

## RAE

1. **TIPO DE DOCUMENTO:** Trabajo de grado para optar por el título de INGENIERO AERONÁUTICO

2. **TITULO:** ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LOS MÉTODOS DE REFRIGERACIÓN APLICADOS A LOS ÁLABES DE TURBINA DEL MOTOR MTC1UTILIZANDO CFD

3. **AUTORES:** Mayerly Tarquino Nieto Y Jenniffer Paola Sierra Salamanca

4. **LUGAR:** Bogotá, D.C.

5. **FECHA:** Junio de 2012

6. **PALABRAS CLAVE:** Motor, Aerodinámica, Alabe, Angulo, Rotor, Estator, Eficiencia, Energía, Turbina, Compresor, Refrigeración, Temperatura, Presión, Velocidad.

7. **DESCRIPCION DEL TRABAJO:** El objetivo principal de este proyecto es analizar la influencia que generan los métodos de refrigeración aplicados a los álabes de turbina del motor MTC1 utilizando CFD.

8. **LINEAS DE INVESTIGACION:** Línea de Investigación de la USB: Grupo de investigación GIMOC.

9. **FUENTES CONSULTADAS:** ANTONIO. Esteban Oñate. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones, ARNOLD ESCOBAR GARZÓN. Metodología de Diseño para Turborreactores de bajo flujo másico, H COHEN GFC ROGERS HIH SARAVANAMUTTOO. Gas turbine theory 4th edition 1996, JOHN H. LIENHARD IV, JOHN H. LIENHAND V, A heat transfer textbook, 3th edition, 2008, LIBRO-FUNDAMENTALS OF AERDYNAMICS JHON ANDERSON, LIBRO-GAS TURBINE THEORY SARAVANAMUTTO, VAN WYLEN, fundamentos de termodinámica, segunda edición, 2007, PDF,

Cuadro 2, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf, PDF, Redes de las mallas, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

10. **CONTENIDOS:** Hoy en día para modificar la potencia de una turbina se deben alterar dos parámetros: el flujo másico que pasa a través de los álabes de la turbina y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del rotor; esto ocasiona la necesidad de implantar sistemas de refrigeración obteniendo así un alto rendimiento en el motor. Una característica notable en el desarrollo del turboreactor ha sido el aumento continuo que ha experimentado la temperatura de trabajo de la turbina, por esta razón se implementaron métodos de refrigeración, ya que con esto se logrará mejorar el material, la aerodinámica y la geometría de la turbina. Además se evidencia que se han utilizado varios sistemas de refrigeración los cuales son<sup>1</sup>: el método por Convección, donde explica que el calor que recibe el álabe de los gases de combustión es conducido a través del metal hasta el aire de refrigeración que circula por el interior, como el calor cedido depende de la superficie de contacto que los circuitos internos del álabe exponen al refrigerante, estos conductos presentan la mayor superficie posible, fabricándose con aletas nervio, etc. El segundo método a utilizar es el de Convección Forzada, el cual se puede evidenciar cuando un chorro de aire de refrigeración incide sobre la superficie elegida es decir en las zonas del álabe que están especialmente calientes, la mayor capacidad refrigerante de este método se debe al elevado coeficiente de transmisión de calor que se obtiene en la región de impacto; el tercer método a manejar en la Refrigeración por película de aire, esta consiste en la formación de una película de aire sobre una o varias zonas de la pared exterior del álabe, este sistema de refrigeración implica la convección en los orificios de expulsión del aire ya que la película de aire refrigerante, que se forma en las paredes del álabe expuestas a los gases se pierde rápidamente porque termina mezclándose con estos por consiguiente este tipo de refrigeración tiene que ser renovado por medio de sucesivas ranuras de inyección; el cuarto método a emplear en el de transpiración, que consiste en que el álabe es fabricado con un material