:

$$C_{r2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A} \quad (71)$$

$$C_{r2} = 80.8 m/s$$

El ángulo que tendrá el borde de ataque del álabe del difusor con relación a una incidencia de cero grados es:

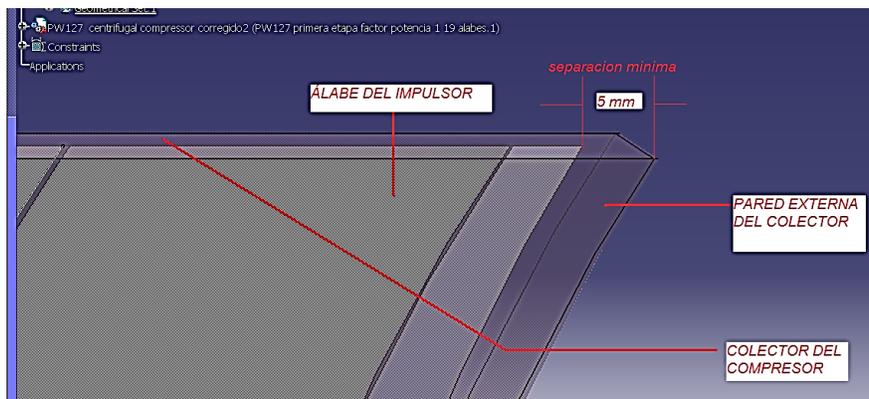
$$\alpha_0 = \tan^{-1} \frac{C_{r2}}{C_{w2}} \quad (72)$$

$$\alpha_0 = 12.75^\circ$$

5.3 COLECTOR

El colector del compresor como su nombre lo indica es el componente encargado de recoger el flujo proveniente del impulsor y del difusor al cual se le ha aplicado un alza de presión al paso por estas unidades, además direcciona el flujo de aire hacia los canales divergentes del compresor donde se hace un proceso de difusión bajando la velocidad del aire para llegar después a la cámara de combustión. Para el proyecto no se hará un diseño complejo del colector, lo que si se tendrá en cuenta es una separación mínima que debe haber entre los álabes del impulsor y la pared del colector, para efectos de que la distancia no sea muy alta puesto que es así las pérdidas de compresión se incrementan, se aplicará un espaciamiento de 5 mm pertinente para formar el volumen de control del sistema, seleccionando un colector cerrado que toma la curvatura característica de los álabes del impulsor, esto se muestra en la siguiente ilustración.

Ilustración 17: Separación álabe impulsor-pared del colector



Fuente: AUTOR

6 CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA EN CAD

Habiendo realizado los cálculos geométricos y térmicos necesarios para diseñar el compresor (impulsor- difusor), se procedió a elaborar el isométrico del mismo en CAD y sus respectivos planos. Para esto a continuación se evidencia cómo se elaboró el compresor con ayuda de los datos obtenidos en secciones anteriores los cuales se resumen en la siguiente tabla:

6.1 IMPULSOR

Tabla 12: Datos Geométricos del impulsor

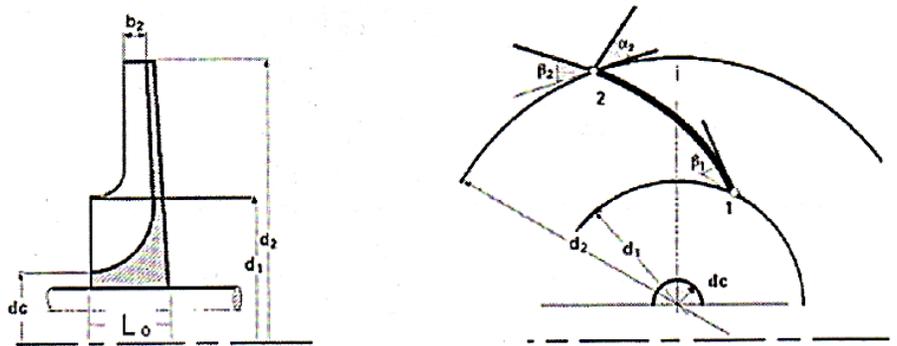
Datos principales del impulsor			
Primer cálculo asumiendo $\sigma=0.9$		recalculados basado en $\sigma= 0.8794$	
d	328,469 mm	d	332,2821 mm
d_1	226,530 mm	d_1	229,1601 mm
d_c	72,993 mm	d_c	73,8404 mm
L_o	147,811 mm	L_o	149,527 mm
Q	5,78	Q	5,78
U_o	342,43 m/s	U_o	346,41 m/s
C_o	192,67 m/s	C_o	188,27 m/s
$\beta_o=\beta_1$	29,36°	$\beta_o=\beta_1$	28,52°
m	1,45	M	1,45
Z_{imp}	21	Z_{imp}	20,73
σ	0,8794	Σ	0,8794
	α_{root}		58,639°
	α_{tip}		27,86°
	β_2		43,2°

Fuente: Autor

Basados en los cálculos geométricos obtenidos, se procedió a elaborar el impulsor en Catia, aunque con algunos problemas con lo que respecta a la curvatura guía del perfil del álabe lo cual se explicará más adelante. De acuerdo al valor de d se realizó un boceto para extruir la base circular del impulsor con un espesor que se asumió de 10 mm, seguido con ayuda de los radios d_1 , d_c la longitud L_o y apoyados en la ilustración 18 se creó el boceto para dar la forma de voluta característica del compresor centrífugo, resaltando que solo se construyó la mitad

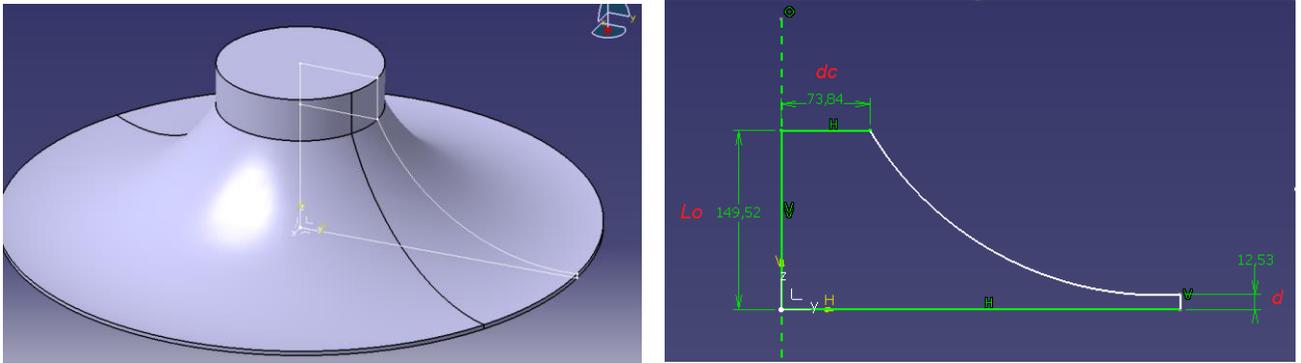
de la voluta pensando en la operación de extrusión de la misma. Para ello se decidió extruir por revolución teniendo como parámetros el perfil que se había creado, el eje de revolución y los 360 grados que debería cubrir la extrusión, dando como resultado lo mostrado en la ilustración 19.

Ilustración 18: Geometría del impulsor



Fuente: ESCOBAR⁴⁹

Ilustración 19: Modelado Voluta impulsor



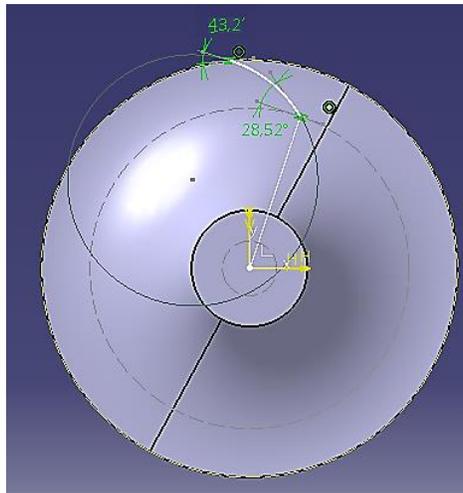
Fuente: Autor

Continuando, como se dijo al principio del diseño la forma del álabe no es un factor determinante del compresor, pero deberá estar realizada acorde a los cálculos geométricos hallados, por tal motivo la longitud del álabe tanto en el ojo de la voluta como en la base se establece por d_1 y la curvatura que tendrá el álabe deberá estar regida tanto por los ángulos de la punta y la raíz como también por el ángulo de descarga del flujo β_2 , el cual en sí se hace el parámetro más

⁴⁹ ESCOBAR., Op. cit., p.141

determinante en la forma del perfil del álabe del impulsor. Como se muestra en la ilustración 20, la curvatura del álabe se obtiene por construcción geométrica basados en los ángulos α_1 , α_2 y β_2 ,

Ilustración 20: Construcción geométrica del álabe



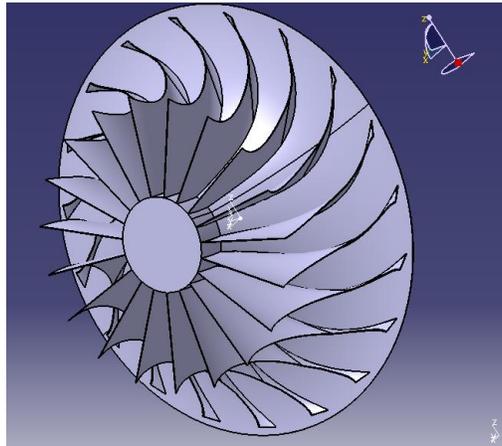
Fuente: Autor

Luego de realizar el boceto se procede a extruir el álabe, como se mencionó al principio de este apartado el boceto debe tener una curva guía que una la punta y la raíz del álabe, lo cual en Catia es bastante complejo de realizar, ya que esto se debería hacer por medio del comando *curvatura 3D* realizando una curva con twist a lo largo de la extensión del álabe, y así dar cumplimiento a la entrada y salida del flujo. Debido a la complejidad de tener que trabajar en los 3 ejes como se propone en el software, y para evitar inconvenientes en el diseño, se decidió hacer un arco por dos puntos que uniera el ojo del impulsor con la base (punta-raíz del álabe), para así tener la curva guía que sería utilizada para extruir el álabe proporcionando uniformidad en la curvatura. Cabe resaltar que al realizar este cambio en la curva guía del alabe no se está generando ningún cambio en el diseño geométrico ni tampoco térmico, puesto que a pesar que se cambia el método de construcción de la curvatura se están manteniendo los ángulos de entrada y de salida del flujo calculados con anterioridad impidiendo que se cambie el rendimiento del impulsor.

Por ultimo con el comando barrido, se seleccionan los dos bocetos del perfil del álabe y la curvatura guía para así extruir el álabe del impulsor, seguido con ayuda

del comando patrón circular y teniendo en cuenta que son 19 álabes espaciados similarmente se da por terminado el diseño de la geometría del impulsor, mostrado en la ilustración 21.

Ilustración 21: Impulsor del compresor



Fuente: Autor

6.2 DIFUSOR

Tabla 13: Datos principales del difusor

<i>Datos principales del difusor con álabes</i>	
d_2	332.782 mm
d_3	372.156 mm
d_4	531.651 mm
b_4	33.401 mm
b_2	33.401 mm
b_3	31.401 mm
α_3	27.28 grados
m_{diff}	1.429
z_{diff}	19

Fuente: Autor

Para la elaboración del difusor del compresor en el software CATIA inicialmente, se realizó la base del mismo de acuerdo al radio calculado d_4 , como se muestra en la ilustración 21, seguido con el valor de d_2 , se realizó un corte de 10 mm que es

el espesor de la base del impulsor, cabe resaltar que d_2 del difusor es más grande que d_2 del impulsor puesto que usualmente se deja un espacio entre el disco del impulsor y el aro del difusor el cual según los cálculos geométricos es de 0.5 mm que es la diferencia entre el radio de la base del impulsor y el radio interno del difusor (ilustración 22) , esto para reducir los esfuerzos por vibración que se producen cuando por el giro del eje del impulsor, los álabes del mismo pasan frente a los álabes del difusor los cuales son fijos y descargan el flujo de un componente a otro, generados principalmente por parámetros propios del diseño tales como los radios del impulsor y difusor, la velocidad del flujo y la masa de los componentes (la cual no es calculada en el proyecto).

Ilustración 22: Diámetro externo del difusor

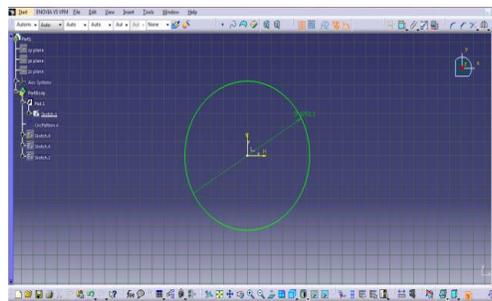
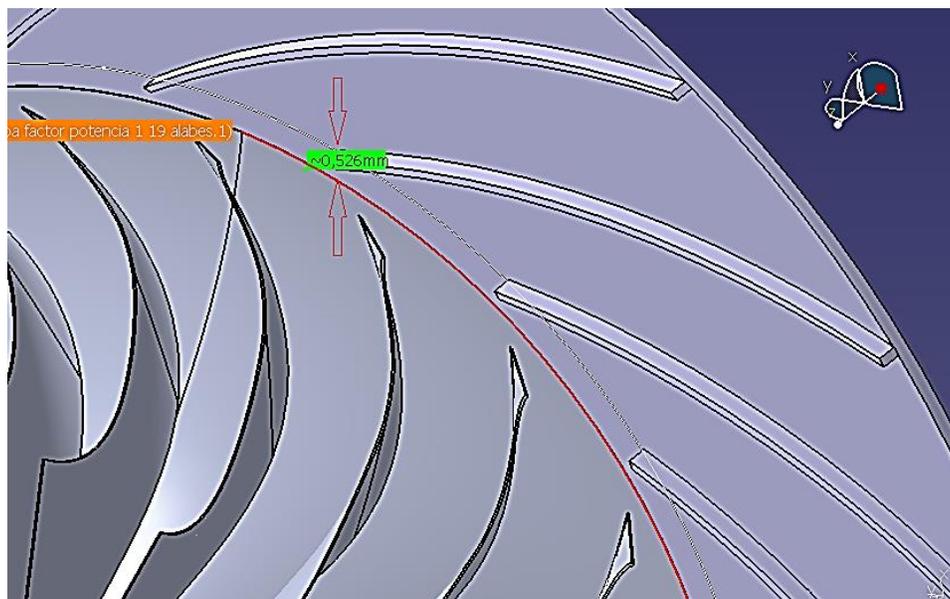


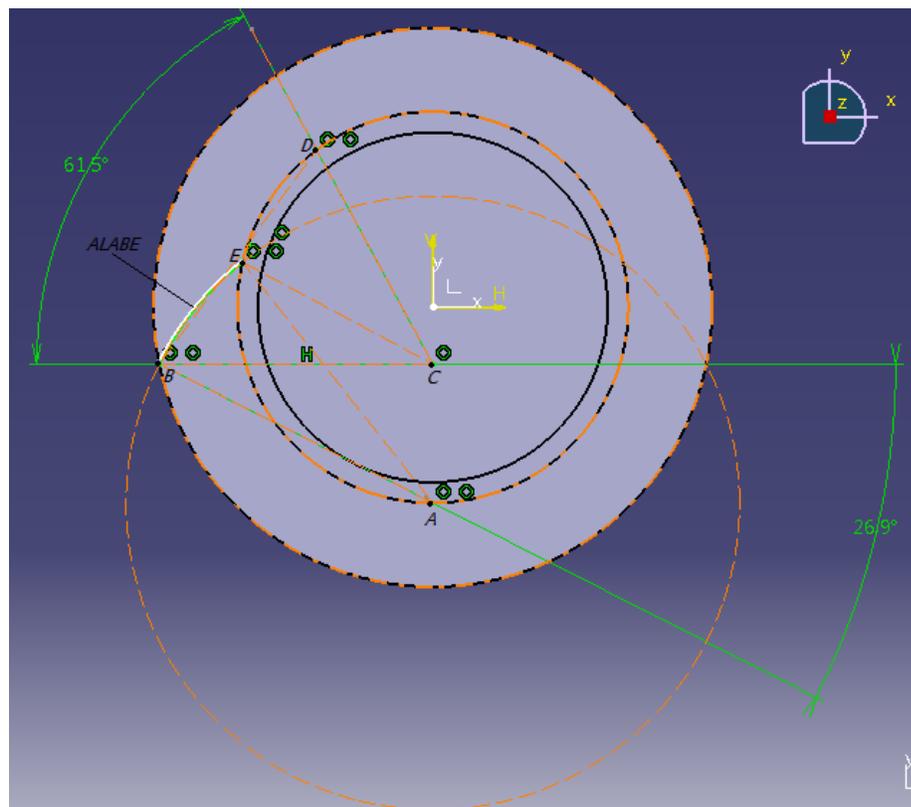
Ilustración 23: Espaciamento entre el disco del impulsor y del difusor



Fuente: Autor

Continuando, se inició el proceso de diseño de álabes del difusor, en este caso se decidió seleccionar álabes de espesor constante que formaran canales divergentes sin llegar a seleccionar un perfil aerodinámico para los alabes; los cuales transformarían la mayor parte de la energía cinética del fluido en energía de presión, esto por sencillez en el proceso de diseño. Para graficar los álabes, teniendo la base del difusor y haciendo un boceto para graficar d_3 , se tomó un punto A a 270° (plano cartesiano) de d_3 para graficar un círculo de circunferencia tal que cortara en algún punto el radio d_3 y d_4 ; seguido se trazó una recta partiendo de A hasta el punto de corte entre d_4 y la circunferencia creada; a este punto se le denominará B. Luego se trazó una recta hasta el punto C, que es el centro de d_4 , allí se trazó una recta de radio d_3 (punto D) que tendría un ángulo formado por la suma de los ángulos α_2 y α_3 entre las rectas CD y CB, teniendo esto y mediante una recta que una los puntos D y B, en donde se interseca esta recta y la circunferencia de radio d_3 (punto E), se traza una línea hasta A, con lo cual las rectas AB y AE darán la distancia del arco con centro en A para así dibujar el álabe.

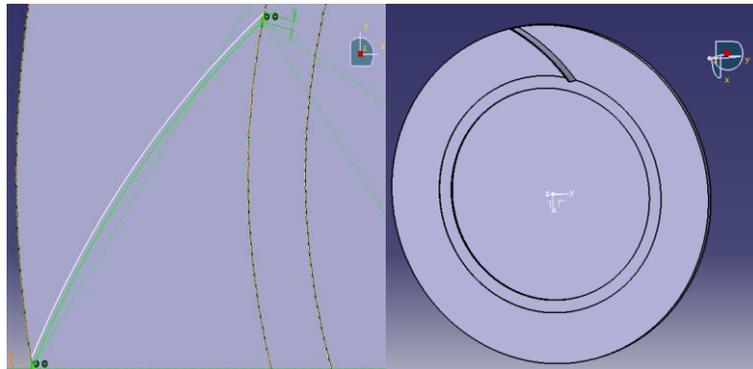
Ilustración 24: Construcción geométrica álabes del difusor



Fuente: Autor

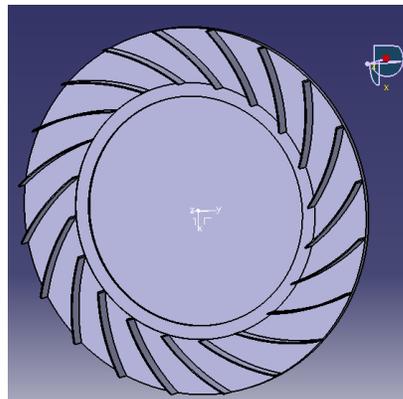
Posteriormente, se tomó un segmento de arco paralelo a la construcción realizada para así darle espesor al álabe, según *Cuesta*⁵⁰ estos deberían tener un espesor entre 3mm y 9mm, que para el diseño se decidió que tuvieran 5mm, se explica que este espesor fue asumido debido a que el flujo estará en contacto con la superficie (cara) del alabe y no con su sección transversal por lo que finalmente el espesor se convierte en un parámetro irrelevante para el diseño y la posterior simulación. A continuación se terminó el boceto y con ayuda del comando *extruir*, se construyó el álabe del difusor. Por ultimo con ayuda del comando *patrón circular* de Catia, y conociendo el número de álabes $z_{diff} = 19$, se crearon los demás álabes teniendo como referencia la circunferencia d_4

Ilustración 25: Álabe curvado hacia atrás del difusor



Fuente: Autor

Ilustración 26: Difusor con 19 álabes curvados

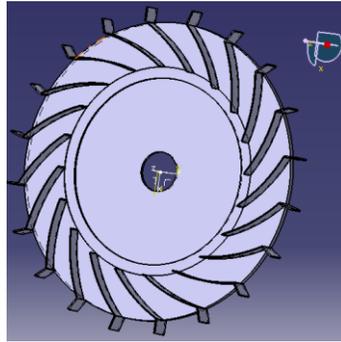


Fuente: Autor

⁵⁰ CUESTA., Op. cit., p.142

Por último, y con ayuda de la longitud b_4 se construyó el terminado (aleta) del álabe con el mismo espesor de este (5mm), y de nuevo con el patrón circular de Catia se crearon las 19 aletas, que mantendrán la descarga del flujo a la salida del difusor

Ilustración 27: Difusor terminado

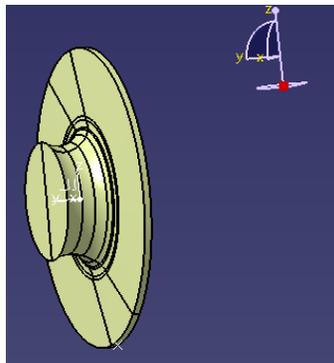


Fuente: Autor

6.3 COLECTOR

El colector del impulsor para efectos de este proyecto, no tuvo un diseño basado en teorías, solo al saber que habría colectores tipo caracol o cerrados, se decidió seleccionar el de tipo cerrado puesto que pensando en la simulación este tipo de colector serviría como dominio computacional del modelo y así poder aplicar las condiciones de frontera necesarias para realizar la simulación. El colector se muestra en la ilustración 28.

Ilustración 28: Colector Del compresor



Fuente: Autor

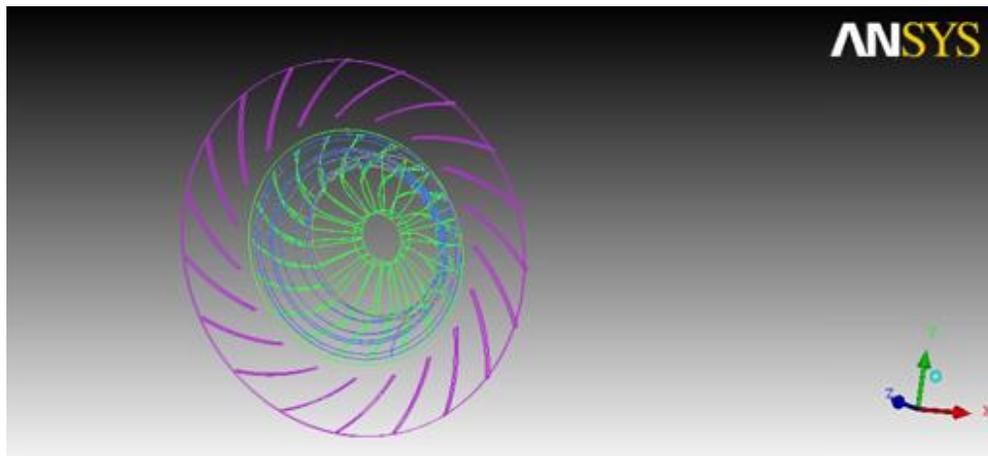
7 CRITERIO DE ENMALLADO PARA EL COMPRESOR CENTRIFUGO

7.1 Proceso de creación de la malla

Habiendo realizado los cálculos térmicos del compresor y calculada su geometría, se inicia con el enmallado. Se asume con respecto a la simulación, que teniendo en cuenta el tiempo que podría llevar simular un compresor con 19 álabes además de tener una malla móvil como lo sería la del impulsor, se decidió atacar el problema con un solo canal formado por dos álabes tanto de impulsor como difusor; permitiendo así que se pudiera simular un solo canal que representaría el fenómeno que ocurriría en todo el compresor.

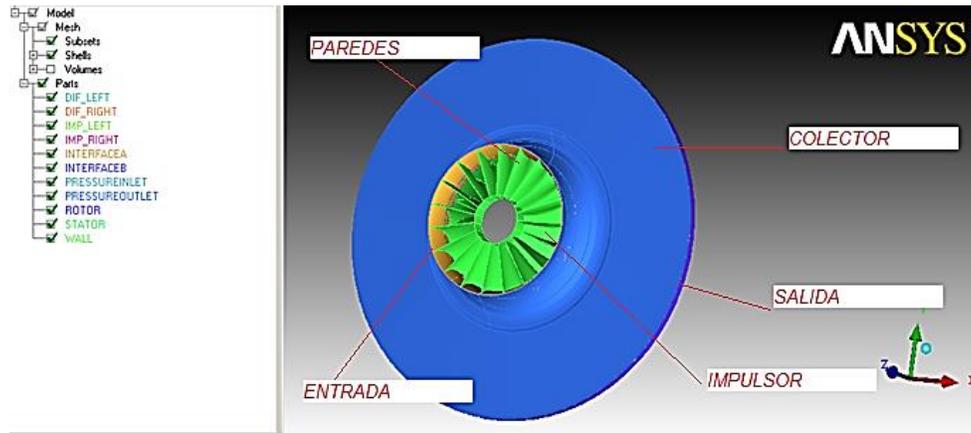
Para la creación de la malla se utilizó la geometría simplificada en Catia importando él .IGES a ICEM, allí luego de importar la geometría (ilustración 29), se crean las partes con las que cuenta el compresor además de la entrada y la salida del flujo, las cuales se definieron como *IMPULSOR*, *DIFUSOR*, *ENTRADA*, *SALIDA Y PAREDES*, a las cuales más adelante se le aplicarían las condiciones de frontera o “*boundary conditions*”.

Ilustración 29: Geometría del canal del compresor ICEM.



Fuente: Autor

Ilustración 30: Partes creadas en ICM



Fuente: Autor

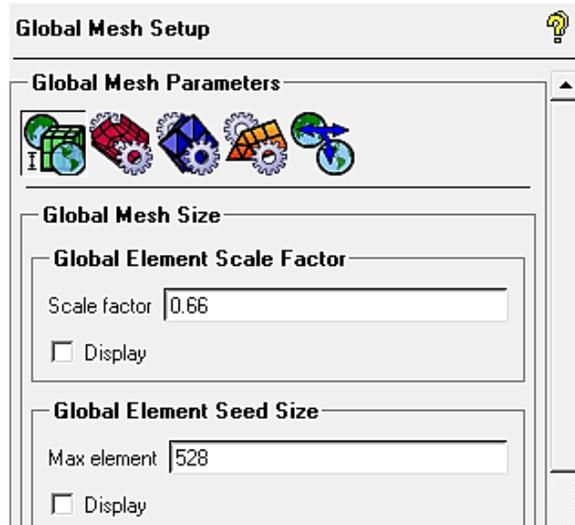
7.1.2 GENERACION DE LA MALLA

El siguiente paso fue generar la malla, como se habló en el apartado 3.3 del capítulo 3, las investigaciones en dinámica de fluidos computacional que se han hecho para turbomaquinaria han arrojado que las mallas hexaédricas tienen mayores bondades con respecto a las mallas tetraédricas frente al número de elementos y a tiempo de convergencia de la simulación, siendo las de primer tipo las que menos elementos genera y las que en menos tiempo de iteración alcanza la convergencia. Observando la geometría, en ICM la única forma de hacer mallas hexaédricas es implementar bloques en la geometría, además en geometrías tan complejas como la del álabe del compresor las calidades de las mallas generalmente no tienden a ser altas, por tal motivo se decide trabajar con una malla tetraédrica en el canal del compresor lo que en ICM aunque se traduce en mayor número de elementos, se puede obtener buenos resultados en el pos procesamiento, además de una mejor calidad de malla que una hexaédrica, ya que la malla se genera de forma automática por el software controlando únicamente los valores de crecimiento y máximo número de elementos por parte de usuario.

Con ayuda del comando mesh - global mesh set up , en la pestaña global mesh parameters se definen el factor de escala de la malla y el máximo tamaño de la misma cuantificados en el número máximo de elementos, lo que para la malla

se tomará un factor de escala de 0.66 y un tamaño máximo de 528 elementos, que producirán una malla de alrededor de un millón doscientos mil elementos los cuales en una geometría tan pequeña harán una malla aceptable en tamaño.

Ilustración 31: Selección del factor de escala y número máximo de elementos de la malla.

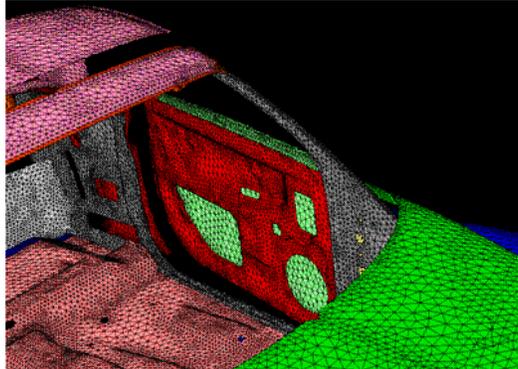


Fuente: Autor

Continuando en la pestaña de Shell meshing parameters se define el tipo de malla que se desea crear y el método de generación de la malla, como se dijo con anterioridad se utilizaría una malla con elementos tetraédricos y en el método de enmallado se seleccionó patch dependent lo cual en ICEM se define como un método de enmallado superficial que enmalla superficies cerradas por medio de bucles o loops, los cuales se crean en las líneas o superficies permitiendo que los elementos creados se unan de forma automática dando como resultado mejor calidad de la malla además de realizar un enmallado por medio de las curvas de la geometría⁵¹. Por último se selecciona la opción de refinar las condiciones de frontera para que los elementos se acoplen mejor a la geometría en los bordes de los álabes del canal del compresor.

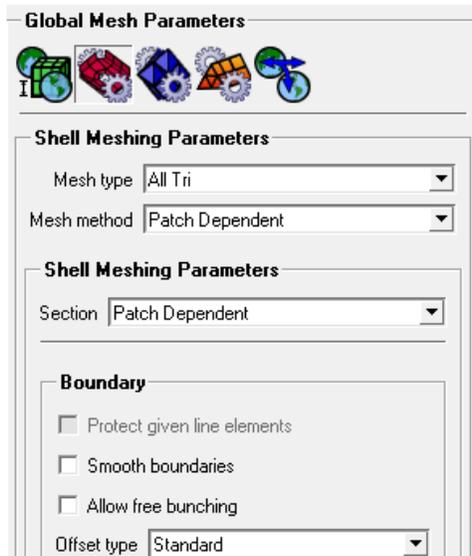
⁵¹ Guía de ansys fluent

Ilustración 32: Ejemplificación, método de enmallado patch dependent.



Fuente: GUIA ANSYS FLUENT

Ilustración 33: Tipo De malla; Tetraedros.

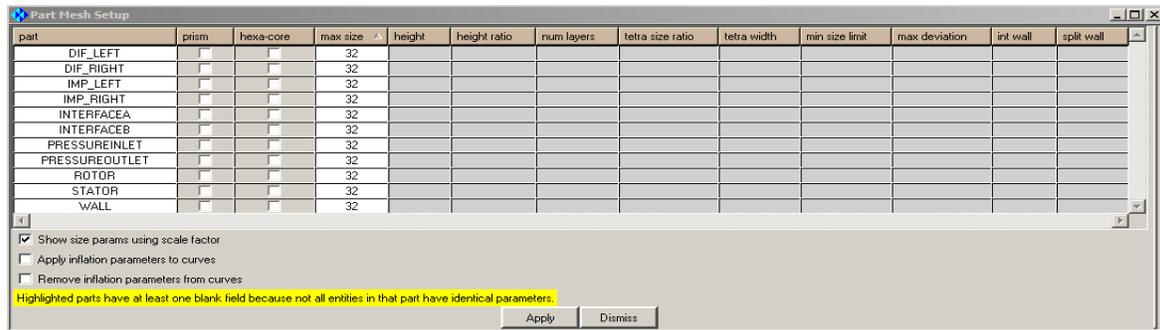


Fuente: Autor

Después de seleccionar el esquema patch dependent, se procede a seleccionar el número máximo de elementos en cada parte creada del compresor, se debe tener en cuenta que ICEM permite ingresar números máximos de elementos que sean factores de dos para evitar errores en la malla, y entre más pequeño sea este factor más fina será la malla. Para la malla se seleccionaron un número máximo de elementos de 32 para todas las partes permitiendo que la malla sea uniforme en todas las superficies, esto se muestra en la ilustración 34.

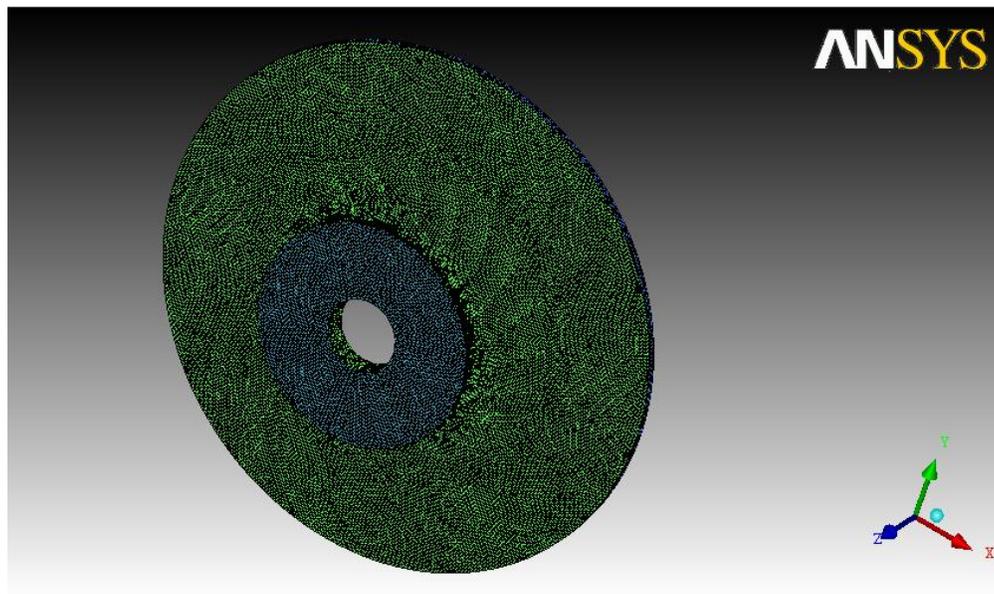
Por ultimo con el comando compute mesh  de la pestaña volumen mesh, se selecciona el tipo de malla tretra/mixed y se selecciona computar, dejando que el software itere para así finalmente tener la malla mostrada en la ilustración 35 y 36.

Ilustración 34: Definición del número máximo de elementos para cada parte del compresor.



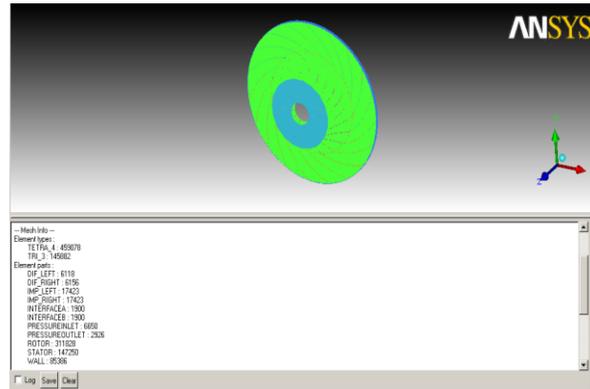
Fuente: Autor

Ilustración 35: Enmallado del compresor.



Fuente: Autor

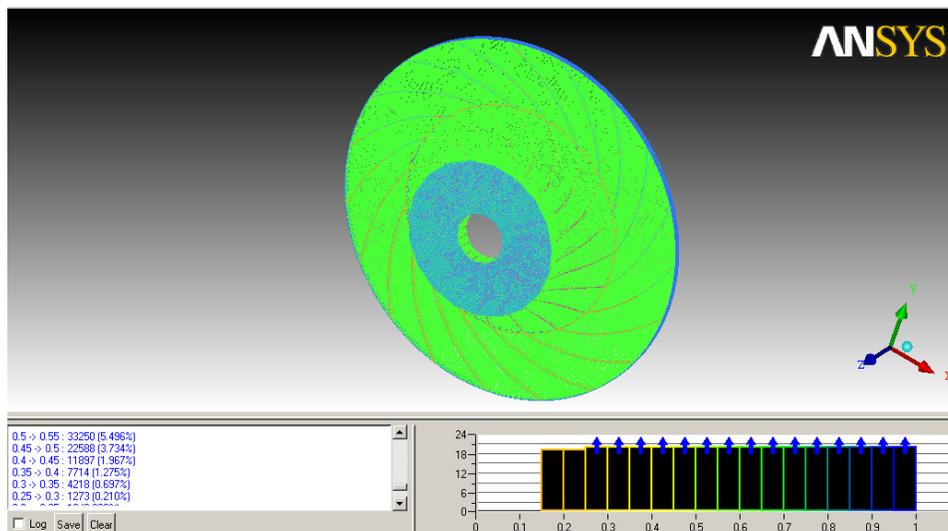
Ilustración 36: Número de elementos totales en las partes del compresor.



Fuente: Autor

Por ultimo cabe mencionar que la malla creada tiene una calidad bastante buena ya que como lo muestra el histograma de calidad (ilustración 37) de la malla se tiene una calidad de la mayoría de elementos por encima de 0.3 lo cual es bastante bueno para el análisis que se está planteando, incluso si se observa con más detenimiento hay un porcentaje del 98% de elementos de la malla que se encuentran por encima de 0.35 el cual es un numero ya de alrededor de 1176000 elementos que se considera representativo de la malla, por lo cual puede decirse que la calidad se aumenta en un 0.05 de lo obtenido por el histograma de calidad.

Ilustración 37: Histograma de calidad de malla, 0,3.



Fuente: Autor

7.1.3 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera de la simulación del compresor centrífugo se resumen en la tabla 14, de ellas cabe mencionar que las paredes del impulsor serán paredes móviles con respecto al difusor las cuales se configuraran en Fluent, se tendrá una interface que permitirá el acople de la salida del impulsor con la entrada del difusor, esto permitiendo que la malla móvil del impulsor pueda rotar con respecto a la malla del difusor sin generar conflictos en la simulación, en la entrada del impulsor se colocó la condición de frontera inicialmente de presión de entrada y en la salida del difusor se colocó inicialmente presión de salida, las cuales podrían ser cambiadas en FLUENT según sea necesario. Las paredes del difusor serán paredes estacionarias con respecto al impulsor, las presiones de entrada y salida serán definidas gracias a los cálculos térmicos obtenidos con anterioridad, además se deberá tener un especial cuidado en la configuración de la dirección del flujo en FLUENT, puesto que si se recuerda aunque el aire tiene una entrada totalmente axial, en la salida tiene un ángulo β de descarga que tendrá componentes de flujo en X y Y.

Por último cabe mencionar que se sabe que el compresor está rotando a 481.16 revs/s lo que para efectos de configuración del solucionador esta velocidad rotacional no podrá ser usada así que realizando la conversión se tiene 3023.259 rads/s, lo cual si es aceptado por FLUENT como velocidad rotacional.

Tabla 14: Condiciones de frontera compresor centrífugo

SECCIÓN	CONDICIÓN DE FRONTERA	
Impulsor	Pared_impulsor	Pared móvil
	Interface_a	
	Presión de entrada	101325 Pa Temperatura: 288.15 K
	Fluid	Aire, gas ideal
Difusor	Pared_difusor	Pared estacionaria
	Interface_b	
	Presión de salida	564034 Pa Temperatura: 488.64 K
	Fluid	Aire, gas ideal

Fuente: Autor

8 ANALISIS DE RESULTADOS

Luego de terminada la simulación la cual arrojó resultados coherentes se dio paso al análisis de resultados (contornos de presión, temperatura, densidad, número de mach etc). Cabe resaltar que en los compresores centrífugos el fenómeno de alza de presión no solo se presenta en el impulsor sino también en el difusor, por tal motivo para el análisis de resultados los contornos de presión estarán presentados no en presión total sino en presión estática, lo cual ayudará a explicar el fenómeno presentado en la operación del compresor.

En los resultados de la simulación se presenta el comportamiento del flujo de aire en la operación del compresor, teniendo una entrada axial y una descarga a 42.3 grados según lo calculado, haciendo girar el compresor a 28870 rpm para imprimir la energía cinética al fluido que logre junto con la geometría diseñada alcanzar el alza de presión ratificando el correcto funcionamiento del conjunto por medio de la relación de compresión que para este caso es de 5.6. El análisis fue realizado con flujo transitorio y solución basada en densidad debido a que el flujo es compresible y turbulento, teniendo en cuenta como parámetro fundamental el paso de tiempo y el número de Courant el cual permite mejorar la convergencia en simulaciones donde se tengan inconvenientes con la misma, y el cual para flujos turbulentos deberá ser menor a 1. El paso de tiempo para turbomaquinarias y el número de Courant se define según las ecuaciones 73 y 74 respectivamente:

$$T = \frac{\Delta\theta}{\omega} \quad (73)$$

Donde:

T : time step [seg]

$\Delta\theta$: ángulo de ataque del álabe del compresor [rads]

ω : velocidad rotacional del impulsor $\left[\frac{rad}{seg}\right]$

$$T = C \frac{\Delta x}{U} \quad (74)$$

Donde:

C : numero de courant

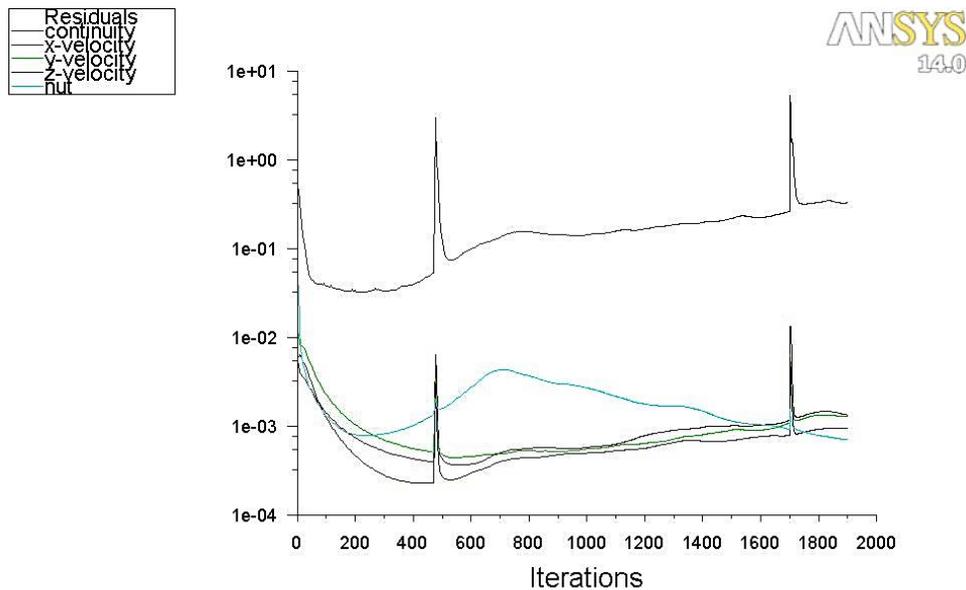
Δx : tamaño del elemento mas pequeño

U : velocidad del impulsor m/s

Utilizando los datos obtenidos en los cálculos térmicos además de las ecuaciones 73 y 74 el valor calculado del time step y el número de Courant para la simulación son respectivamente $2.44e^{-4}$ segundos y 0.2, conociendo lo anterior, se da inicio al análisis de resultados mostrando primeramente la gráfica de convergencia de la simulación obtenida en FLUENT.

En las ilustraciones 38 y 39 se observa la gráfica de residuales para la simulación del compresor, en la ilustración 38 se puede notar que la simulación en las primeras 2000 iteraciones no tiene una tendencia a la estabilización de las variables de flujo sobretodo en la continuidad, lo cual puede ser provocado por el giro del impulsor impidiendo que el flujo másico se estabilice, es decir, no ha habido un equilibrio aún en el flujo en la entrada y la salida del impulsor. Cabe resaltar que se aprecian unos picos en los residuales esto provocado a que para lograr una mejor estabilización de las variables se inició la simulación con una velocidad rotacional en este caso el 20% de la velocidad total y a medida que avanzaban las iteraciones se cambió la velocidad hasta lograr la velocidad deseada.

Ilustración 38: Residuales Vs iteraciones, flujo transitorio 2000 iteraciones

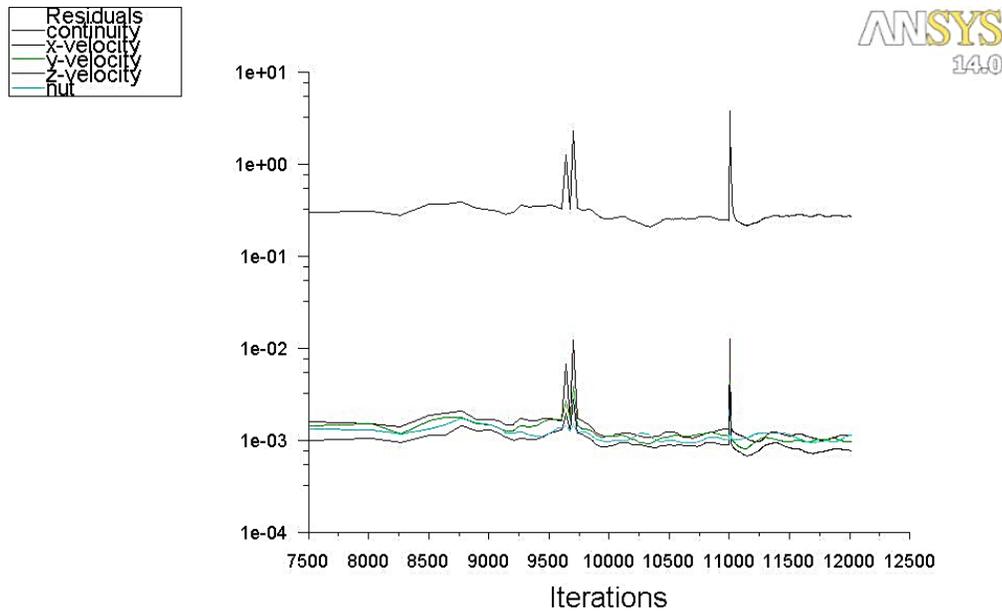


Fuente: Autor

En la ilustración 39 se aprecia el avance de la simulación respecto a las iteraciones realizadas se nota como en el intervalo de 7500 a 12000 iteraciones las variables del flujo se han estabilizado aún cuando se realizan los últimos

cambios de velocidad en el compresor. Se observa que la continuidad oscila entre $1e-05$ y $1e-04$ y la velocidad en x,y,z además de la turbulencia oscila entre $1e-03$ y $1e-028$ y aunque estas variables para una simulación estable darían como resultado un criterio de convergencia, en simulaciones con flujo transitorio no lo son, puesto que al simular flujos transitorios no hay forma visible de que el flujo llegue a una estado de equilibrio, por ende no se observara una convergencia como en simulaciones con flujo estable. Para esto se monitoreo el flujo másico en la entrada y la salida para observar la diferencia generada al paso del flujo por el compresor, obteniendo que hay una diferencia de $1e-3$ kg/s entre el flujo de entrada y el flujo de salida, evidenciando que se ha estabilizado el flujo másico y consigo la continuidad en la simulación. Dejando un flujo másico experimental promedio de 9.02 kg/s frente a aun 8.49 kg/s teórico, haciendo de este un resultado aceptable para la simulación teniendo en cuenta que se tiene un error porcentual de tan solo 5.8%.

Ilustración 39: Residuales Vs iteraciones, flujo transitorio 12000 iteraciones

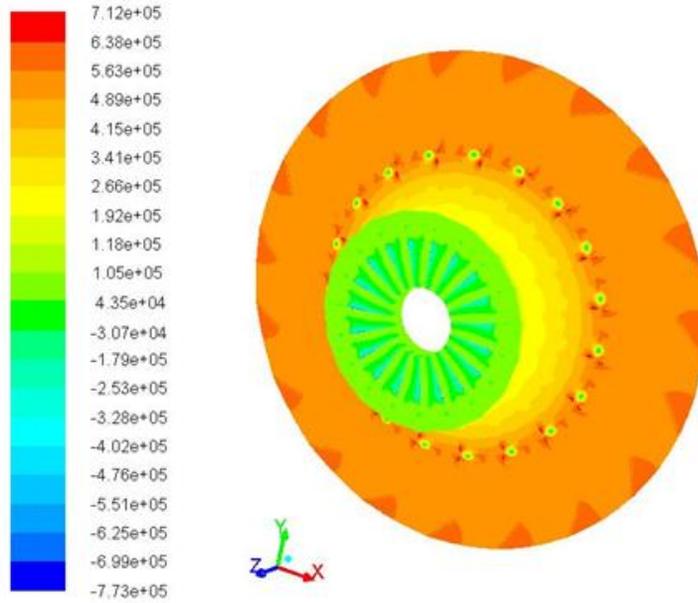


Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	-8.9639266
outlet	9.0873058
Net	0.0012337921

Fuente: Autor

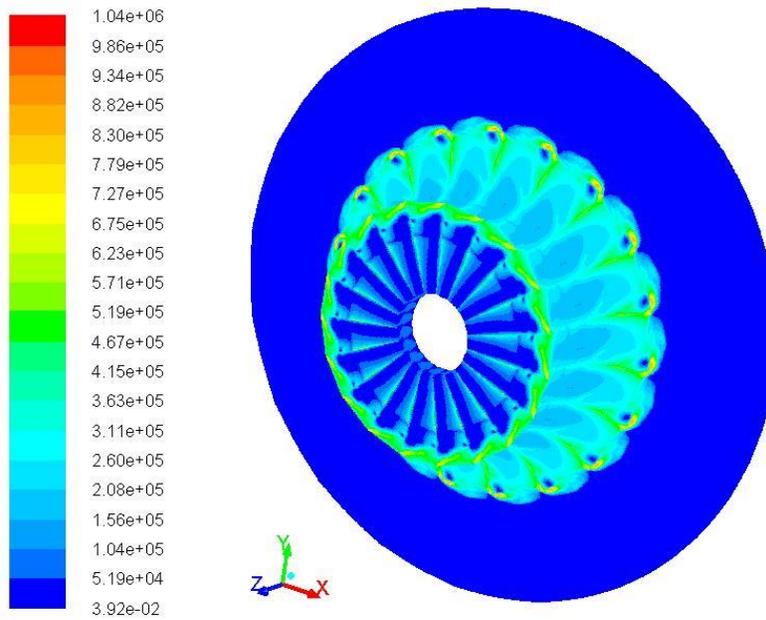
- **Campo de presiones**

Ilustración 40: Presión estática con entrada de flujo axial al compresor



Fuente: Autor

Ilustración 41: Presión dinámica a través del compresor



Fuente: Autor

De la ilustración 40 se puede decir que en el compresor se tiene una presión estática mínima de $-1.79 \times 10^5 \text{ Pa}$ y máxima de $6.38 \times 10^{-5} \text{ Pa}$, como se puede observar en la entrada del impulsor se tiene aproximadamente la presión de operación de la simulación 101325 Pa , a medida que el flujo se introduce en el impulsor los álabes del mismo hacen girar el aire a la velocidad de operación del compresor permitiendo que se provoque un diferencial de presiones, conduciendo así a que se produzca un aumento de presión en la zona del impulsor. Continuando cuando el aire entra al difusor y gracias a la geometría divergente de los canales del difusor se logra que la presión siga aumentando hasta un valor de 563301 Pa , lo cual corrobora el fenómeno físico que sucede con respecto a la presión en los compresores centrífugos, además teniendo en cuenta los cálculos termodinámicos la relación de compresor es de 5.6:1 lo cual se está logrando en un valor cercano pues se produce una compresión de 5.55:1. Se evidencia además que la distribución de presión a través del compresor es simétrica lo que se le puede atribuir al hecho de que el cambio progresivo en el área de los canales del impulsor hacia el difusor mantenga la presión del fluido sin que haya pérdidas por la rotación del impulsor.

Con respecto a la presión dinámica si se analiza la definición de la presión total, la cual es la suma de la presión estática y la presión dinámica, para lograr un equilibrio de presión es necesario si aumenta la presión estática que la presión dinámica disminuya. Ahora bien si se analiza la ilustración 40 y 41 aunque las dos presiones están aumentando en la parte del impulsor, la dinámica que está basada en velocidad tiene un aumento al igual que la estática en esta zona, esto se le atribuye a la velocidad que le imprime el impulsor al fluido generando este incremento, la cual si se observa, cuando el aire está ya en el difusor este convierte en su gran totalidad esta energía cinética transferida al fluido en energía potencial de presión lo cual es natural ya que el aire desacelera en los pasajes divergentes del difusor mostrando el correcto funcionamiento del compresor.

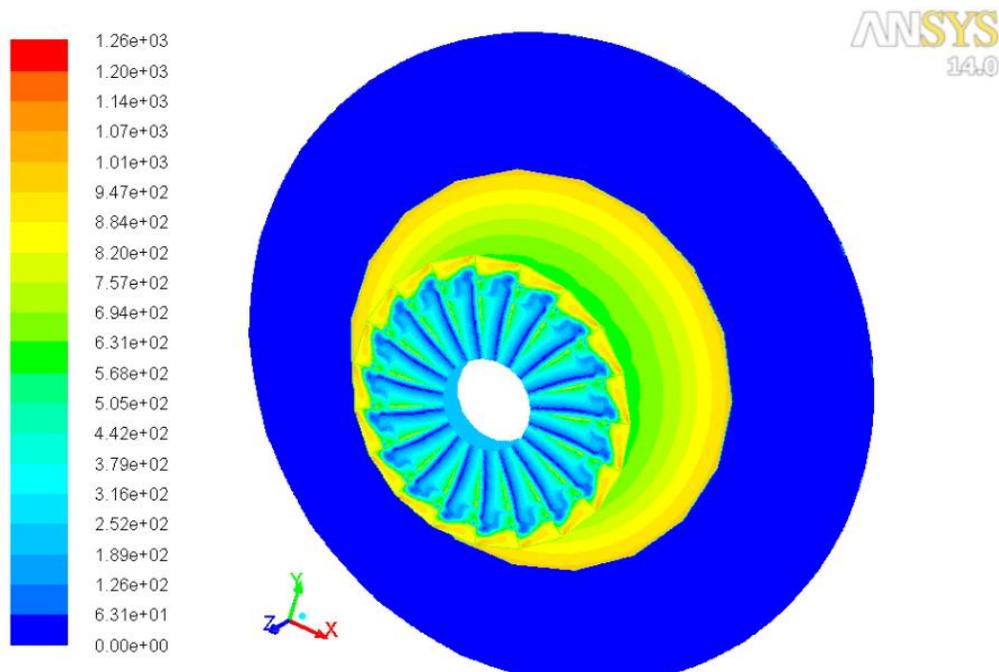
- **Campo de velocidades**

Como se observa en la ilustración 42 se tiene la distribución de velocidad en todo el compresor, como se evidencia en la entrada no hay una distribución uniforme del campo de velocidades que puede atribuirse a la rotación del impulsor, provocando que la distribución de velocidad aumente desde la raíz hasta la punta del álabe en la zona del ojo del impulsor. Por otro lado viendo la velocidad presentada en la entrada de los canales del impulsor formado por los álabes del

mismo, el programa muestra una velocidad experimental de 126 m/s frente a la teórica calculada de 180.05 m/s, dando un error porcentual del 30%. En la salida se tiene una velocidad experimental de 78.02 m/s frente a una teórica calculada de 80.08 m/s teniendo un error de 2.64%.

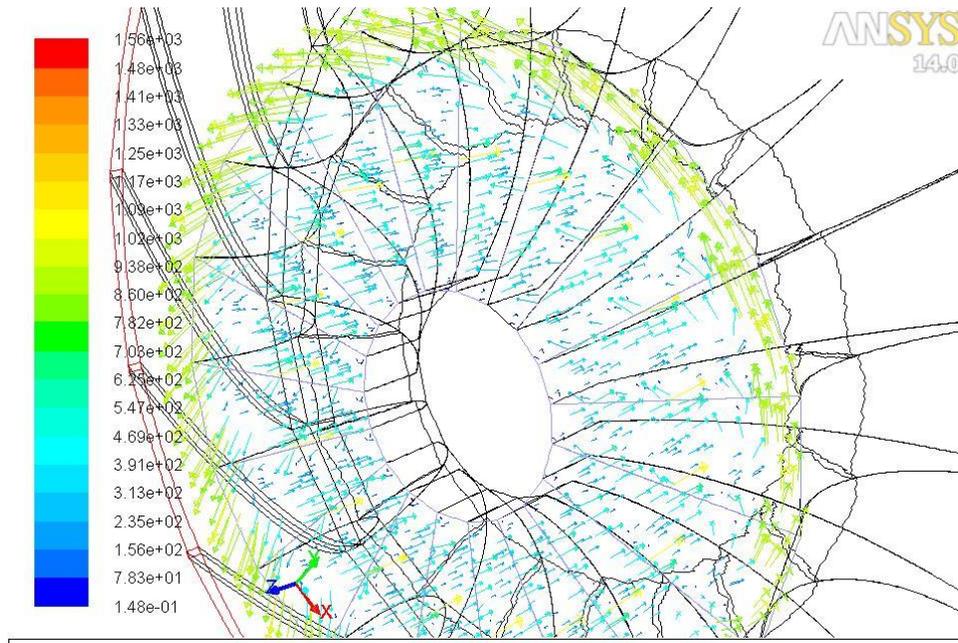
Como se observa hay una buena apreciación de los resultados, siendo un diseño experimental, los errores porcentuales pueden atribuirse al hecho de que el flujo aunque entra axial al compresor como se muestra en la ilustración 43, por la aceleración del impulsor hay una pérdida de velocidad en las paredes de los álabes. Además la diferencia de velocidad teórica y experimental en la salida es producida por el cambio brusco en la magnitud de la velocidad, pues se pasa de un componente que gira a 28870 rpm a uno que está totalmente estático lo que producirá choques del flujo que pasa de los álabes del impulsor a los álabes del difusor.

Ilustración 42: Contorno de velocidad: entrada, interface y salida del compresor.



Fuente: Autor

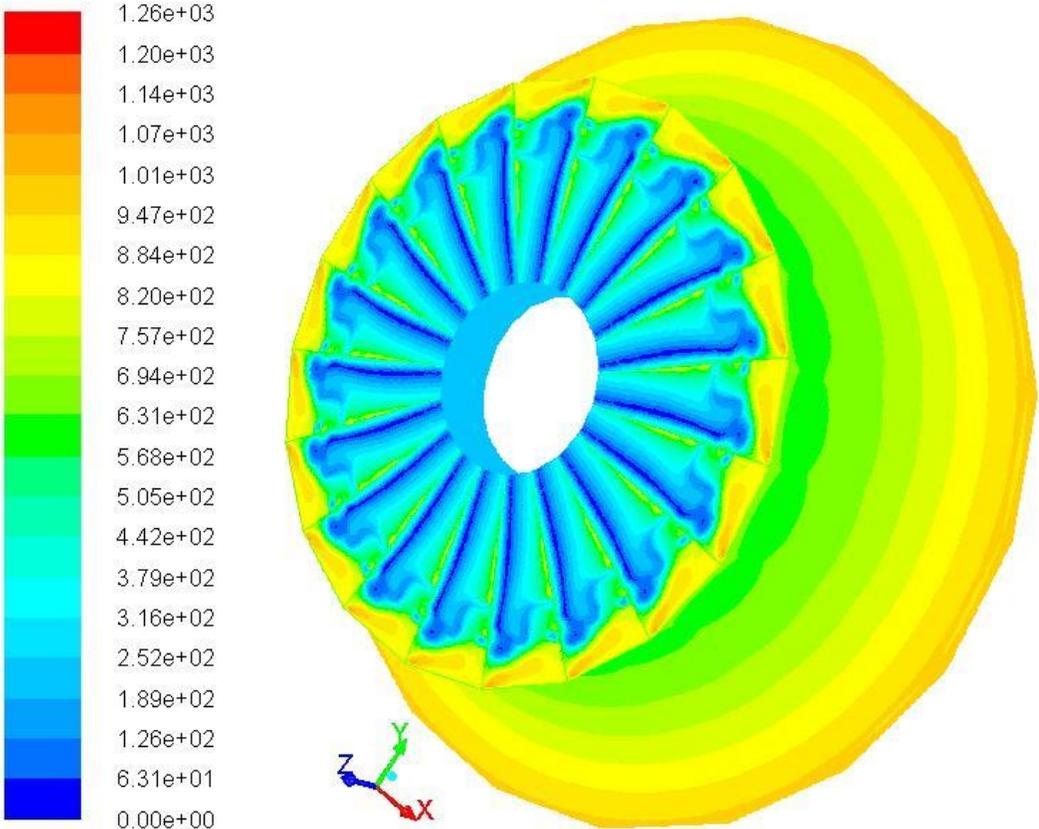
Ilustración 43: Vectores de velocidad entrada del impulsor.



Fuente: Autor

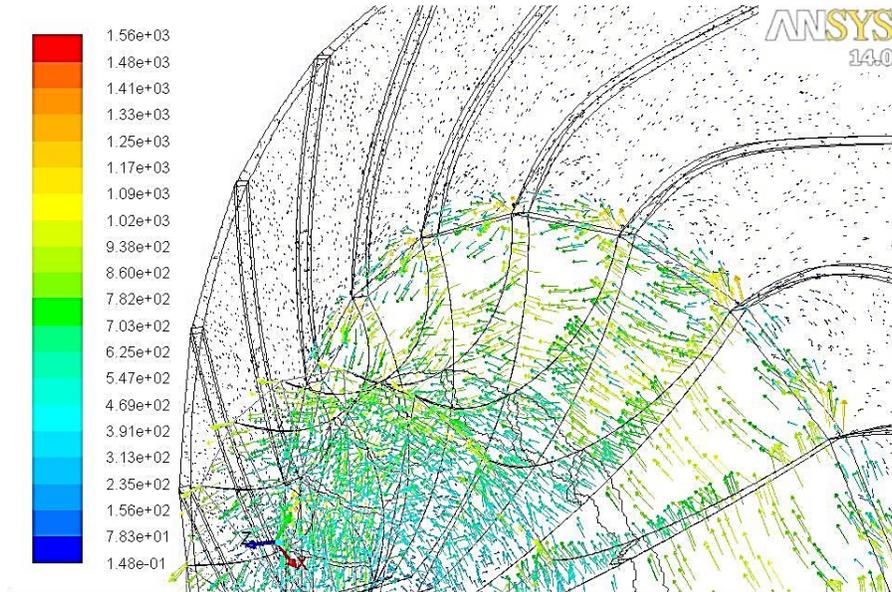
Continuando en la ilustración 44 se muestra la distribución de velocidad en el impulsor, en donde se hace más evidente el aumento en la energía cinética, se muestra un aumento progresivo en la velocidad a medida que el aire recorre los álabes del impulsor, lo cual es lo esperado teniendo en cuenta que a medida que el radio del compresor aumenta lo hace también la velocidad. Por último en la ilustración 44 se observa como el fluido es rotado por la acción de la velocidad angular del impulsor y cuando es descargado en el difusor se aprecia que hay zonas con remolinos o flujo reverso que son atribuidas principalmente al intercambio que se tiene entre las partes móviles y las estacionarias, sin dejar de lado la posibilidad que el efecto se agudice por el hecho de que el número de álabes del impulsor concuerdan con el número de álabes del difusor lo cual fue asumido para simplificar la simulación y que podrá estudiarse en futuros proyectos.

Ilustración 44: Magnitud de la velocidad en el impulsor.



Fuente: Autor

Ilustración 45: Vectores de velocidad, rotación del flujo en el impulsor.

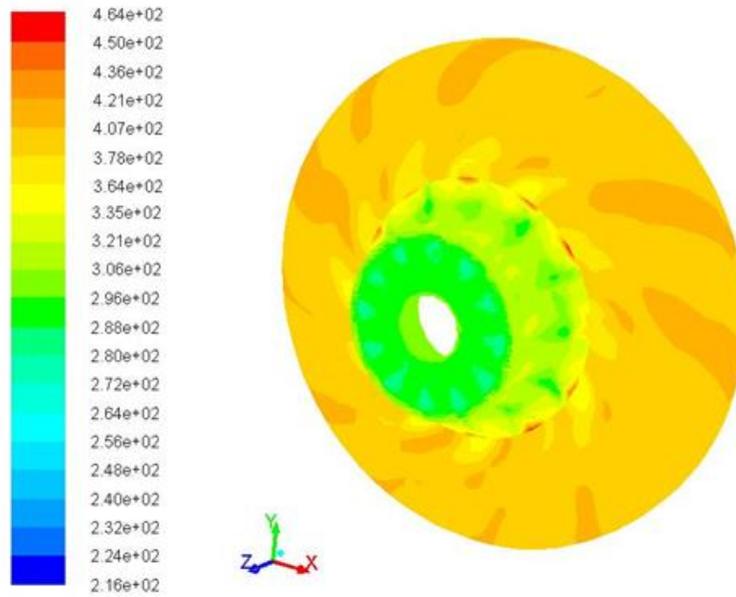


Fuente: Autor

- Contornos de temperatura y numero de mach

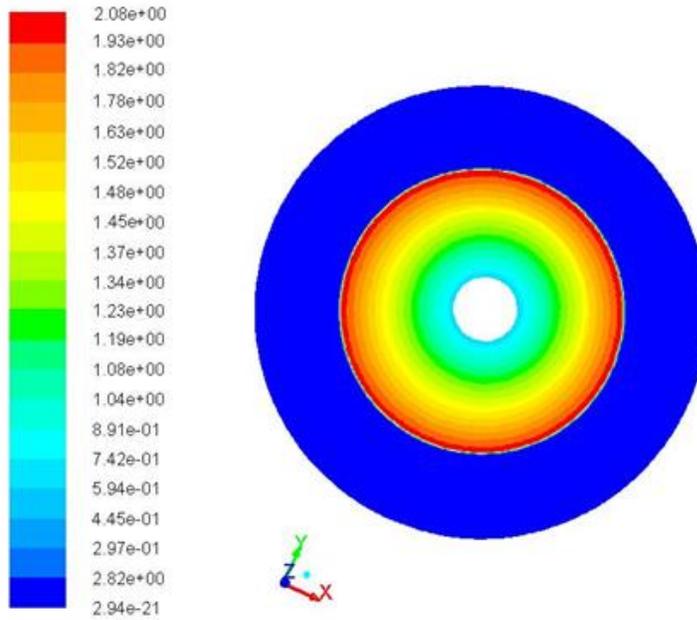
Con respecto a estos contornos cabe mencionar de primera mano que la temperatura experimental en la entrada es de 290 K y la atmosférica de entrada es de 288.15 K presentando un error de 0.64%, lo cual hace bastante acertada la simulación en este punto ya que al ser el aire tratado como un gas ideal permite establecer el punto de partida para que a medida que varíe la energía potencial de presión y se sientan los efectos de la compresibilidad también cambie la temperatura. Ahora bien si se observa cuidadosamente la temperatura a la salida del compresor no es alcanzada en su totalidad frente a la arrojada por los cálculos térmicos, presentando un error de 10.77% que se atribuye como se explicó con anterioridad, que cuando se pasa del impulsor al difusor genera en algunos puntos del dominio flujo reverso, provocando pequeñas pérdidas de presión lo cual se traduce también en pérdidas por temperatura. Además se debe tener en cuenta que aunque se modela el aire como un gas ideal, también se generaran pérdidas de energía por rozamiento en las paredes de los álabes.

Ilustración 46: Contornos de temperatura estática en el compresor



Fuente: Autor

Ilustración 47: Numero de mach, tiempo 2.25e-003 segundos



Fuente: Autor

Del número de mach se puede apreciar que la magnitud de este parámetro incrementa progresivamente a medida que el aire empieza su recorrido por los canales del impulsor lo cual es lo esperado. Ahora bien el número de mach a la entrada del compresor es de 0.75 teniendo una diferencia de 44% con respecto al mach teórico calculado por la velocidad Ca_1 que se sitúa en 0.52, lo cual puede deberse a que se imprime mayor velocidad al fluido en la entrada por efectos de la rotación del compresor y esto no se tiene en cuenta en los cálculos termodinámicos.

Por otro lado se observa que al momento de la descarga del impulsor se tiene el máximo valor del número de mach que es normal teniendo en cuenta que en este punto es donde se presenta la mayor velocidad y a pesar se obtenga un número de mach de 1.94 (supersónico) que sobrepasa lo calculado teóricamente, cabe decir que los resultados arrojados son coherentes frente al modelo físico que se está simulando.

9 CONCLUSIONES

- Los cálculos térmicos fueron desarrollados en condiciones a nivel del mar con parámetros máximos en configuración de despegue, con lo cual se obtiene una eficiencia máxima tanto del motor como del compresor que se ve reflejado en la eficiencia calculada de 0.91, lo que garantiza además obtener parámetros máximos de funcionamiento al hablar de presión, temperatura y velocidades.
- La geometría calculada para el compresor satisface los requerimientos de tamaño para el motor PW127, puesto que el diámetro del difusor que es el más grande ocupa un espacio menor al del casing del motor, lo cual da una garantía del correcto diseño del compresor. Por otra parte como se demostró con la simulación este componente satisface en gran medida las condiciones de operación del motor en cuanto a presión, temperatura, velocidades y flujo másico que además se confirman con los cálculos térmicos.
- Los datos que fueron arrojados por FLUENT usando el modelo K- ϵ permiten observar que hay ciertas diferencias que son más notables en las variables de densidad y velocidad comparando los resultados teóricos con los experimentales, esto puede deberse primero a que el modelo de turbulencia usado no permite simular en buena medida el flujo cerca a las paredes del compresor y donde es más crítico las paredes de los álabes tanto del impulsor como del difusor, lo que produce que el flujo que atraviesa el compresor no este modelado en un 100% comparado con un flujo real donde se presentarían pérdidas por compresión, fricción e hidráulicas propias del diseño de turbomaquinaria.
- El costo computacional requerido para una simulación en 3D y con flujo transitorio se hace bastante grande si se suma que se simula un flujo compresible por el esquema basado en densidad, y aunque el número de elementos y calidad de la malla usada para la simulación es aceptable, los resultados experimentales frente a los teóricos pueden variar de alguna

manera también por el tamaño de la malla, lo que indica que se habrá de aumentar la capacidad computacional para poder crear mallas más densas y suavizadas que permitan obtener resultados más cercanos a los arrojados por los cálculos térmicos.

- El número de Courant y el time step son variables fundamentales en la simulación de este tipo de simulación con flujo transitorio, si bien la teoría indica que para flujo turbulento el número de Courant será menor a 1 ($C < 1$) se hace necesario el cálculo del mismo con respecto al paso del tiempo, que varía en definición cuando se simula turbomaquinaria, puesto que muchas veces al asumir esta variable y el paso de tiempo en segundos se pueden incurrir en errores. En primera medida se puede dificultar la convergencia de la simulación además que no se garantiza el tiempo necesario para que el flujo se estabilice, en el caso del compresor no se garantizaría el tiempo en que tarda el mismo en dar una revolución, obteniendo datos erróneos en el procesamiento.
- Para tener un ahorro en el costo computacional de la simulación, no se introdujo la condición de deslizamiento en el problema analizado, lo cual modifica el ángulo de descarga del flujo en la salida del compresor, produciendo de cierta forma una incertidumbre en los resultados, que no es cuantificable si no se entra a calcular esfuerzos cortantes que exige FLUENT como condición de deslizamiento, siendo tema para futuros proyectos..
- En simulaciones con flujo transitorio la velocidad rotacional de los componentes móviles se hace un factor importante para lograr convergencia de la simulación, se observó mediante simulaciones experimentales que al inicializar el solucionador con altas velocidades rotacionales la simulación tiende a ser divergente, por lo cual se optó por empezar con bajas velocidades e incrementarlas gradualmente mejorando la convergencia, lo que convierte a la velocidad de rotación en otro parámetro a cuidar en simulaciones con flujo transitorio.

BIBLIOGRAFÍA

SARAVANAMUTTOO, Hih, Gas turbine theory fifth edition, Gran Bretaña: prentice hall, 2001.

DOROSHKO, Sergey, Construction and Strength of Aircraft Engines. Part 1. Editorial Bonaventuriana. 2005

DOROSHKO, Sergey, Automatics of aircrafts engines part 1, Bogota, Editorial Bonaventuriana; 2004.

ESCOBAR, Arnold. Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo másico. Bogota, Editorial Bonaventuriana. 2005

FLACK, Ronald D. Fundamentals of jet propulsion with applications. Cambridge Aerospace Series. New York, Cambridge University Press. 2005

GORLA, Rama S.R; KHAN, Aijaz, Turbomachinery, design and theory, chapter 4: Centrifugal compressors and fans. 2005. P.145

OÑATE, Esteban, Turborreactores Teoría sistemas y propulsión de aviones. Madrid: Sumaas, 1981. P.

STEIN, Alexander, Computational analysis of stall and separation control in centrifugal compressors. Georgia Institute of Technology. The academy faculty. Aerospace engineering

VIJAYKUMAR ANAND, Design methodology for aerodynamic design of centrifugal compressor. Engineering faculty. Mechanical Engineering

MUNSON, Bruce R, Fundamentos de mecánica de fluidos. Mexico: Limusa, 2002.

ACOSTA ROJAS, Jairo Andrés; DUQUE DAZA, Carlos Alberto; MANTILLA GONZÁLEZ, Miguel; GALEANO URUEÑA, Carlos Humberto, Simulación 3D del flujo en un compresor centrífugo por medio de herramientas CFD bajo carga parcial. Ingeniare. Revista chilena de ingeniería, vol. 16 N° 1, 2008, pp. 203-210.

ARANGUEN, Felipe Andrés; BEJARANO ORTIZ, Oscar Hernando, RODRÍGUEZ MARTÍNEZ, Juan Carlos, Análisis estructural de una micro turbina. Trabajo de

grado, Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008.

AZCONA Pérez, Javier, Simulación del flujo en una etapa de compresor centrífugo, Trabajo de grado, Universidad de Zaragoza, Departamento de Ciencia y Tecnología de Materiales y Fluidos Área de Mecánica de Fluidos, Ingeniería Industrial

DUARTE Diana Carolina, LOPEZ LUIS Julián, Diseño preliminar de un compresor para un motor turbofan, Trabajo de grado, Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008

HERNANDES RIOS Juan Sebastián, GARZON BARBOSA Juan David, Metodología de diseño de una turbina radial para una micro turbina. Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008

NIETO LONDOÑO, cesar; MEJIA ALVAREZ, Ricardo; AGUDELO SANTAMARIA, Jhon, Dinámica de fluidos computacional aplicada al estudio de regeneradores térmicos. Medellín.: Universidad nacional de Colombia. Facultad de ingeniería. 2004. P.82

ZAMBRANO ANGEL, Jefferson; MANTILLA BARBOSA, Jorge David; LLANOS SERNA, Paul Alexander. Model design engine turbofan JP1 (diseño y modelo de un motor turbofan JP1. Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura. Facultad de Ingeniería. Ingeniería Aeronáutica. 2008

CARRILLO SANCHEZ, José María; CASTILLO ELSITDIE, Luis Gerardo. Consideraciones del mallado aplicadas al cálculo de flujos bifásicos con las técnicas de dinámica de fluidos computacional. España: Escuela de Ingeniería de Caminos y de Minas. Ingeniería Hidraulica.p.34

ACOSTA ROJAS, Jairo Andrés; DUQUE DAZA, Carlos Alberto; MANTILLA GONZALES, Miguel; GALEANO UREÑA, Calor Humberto. Simulación 3D del flujo de un compresor centrífugo por medio de herramientas CFD bajo carga parcial. Chile: Ingeniare. Revista chilena de ingeniería, vol. 16 N° 1, 2008, pp. 203-210

KELECY, Franklyn. Coupling Momentum and Continuity Increases CFD Robustness FLUENT technology introduces a pressure-based coupled solver to reduce computation time for low-speed compressible and incompressible flow applications. ANSYS, Inc. Volumen II, publicación 2. 2008

RIVAS, A.G. Motores de turbina de gas. Internet: (<www.thejetengine.net/wp-content/upload/TURBOHELICES.pdf>)

ANEXO 1

Propiedades de la atmosfera estándar, mostrada en unidades del sistema internacional

Tabla 15: Propiedades de la Atmosfera Estándar

Altitud (m)	Temperatura (°C)	Aceleración Gravitacional $g(m/s^2)$	Presión P N/m^2 (abs.)	Densidad ρ (Kg/m ³)	Viscosidad Dinámica μ (N·s/m ²)
-1000	21.5	9.810	1.139E+5	1.347E+0	1.821E-5
0	15.00	9.807	1.013E+5	1.225E+0	1.789E-5
1000	8.50	9.804	8.988E+4	1.112E+0	1.758E-5
2000	2.00	9.801	7.950E+4	1.007E+0	1.726E-5
3000	-4.49	9.797	7.012E+4	9.093E-1	1.694E-5
4000	-10.98	9.794	6.166E+4	8.194E-1	1.661E-5
5000	-17.47	9.971	5.405E+4	7.364E-1	1.628E-5
6000	-23.96	9.788	4.722E+4	6.601E-1	1.595E-5
7000	-30.45	9.785	4.111E+4	5.900E-1	1.561E-5
8000	-36.94	9.728	3.565E+4	5.258E-1	1.527E-5
9000	-43.42	9.779	3.080E+4	4.671E-1	1.493E-5
10000	-49.90	9.776	2.650E+4	4.135E-1	1.458E-5
15000	-56.50	9.761	1.211E+4	1.948E-1	1.422E-5
20000	-56.50	9.745	5.529E+3	8.891E-2	1.422E-5
25000	-51.60	9.730	2.549E+3	4.008E-2	1.448E-5
30000	-46.64	9.715	1.197E+3	1.841E-2	1.475E-5
40000	-22.80	9.684	2.871E+2	3.996E-3	1.601E-5
50000	-2.50	9.654	7.978E+1	1.027E-3	1.704E-5
60000	-26.13	9.624	2.196E+1	3.097E-4	1.584E-5
70000	-53.57	9.594	5.221E+0	8.283E-5	1.438E-5
80000	-74.51	9.564	1.052E+0	1.846E-5	1.321E-5

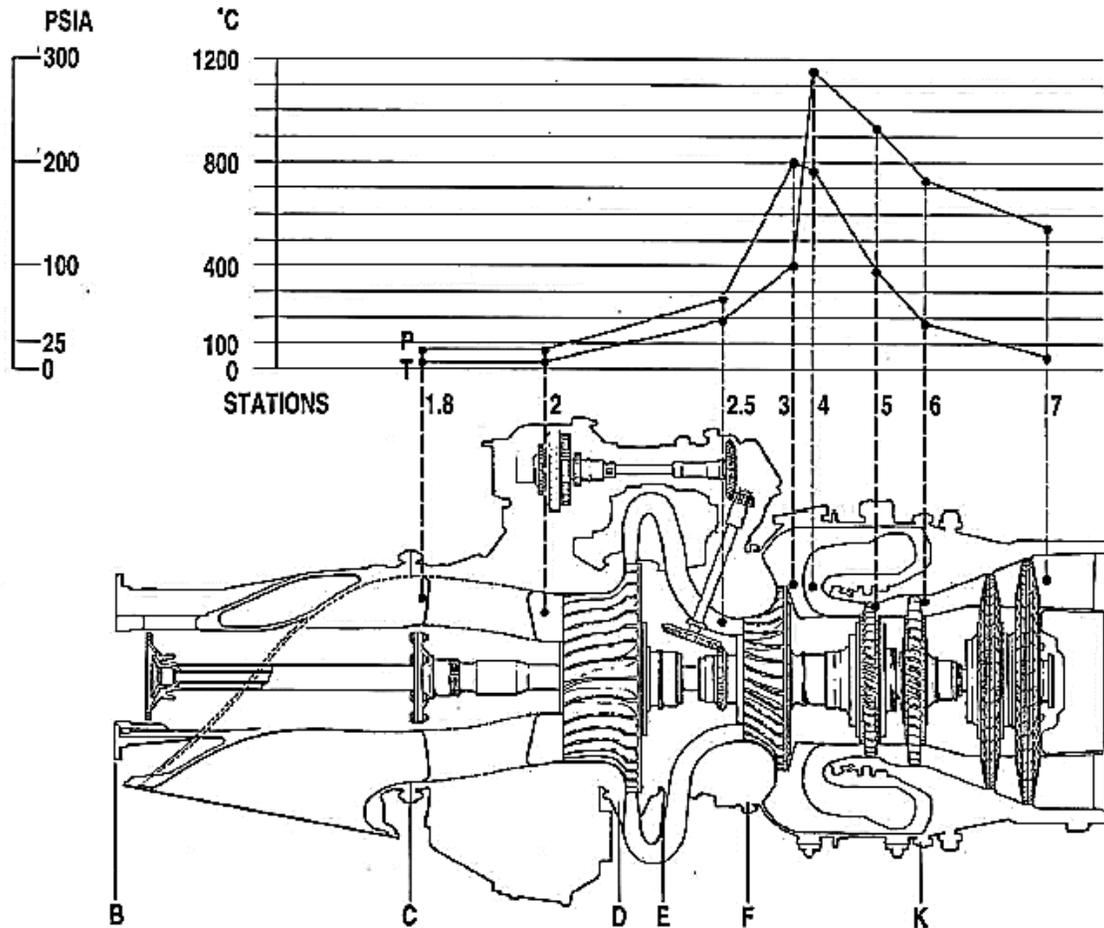
52

Fuente: Munson

⁵² MUNSON, Brucer R, Fundamentos de mecánica de fluidos. México: Limusa, 2002. P.833

ANEXO 2

Ilustración 48: Diagrama de presión y temperatura del motor PW127 por etapas



Fuente: LARGE PW100 SERIES ⁵³

⁵³ PRATT AND WITHNEY, Op.cit. p.22.

ANEXO 3

Correlación cálculo del grado de descarga del flujo en el compresor.

Cuando se realizan investigaciones que involucran mediciones de parámetros pertinentes al diseño, funcionamiento, o desempeño no solo en la parte ingenieril sino en la vida cotidiana, el investigador muchas veces puede llegar a obtener datos de sus mediciones que son realizadas al azar, sin quizás llegar a tener un control sobre las variables que mide o de qué forma las toma, dejando datos aleatorios que pueden o no tener una relación entre sí.

Para lograr estimar si las variables que se miden en un estudio tienen alguna relación, se usa el coeficiente de correlación, el cual es el que “*mide el grado de relación que puedan tener dos variables que varían conjuntamente*”⁵⁴. Este coeficiente estará definido como:

$$r = \frac{n \sum_{i=1}^n x_i y_i - \sum_{i=1}^n x_i * \sum_{i=1}^n y_i}{\sqrt{[n \sum_{i=1}^n x_i^2 - (\sum_{i=1}^n x_i)^2] [n \sum_{i=1}^n y_i^2 - (\sum_{i=1}^n y_i)^2]}} \quad (75)$$

El coeficiente de correlación r podrá arrojar tres posibilidades según el valor numérico que tome a la hora de calcularlo:

- Si los valores de r son cercanos a 1, se puede inducir que hay una relación directa entre las variables
- Si los valores de r son cercanos a -1, se puede inducir que hay una relación inversa entre las variables
- Si los valores de r son cercanos a 0, se puede inducir que hay una baja relación lineal entre las variables, y será directa si $r > 0$, y será inversa si $r < 0$

Conociendo los valores a los cuales puede tender el coeficiente de correlación, se procede a calcularlo para los datos del factor de potencia vs el ángulo de descarga del flujo

⁵⁴ Análisis de correlación, Cátedra: Probabilidad y Estadística. Internet (<<http://faeaweb.uncoma.edu.ar/archivos/ingenieria/9c-Correlacion%20.pdf>>)

Tabla 16: Factor de potencia Vs Angulo de descarga del flujo en el impulsor

β_2	20	25	35	39	40	50	60	70	80	90
ψ	0,7	0,8	0,85	0,92	0,98	1,1	1,23	1,35	1,48	1,6

Fuente: Escobar⁵⁵

Ahora para seguir con el cálculo del coeficiente de correlación se calcularán los datos necesarios para reemplazarlos en la fórmula anterior, así que:

Tabla 17: Datos para el cálculo del coeficiente de correlación

<i>Angulo de descarga</i>	<i>factor de potencia</i>	x^2	y^2	xy
20	0,7	400	0,49	14
25	0,8	625	0,64	20
35	0,85	1225	0,7225	29,75
39	0,92	1521	0,8464	35,88
40	0,98	1600	0,9604	39,2
50	1,1	2500	1,21	55
60	1,23	3600	1,5129	73,8
70	1,35	4900	1,8225	94,5
80	1,48	6400	2,1904	118,4
90	1,6	8100	2,56	144
$\sum x, y$	509	30871	12,9551	624,53

Fuente: Autor

Formula

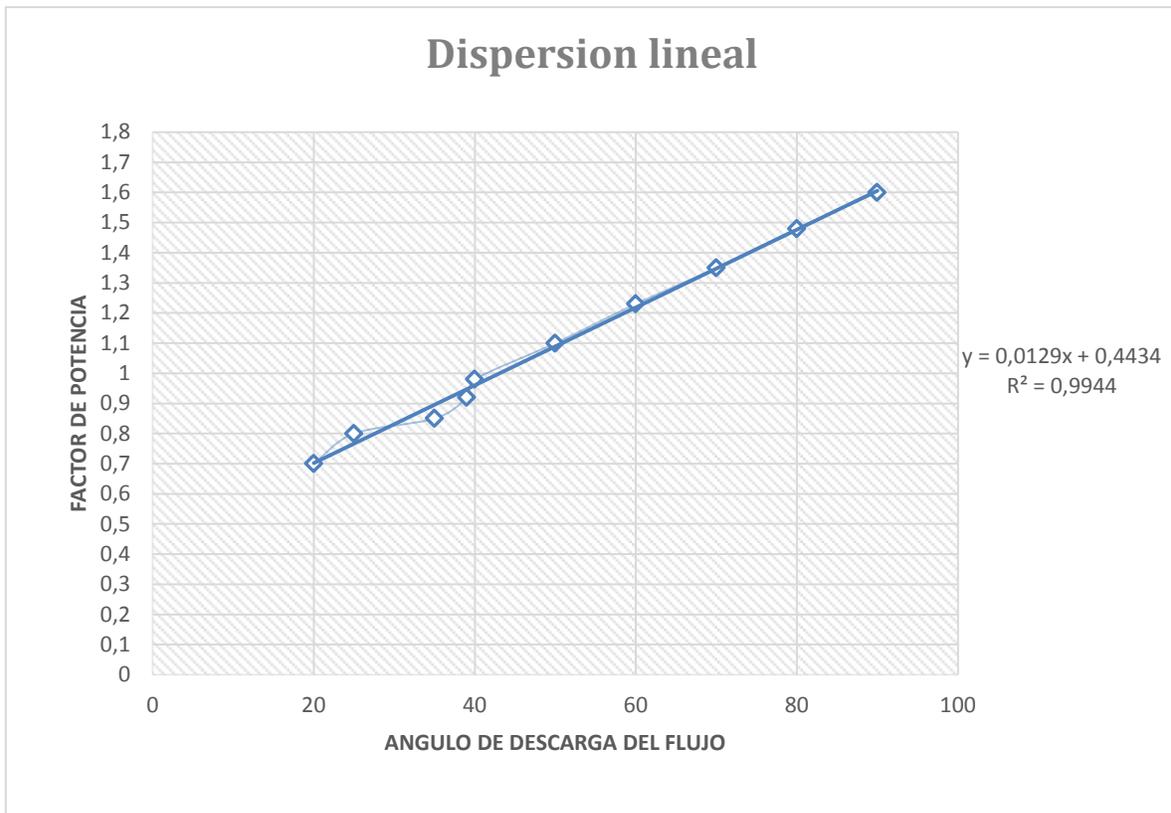
$$r = \frac{10 - (624,53) - ((509) * (11,01))}{\sqrt{[10 * (30871) - (509^2)] [10 * (12,9551) - (11,01^2)]}} \quad (76)$$

$$r = 0.9972$$

El coeficiente de correlación obtenido es de 0.9972, por lo cual se puede concluir que la relación entre las variables mostradas es directa, con lo cual para calcular un factor de potencia de 1 con ayuda de Excel y la gráfica de dispersión que se obtiene con las mediciones mostrando la ecuación de la recta que se ajusta a esta dispersión se calcula el ángulo de descarga para el coeficiente deseado:

⁵⁵ ESCOBAR., Op. cit., p.

Grafica 1: Dispersión lineal, Correlación Factor de Potencia Vs Angulo de descarga del flujo



Fuente: Autor

De la ecuación mostrada por la gráfica, se despeja β_2 en función del factor de carga

$$y = \frac{\text{factor de potencia} - 0.4434}{0.0129} = \beta_2 \quad (77)$$

$$\beta_2 = \frac{1 - 0.4434}{0.0129} = 43.2^\circ$$

ANEXO 4

Calculo del número de álabes del compresor

Recalculando el número de álabes para un factor de deslizamiento $\sigma=0.8794$

$$U = \sqrt{\frac{\left(\left(5.6^{1/3.5}\right) - 1\right) 288.15 * 1010}{(0.83)(0.8794 * 1)}} = 502,2875 \text{ m/seg}$$

$$\frac{U}{\pi N} = d$$

$$d = \frac{502.2875 \text{ m/seg}}{\pi * 481.1666 \text{ rev/seg}} = 0.3322 \text{ m}$$

$$d_1 = \frac{d_2}{1.45}$$

$$d_1 = \frac{0.3322}{1.45} = 0.2291 \text{ m}$$

$$d_c = \frac{d_2}{4.5}$$

$$d_c = \frac{0.3322}{4.5} = 0.07299 \text{ m}$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \eta c$$

$$Q = \frac{8.9}{1.22} 0.83$$

$$Q = 5,78 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$c_0 = \frac{4Q}{\eta c \pi (d_1^2 - d_c^2)}$$

$$c_0 = \frac{4 * 5,78 \text{ m}^3/\text{seg}}{\pi(0.2291 \text{ m}^2 - 0.07299 \text{ m}^2)}$$

$$c_0 = 188.27 \text{ m/seg}$$

$$u_0 = \frac{N\pi d_1}{60}$$

$$u_0 = \frac{\pi * 0.2291 \text{ m}}{60}$$

$$u_0 = 346.41 \text{ m/seg}$$

$$\beta_0 = \tan^{-1} \frac{c_0}{u_0}$$

$$\beta_0 = \tan^{-1} \frac{188.27 \text{ m/seg}}{346.41 \text{ m/seg}}$$

$$\beta_0 = 28.52 \text{ grados}$$

$$m = \frac{d_2}{d_1}$$

$$m = \frac{0.3322 \text{ m}}{0.2291 \text{ m}}$$

$$m = 1.45$$

$$z = 6.5 \left(\frac{(m+1)}{(m-1)} \right) \left(\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$$

$$z = 6.5 \left(\frac{(1.45+1)}{(1.45-1)} \right) \left(\sin \frac{28,52 \text{ grados} + 43,2 \text{ grados}}{2} \right)$$

$$z \approx 21$$

$$\mathbf{z = 19}$$

ANEXO 5

Proceso iterativo velocidad axial

Para una velocidad axial de 226.14 m/s se itera para alcanzar una velocidad aceptable que satisfaga la condición de continuidad

$$\frac{c_1^2}{2Cp} = \frac{c_{a1}^2}{2Cp} \quad (78)$$

$$\frac{c_1^2}{2Cp} = \frac{(226.14 \text{ m/s})^2}{2 * (1.01 * 10^3)} = 25.44 \text{ K}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{c_1^2}{2Cp} \quad (79)$$

$$T_1 = 288.15 \text{ K} - 25.44 \text{ K} = 262.71 \text{ K}$$

$$P_1 = \frac{P_{01}}{\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (80)$$

$$P_1 = \frac{1.01 \text{ bar}}{\left(\frac{288.15 \text{ K}}{262.1 \text{ K}}\right)^{\frac{1.4}{(1.4-1)}}} = 1.0130 \text{ bar}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (81)$$

$$\rho_1 = \frac{1.01 * 100}{0.288 * 262.71 \text{ K}} = 1.34 \text{ kg/m}^3$$

Se vuelve a chequear la velocidad en la entrada

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \quad (82)$$

$$c_{a1} = \frac{8.9 \text{ m/s}}{1.34 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.03611 \text{ m}^2} = 174.65 \text{ m/s}$$

Recalculando

$$\frac{c_1^2}{2Cp} = \frac{(174.65m/s)^2}{2 * (1.01 * 10^3)} = 15.23K \quad (83)$$
$$T_1 = 288.15K - 15.23K = 272.92 K$$

$$P_1 = \frac{1.01bar}{\left(\frac{288.15K}{272.92K}\right)^{\frac{1.4}{(1.4-1)}}} = 1.0130 bar$$

$$\rho_1 = \frac{1.01 * 100}{0.288 * 27292 K} = 1.29 kg/m^3 \quad (84)$$

Se vuelve a chequear la velocidad en la entrada

$$c_{a1} = \frac{8.9m/s}{1.29 \frac{kg}{m^3} * 0.03611m^2} = 181.75 m/s$$

Recalculando

$$\frac{c_1^2}{2Cp} = \frac{(181.75m/s)^2}{2 * (1.01 * 10^3)} = 16.44K \quad (85)$$
$$T_1 = 288.15 K - 16.44 K = 271.72 K$$

$$P_1 = \frac{1.01bar}{\left(\frac{288.15K}{271.72 K}\right)^{\frac{1.4}{(1.4-1)}}} = 1.0130 bar$$

$$\rho_1 = \frac{1.01 * 100}{0.288 * 271.72K} = 1.30 kg/m^3$$

Se vuelve a chequear la velocidad en la entrada

$$c_{a1} = \frac{8.9m/s}{1.30 \frac{kg}{m^3} * 0.03611m^2} = 180.95 m/s$$

Recalculando

$$\frac{c_1^2}{2Cp} = \frac{(180.95m/s)^2}{2 * (1.01 * 10^3)} = 16.29K$$

$$T_1 = 288.15 K - 16.29 K = 271.86 K$$

$$P_1 = \frac{1.01bar}{\left(\frac{288.15K}{271.86 K}\right)^{\frac{1.4}{(1.4-1)}}} = 1.0130 bar$$

$$\rho_1 = \frac{1.01 * 100}{0.288 * 271.86K} = 1.30 kg/m^3$$

Se vuelve a chequear la velocidad en la entrada

(86)

$$c_{a1} = \frac{8.9m/s}{1.30 \frac{kg}{m^3} * 0.03611m^2} = 180.05 m/s$$

Recalculando por última vez

$$\frac{c_1^2}{2Cp} = \frac{(180.95m/s)^2}{2 * (1.01 * 10^3)} = 16.29K$$

$$T_1 = 288.15 K - 16.29 K = 271.86 K$$

$$P_1 = \frac{1.01bar}{\left(\frac{288.15K}{271.86 K}\right)^{\frac{1.4}{(1.4-1)}}} = 1.0130 bar$$

$$\rho_1 = \frac{1.01 * 100}{0.288 * 271.86K} = 1.30 kg/m^3$$

Se vuelve a chequear la velocidad en la entrada

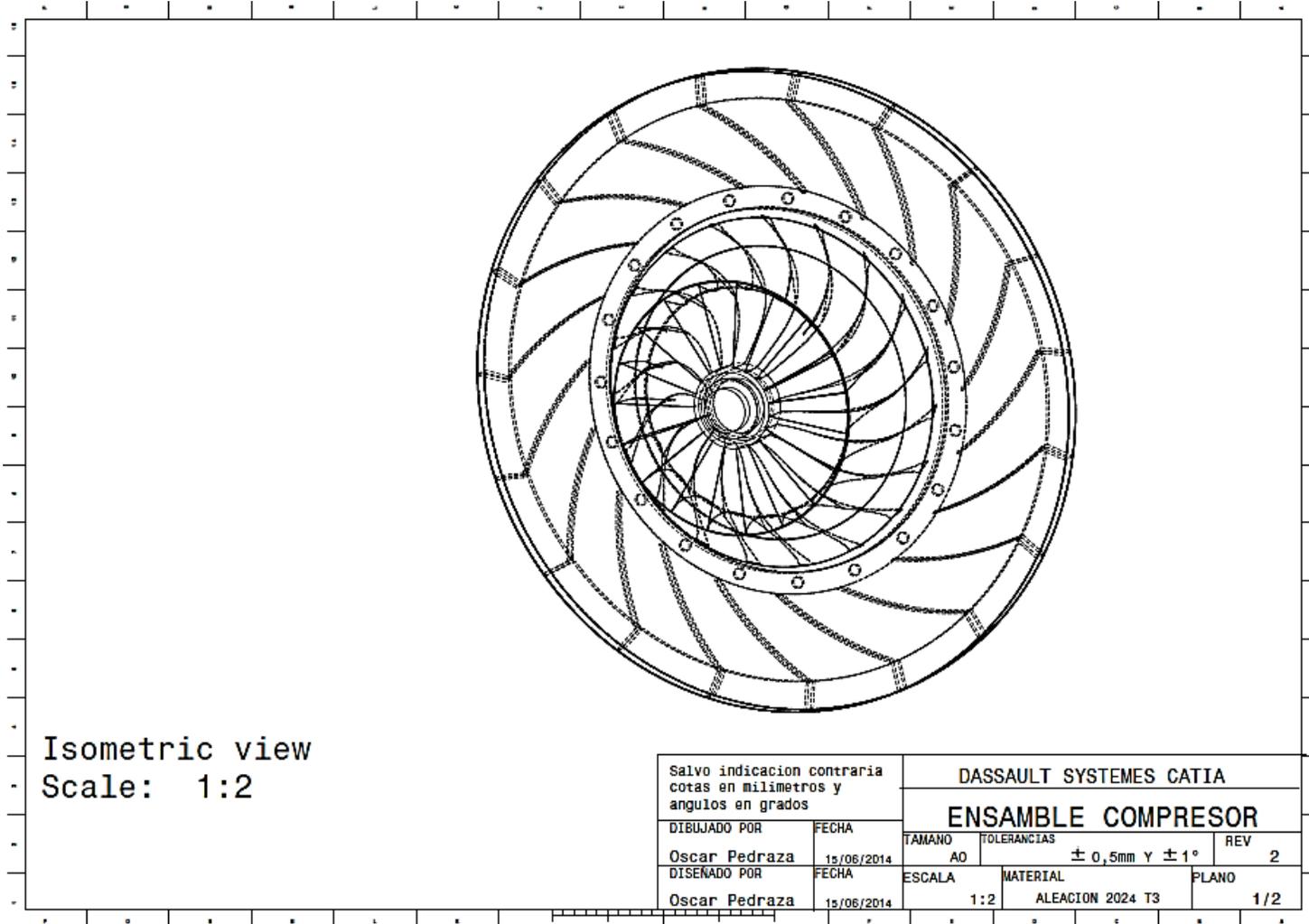
(87)

$$c_{a1} = \frac{8.9m/s}{1.30 \frac{kg}{m^3} * 0.03611m^2} = 180.05 m/s$$

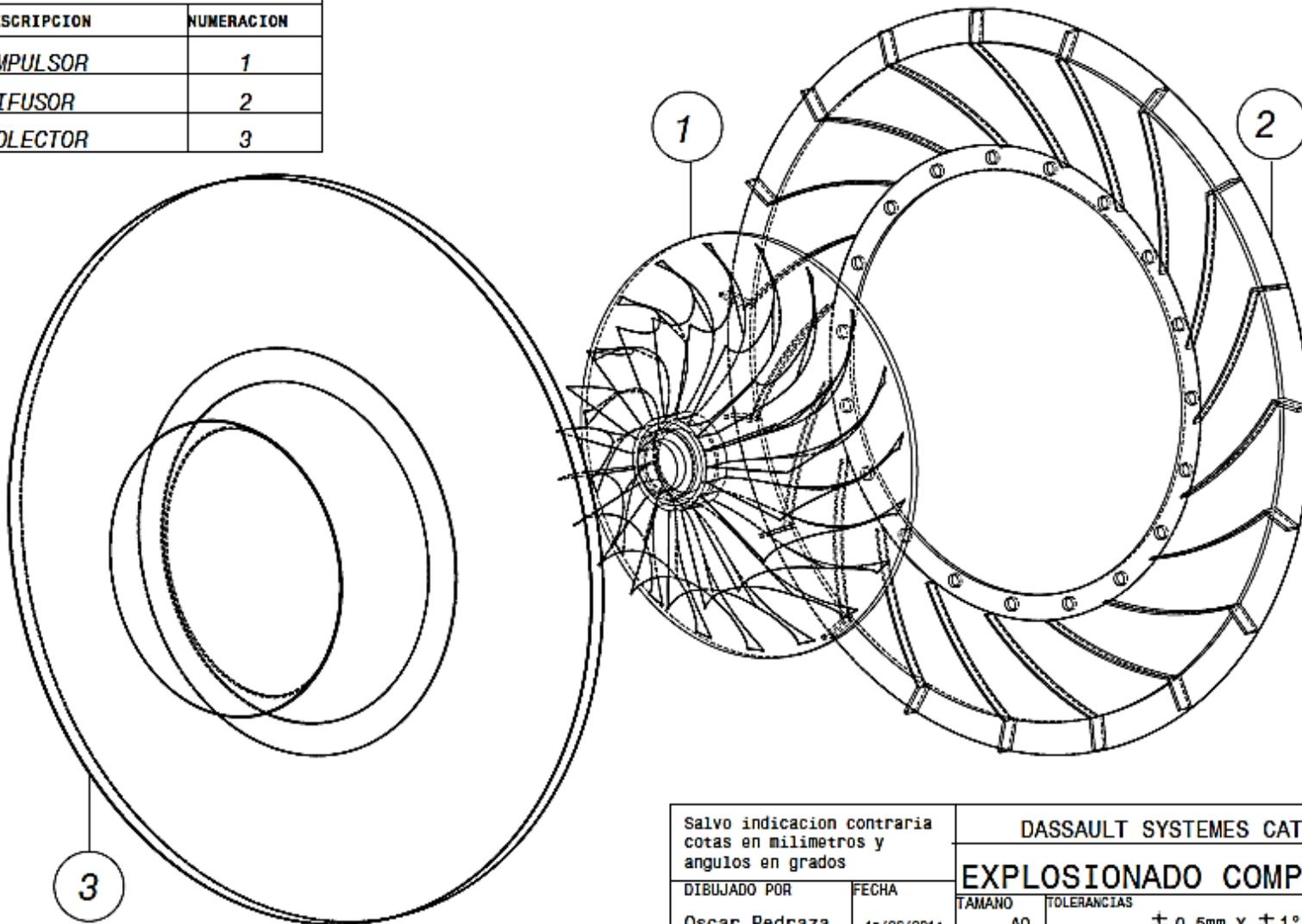
Como se observa con la última iteración la velocidad axial con el paso de iteraciones no cambia significativamente, por ende se puede culminar el proceso iterativo en este punto.

ANEXO 6

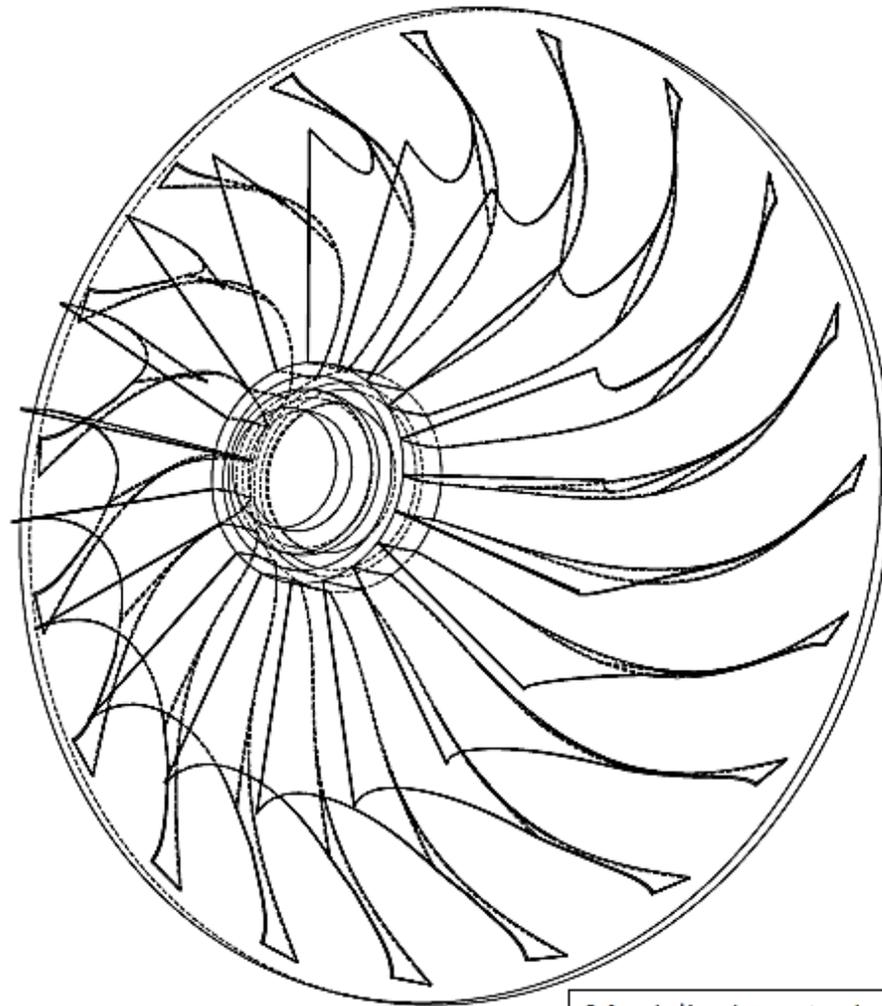
Planos del compresor centrífugo



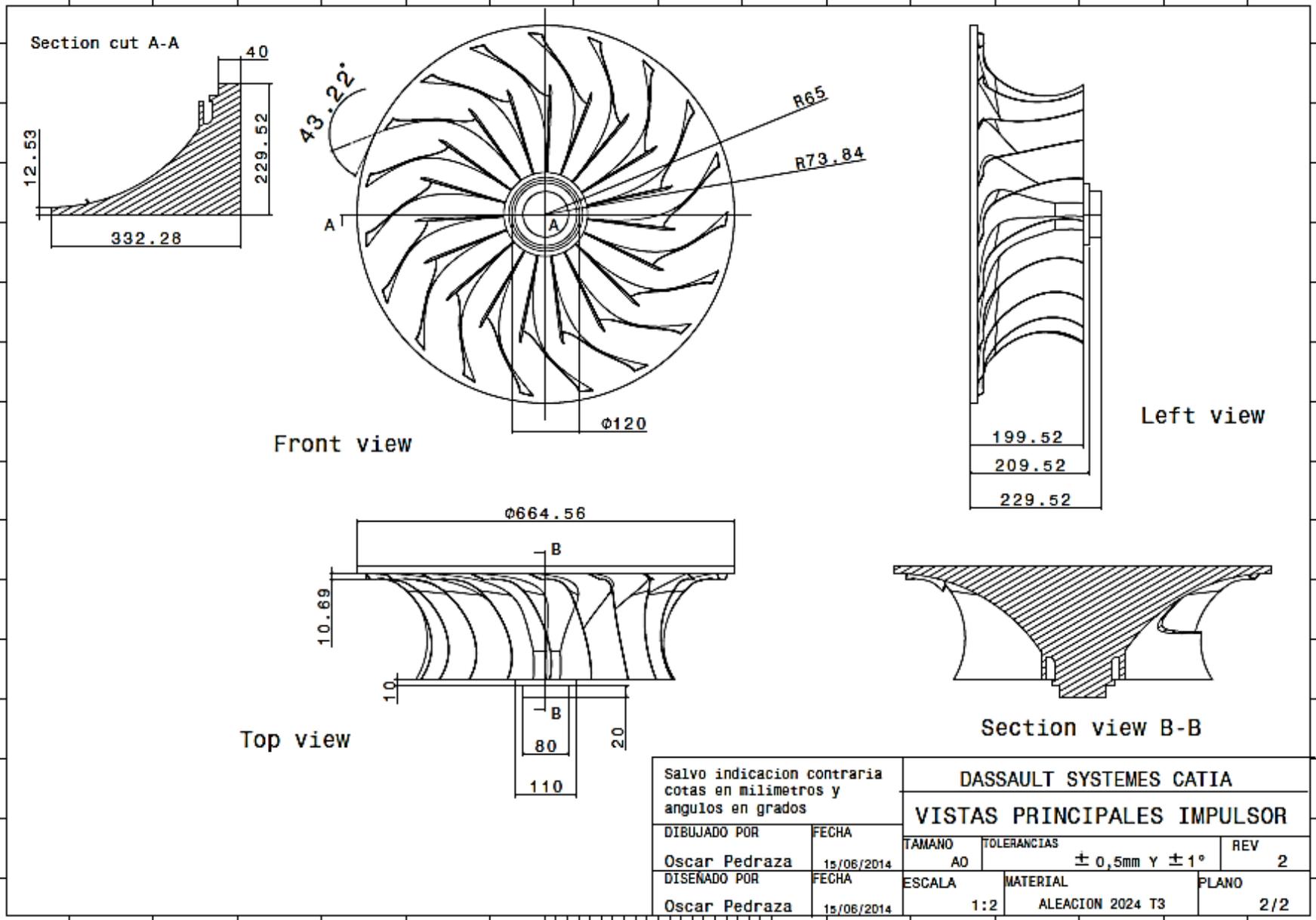
COMPONENTES COMPRESOR CENTRIFUGO	
DESCRIPCION	NUMERACION
IMPULSOR	1
DIFUSOR	2
COLECTOR	3

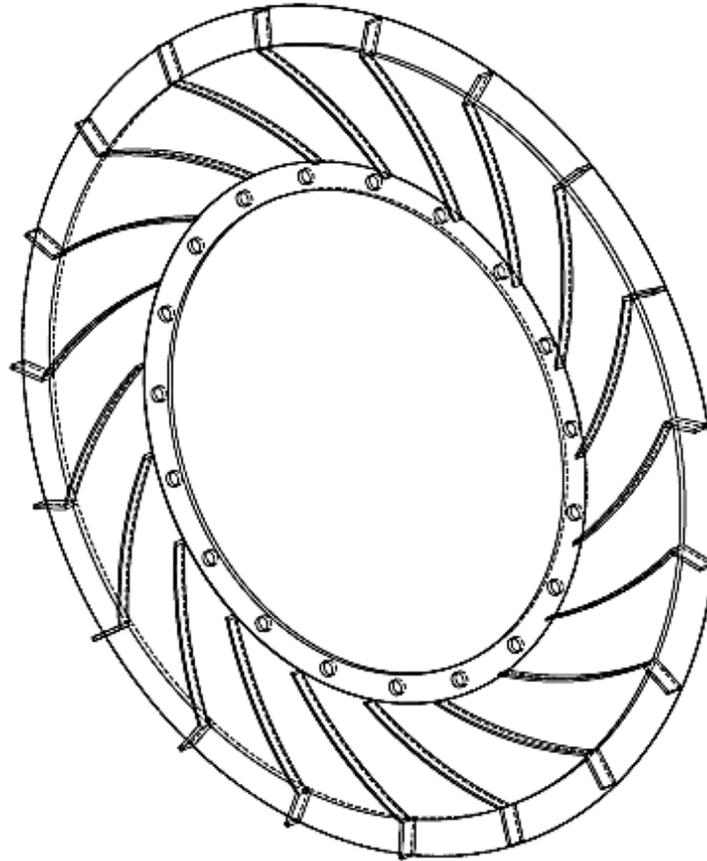


Salvo indicacion contraria cotas en milímetros y angulos en grados		DASSAULT SYSTEMES CATIA	
DIBUJADO POR		EXPLOSIONADO COMPRESOR	
Oscar Pedraza	FECHA	TAMANO	TOLERANCIAS
	15/06/2014	A0	$\pm 0,5\text{mm}$ Y $\pm 1^\circ$
DISEÑADO POR	FECHA	ESCALA	REV
Oscar Pedraza	15/06/2014	1:2	2
		MATERIAL	PLANO
		ALEACION 2024 T3	2/2



Salvo indicacion contraria cotas en milímetros y angulos en grados		DASSAULT SYSTEMES CATIA		
		ISOMÉTRICO IMPULSOR		
DIBUJADO POR	FECHA	TAMANO	TOLERANCIAS	REV
Oscar Pedraza	15/06/2014	A0	$\pm 0,5\text{mm}$ Y $\pm 1^\circ$	2
DISEÑADO POR	FECHA	ESCALA	MATERIAL	PLANO
Oscar Pedraza	15/06/2014	1:1	ALEACION 2024 T3	1/2

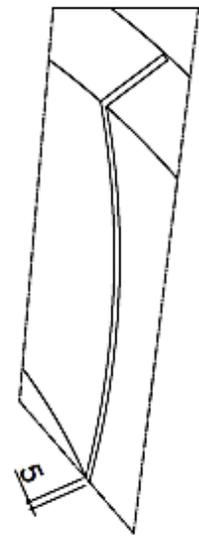
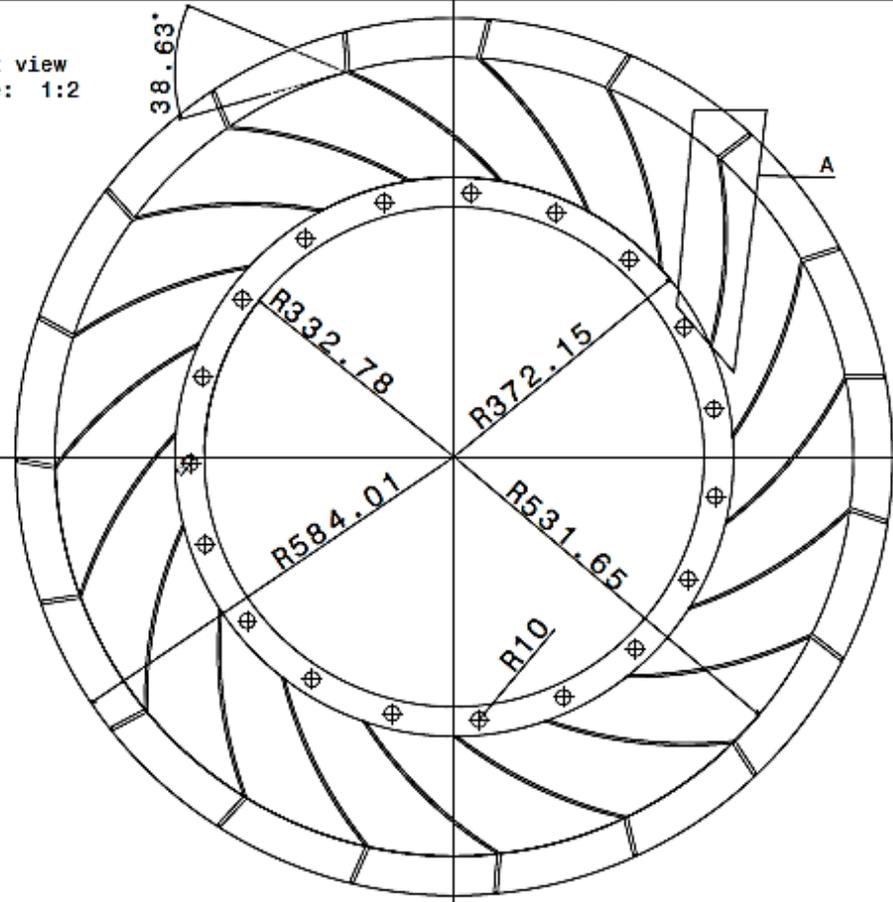




Isometric view
Scale: 1:2

Salvo indicacion contraria cotas en milímetros y angulos en grados		DASSAULT SYSTEMES CATIA		
		ISOMÉTRICO DIFUSOR		
DIBUJADO POR	FECHA	TAMANO	TOLERANCIAS	REV
Oscar Pedraza	15/06/2014	A0	$\pm 0,5\text{mm}$ Y $\pm 1^\circ$	2
DISEÑADO POR	FECHA	ESCALA	MATERIAL	PLANO
Oscar Pedraza	15/06/2014	1:2	ALEACION 2024 T3	1/2

Front view
Scale: 1:2



Detail A
ALABE DIFUSOR

Left view
Scale: 1:2



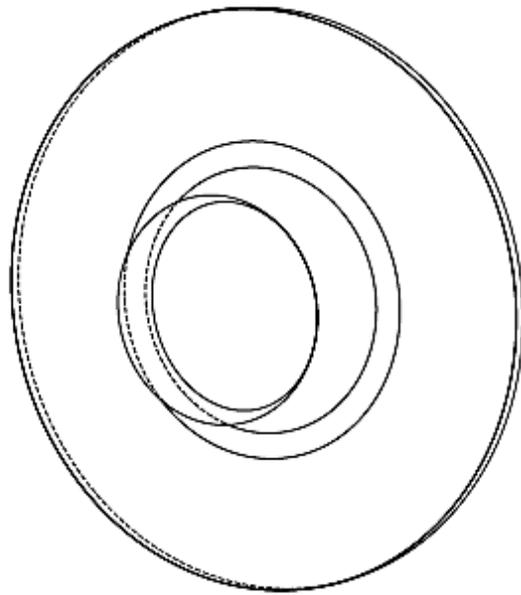
27.04

27.04
17.14

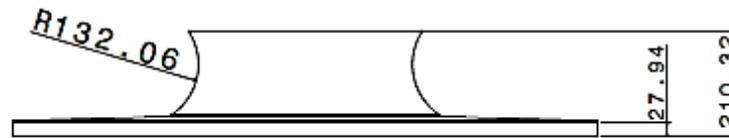


Top view
Scale: 1:2

Salvo indicacion contraria cotas en milímetros y angulos en grados		DASSAULT SYSTEMES CATIA		
		VISTAS PRINCIPALES DIFUSOR		
DIBUJADO POR	FECHA	TAMANO	TOLERANCIAS	REV
Oscar Pedraza	15/06/2014	A0	± 0,5mm Y ± 1°	2
DISEÑADO POR	FECHA	ESCALA	MATERIAL	PLANO
Oscar Pedraza	15/06/2014	1:2	ALEACION 2024 T3	2/2

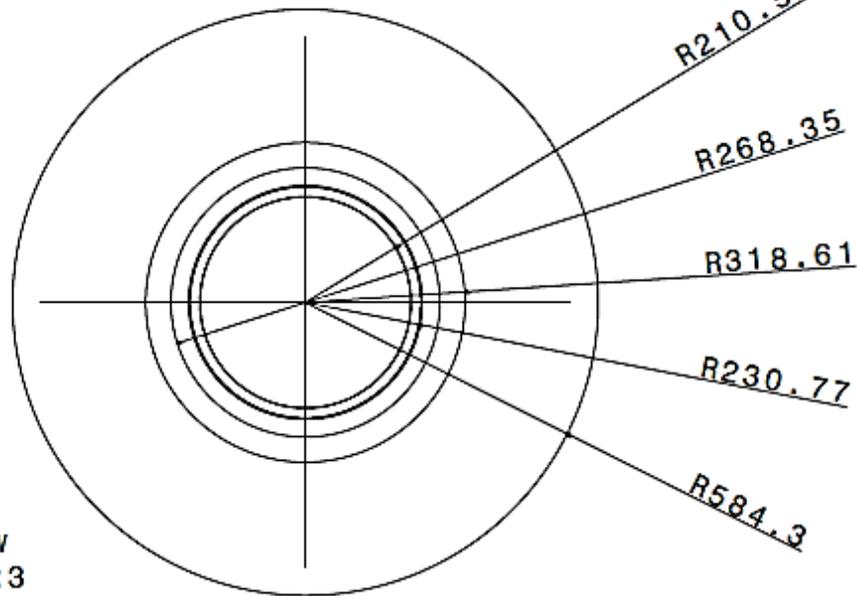


Isometric view

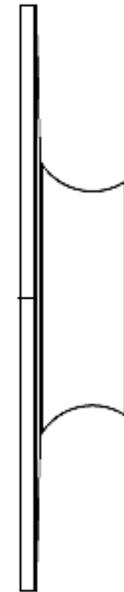


Bottom view
Scale: 1:3

Left view
Scale: 1:3



Front view
Scale: 1:3



Salvo indicacion contraria cotas en milímetros y angulos en grados		DASSAULT SYSTEMES CATIA		
		VISTAS PRINCIPALES COLECTOR		
DIBUJADO POR	FECHA	TAMANO	TOLERANCIAS	REV
Oscar Pedraza	15/06/2014	A0	$\pm 0,5\text{mm}$ Y $\pm 1^\circ$	2
DISEÑADO POR	FECHA	ESCALA	MATERIAL	PLANO
Oscar Pedraza	15/06/2014	1:3	ALEACION 2024 T3	1/1

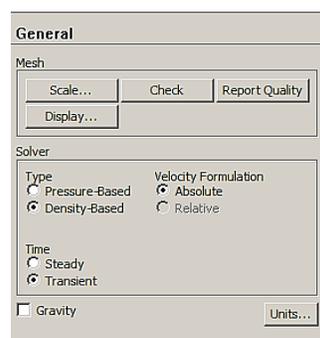
ANEXO 7

Configuración del solucionador: FLUENT V.15

Uno de los pasos más importantes a la hora de realizar una simulación tanto en 2D como en 3D es la configuración del solucionador, puesto que de esto dependerán tanto los resultados obtenidos como el análisis de los datos arrojados por el programa. Si bien en FLUENT se pueden ingresar datos aleatorios de presiones, densidades, tipos de flujo, modelos de turbulencia, etc, que pueden ser aplicables a una alta gama de problemas simulados, cuando se habla de simulación de turbo maquinarias se deberá tener un especial cuidado en los parámetros de entrada del programa, por tal motivo se presenta a continuación una configuración que podrá ser revisada y/o usada para la simulación de este tipo de maquinaria.

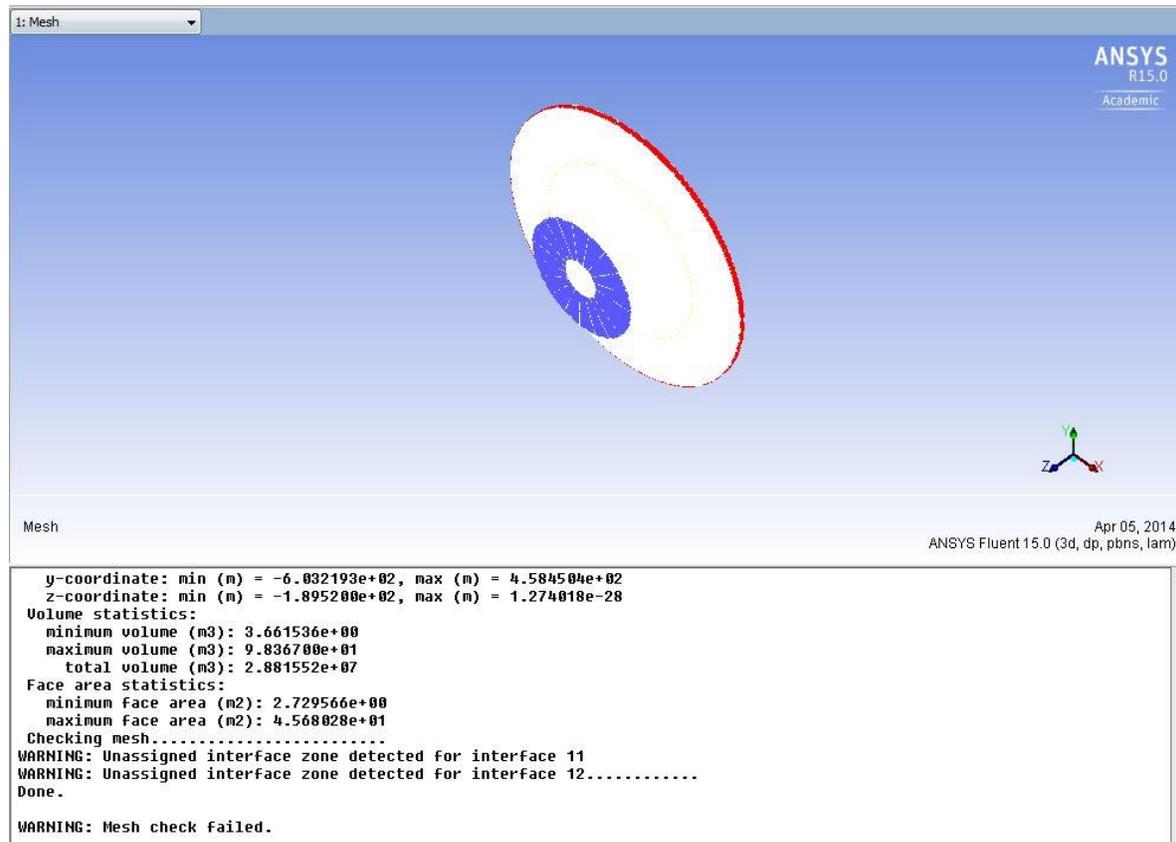
Como se sabe la simulación del compresor centrífugo por medio de CFD es una simulación netamente tridimensional que según lo calculado tiene un flujo en régimen turbulento y compresible por lo cual se plantea una configuración del solucionador basada en presión “pressure based” y en flujo transitorio tal como se muestra en la imagen 49, seguido se deberá escalar la malla para que los datos arrojados post simulación sean coherentes con lo que concierne a las unidades de medida, además se chequeara la malla para que no haya ningún problema. Cabe resaltar que cuando se usan interfaces en las simulaciones al momento de chequear la malla arrojará un error o una advertencia lo cual es normal puesto que aún no se han asignado las interfaces lo cual se hará más adelante.

Ilustración 49: Esquema de simulación



Fuente: Autor

Ilustración 50: Chequeo de la malla: advertencia por interface no asignada

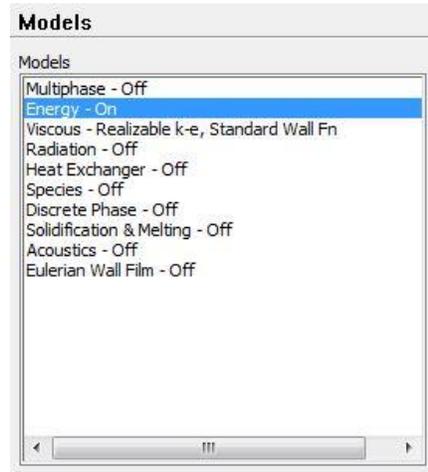


Fuente: Autor

En modelos, se asigna la configuración que tendrá el solver con respecto al modelo de turbulencia, en el numeral 3.4 se expusieron algunos modelos de turbulencia que son bastante acertados para este tipo de simulaciones, como se observó el SST tiene las bondades de combinar los modelo K- ϵ y K- ω por lo cual sería el más indicado para la simulación, pero por motivos de capacidad computacional y gracias a que no se necesita precisar con exactitud el flujo cerca a las paredes se utilizó el modelo K- ϵ que da buenos resultados para este tipo de simulaciones, además se activó la energía esto para permitir que haya un cambio de temperatura. Continuando en materiales se define el tipo de flujo que circulara (agua, aire, vapor de agua etc.) que por defecto será aire, además debido a que hay un cambio en la densidad del flujo por efectos de la compresión que sufre el fluido, se deberá indicar al programa que calcule estos cambios basado en los cambios de presión y temperatura, por lo cual en las propiedades del flujo se

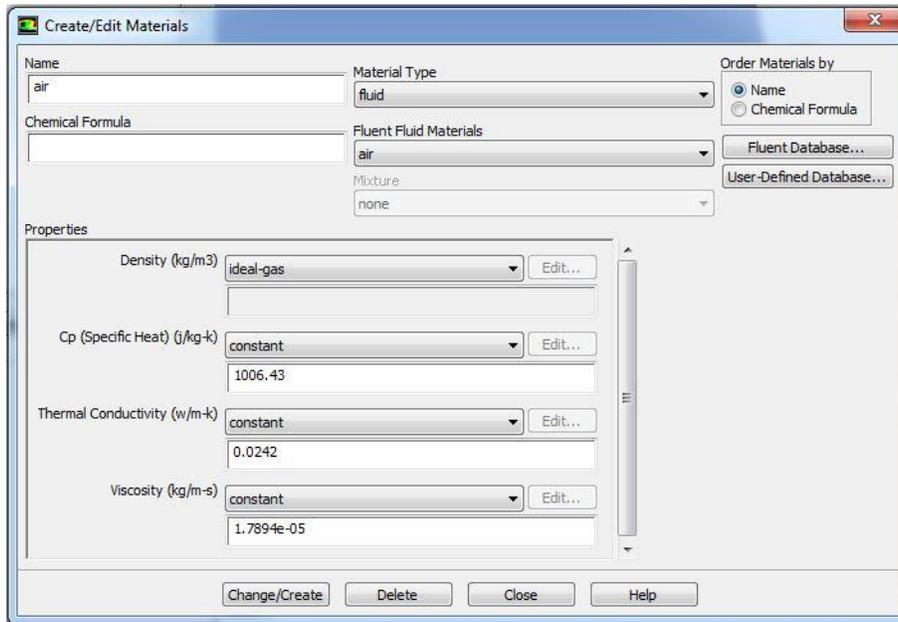
tratara al aire como un gas ideal, lo anterior se muestra en las ilustraciones 50 y 51 respectivamente.

Ilustración 51: Modelos de turbulencia en el solucionador



Fuente: Autor

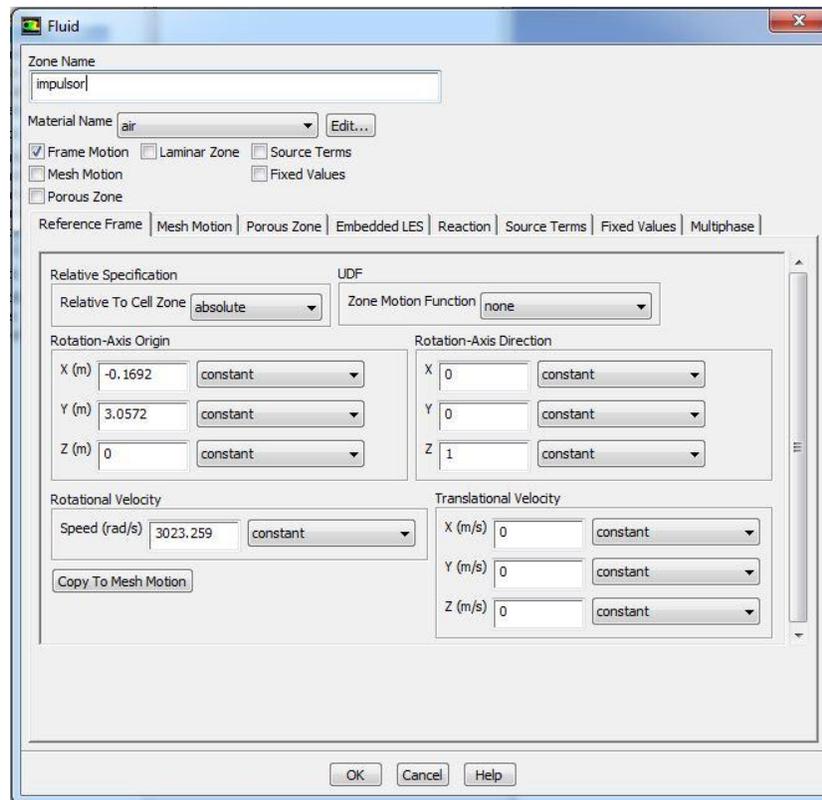
Ilustración 52: Tipo de flujo: Aire gas ideal



Fuente: Autor

Como se sabe el impulsor con respecto al difusor estará girando a 28870 rpm lo cual es equivalente a 3023.259 rads/s así que esto se deberá especificar en el solucionador, para esto en la pestaña “cell zone conditions” seleccionando el rotor se dará la opción de frame motion, el cual *“es un método esencialmente estacionario, donde los resultados que se obtienen dependen en gran medida de la posición de las partes móviles con respecto a las estáticas”*⁵⁶, es decir permite simular rotaciones suponiendo que los componentes dinámicos giran sin tener que deslizar la malla a diferencia del método “mesh motion”, ahorrando capacidad computacional,

Ilustración 53: Cell zone conditions: velocidad y sentido de giro del compresor



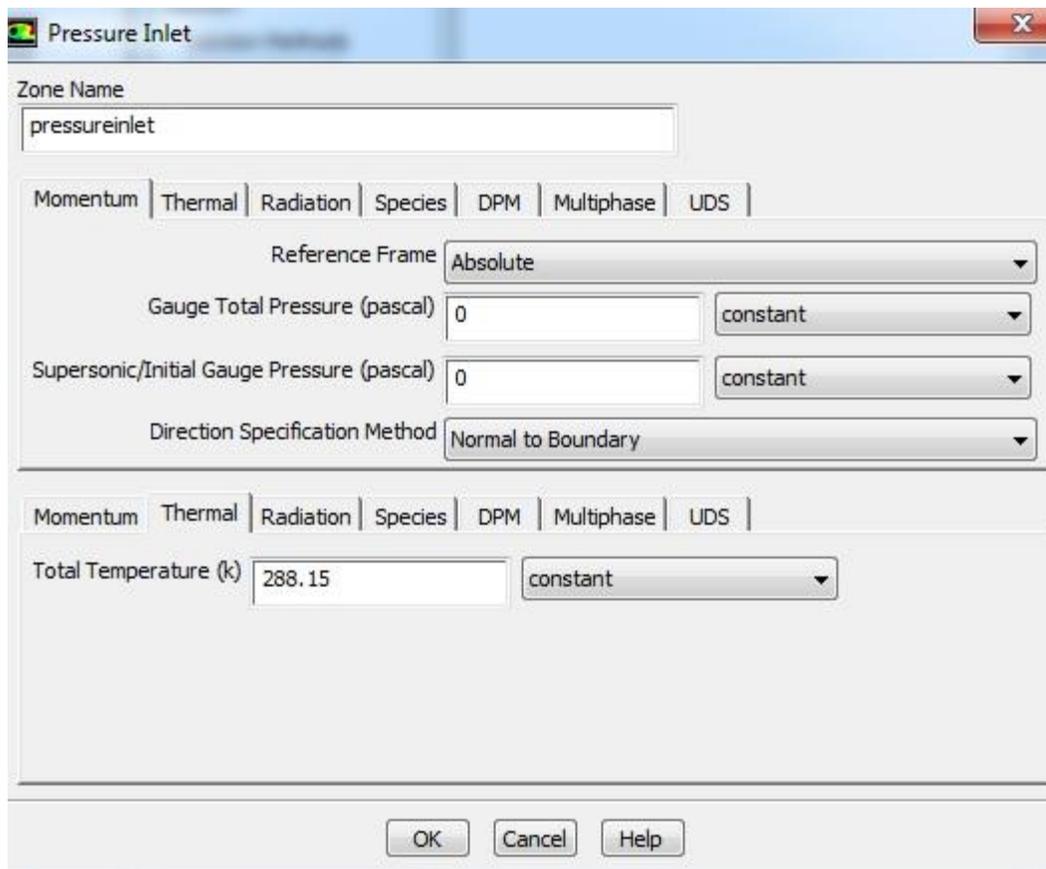
Fuente: Autor

⁵⁶ ACOSTA ROJAS, Jairo Andrés; DUQUE DAZA, Carlos Alberto; MANTILLA GONZALES, Miguel; GALEANO UREÑA, Calor Humberto. Simulación 3D del flujo de un compresor centrífugo por medio de herramientas CFD bajo carga parcial. Chile: Ingeniare. Revista chilena de ingeniería, vol. 16 N° 1, 2008, pp. 203-210

En esta pestaña se especifica la velocidad rotacional, el eje de giro y el sentido de rotación, dejando por último el difusor como un componente estacionario.

En la pestaña de condiciones de frontera, como se expuso en la tabla 14, se tendrán solo dos condiciones; presión de entrada y presión de salida, para cada una de ellas deberá especificarse las condiciones de operación.

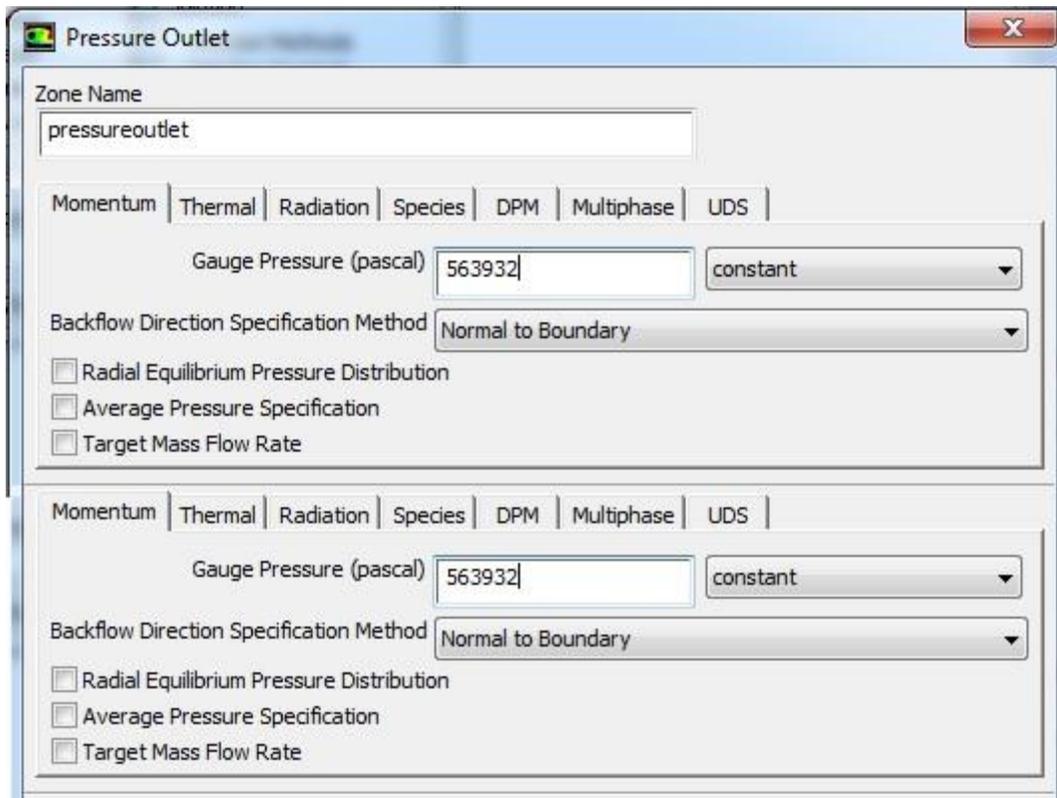
Ilustración 54: Configuración condición de frontera en la entrada



Fuente: Autor

En “pressure inlet” se especifica la temperatura de entrada (288.15K) dejando la presión de vacío en 0 puesto que la presión de operación es 101325 Pa, seguido en “pressure outlet” se especifica la temperatura del flujo de descarga y la presión de vacío a la salida del compresor, la temperatura según cálculos térmicos será 488.64K y la presión de vacío será la diferencia que habrá entre la presión de descarga y la presión atmosférica la cual en este caso estará establecida en 563932 Pa.

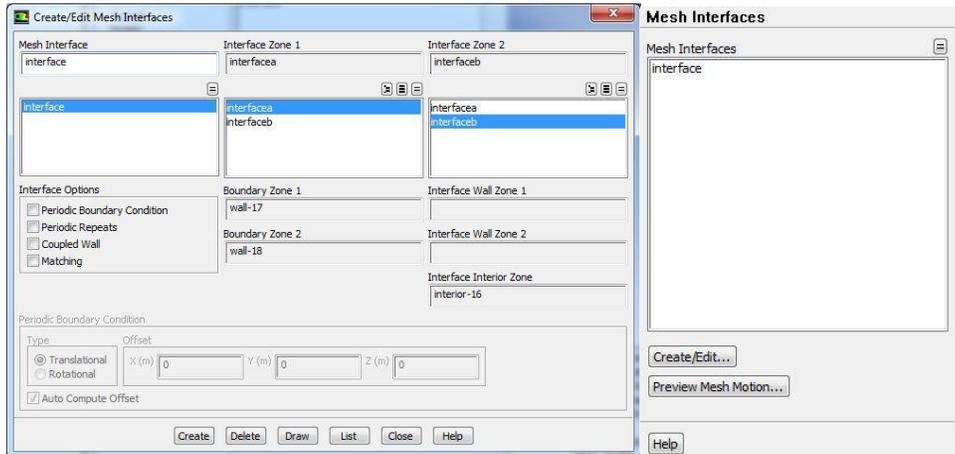
Ilustración 55: Configuración de condición de frontera a la salida del compresor



Fuente: Autor

Como se mencionó al principio el chequear la malla el programa arrojaría un error debido a que no se habían establecido las interfaces en el compresor, para esto en la pestaña “mesh interfaces” se dará la opción de crear la interface, para esto y con anterioridad en el proceso de enmallado se debieron haber establecido dos superficies una en el impulsor y otra en el difusor para así permitir que se pueda generar una interface, de lo contrario el programa no habilitara la creación de la interface. Se asigna un nombre a la interface y se seleccionara la superficie del impulsor en “interface zone1” y la superficie del difusor en “interface zone 2”, que en las condiciones de frontera se definieron como interface_a e interface_b respectivamente

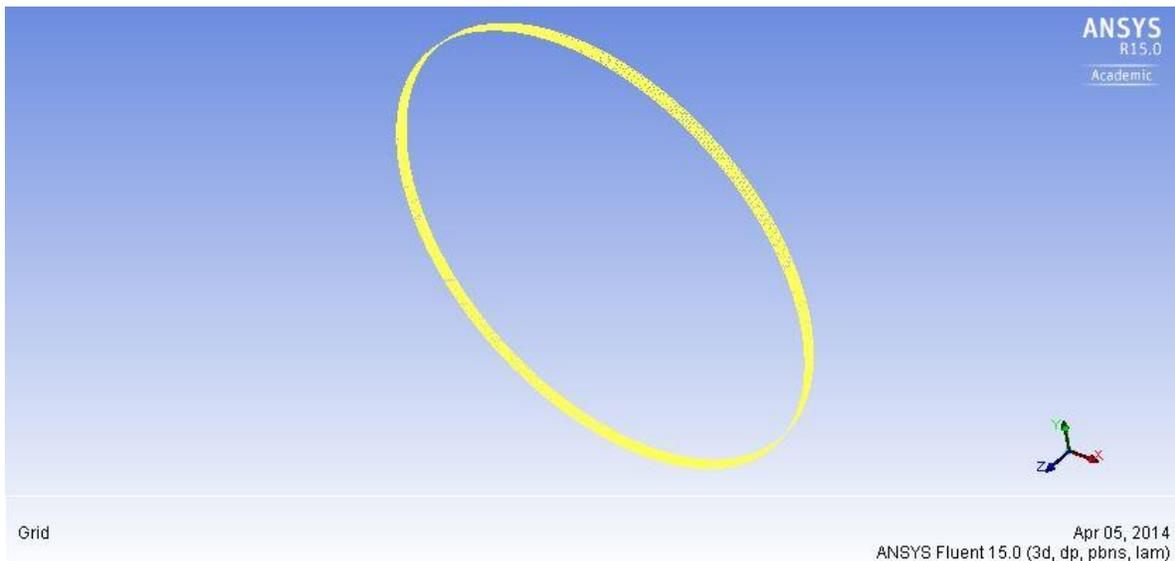
Ilustración 56: Creación de la interface: Salida impulsor- entrada difusor



Fuente: Autor

por último se da clic en crear verificando que la interface se creó seleccionando la superficie y pulsando en el comando dibujar, teniendo especial cuidado que la malla en la zona 1 y 2 no se traslapen , es decir que haya una sola malla para las dos zonas así la interface funcionara, tal como se muestra en la ilustración 57

Ilustración 57: interface sin traslaparse



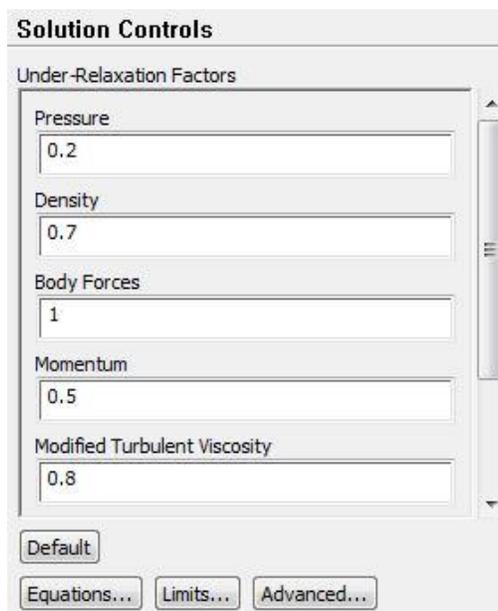
Fuente: Autor

Para la aceleración de la convergencia en la pestaña control de solución se podrán establecer factores de relajación para los parámetros de la simulación, energía, momento, viscosidad turbulenta) los cuales permitirán tener una mejor solución del problema permitiendo acelerar y obtener una mejor convergencia, estos factores se proponen según la tabla 17, seguido en la pestaña monitores, se desactivaran los valores hasta los cuales caerán las variables que estamos monitoreando, para esto se desactivan las casilla de la parte derecha de la ventana emergente. Habiendo realizado esto, se creara un monitor de superficie que permita observar la continuidad en la simulación monitoreando la relación de flujos de entrada y de salida del compresor, esto gracias a la opción “surface monitors”.

Tabla 18: Factores de relajación de la simulación

Variable	Magnitud
Energía	1
Momento	0.5
Densidad	0.8
Viscosidad turbulenta	0.6
Presión	0.2

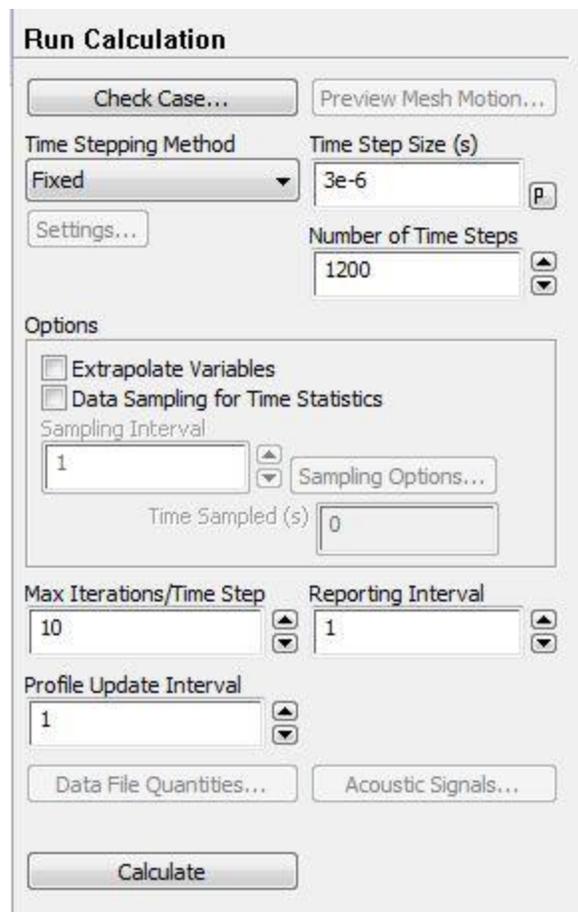
Ilustración 58: Configuración de los factores de relajación



Fuente: Autor

Por ultimo en la configuración del solucionador se inicializa el caso desde la entrada del compresor y antes del momento de dar clic en correr, se pondrá el valor del time step para la simulación ($3e-6$ segundos) y en las iteraciones por time step se pondrán 10 para acelerar el proceso de cálculo en cada paso de tiempo, además como se sabe el compresor tardara 4 milisegundos en dar una revolución, por tal motivo se necesitaran 1000 pasos de tiempo para que se de esa revolución así que en la casilla número de pasos de tiempo se pondrán 1200 asegurando que las revolución se dará.

Ilustración 59: Configuración del time step y numero de pasos de tiempo



Fuente: Autor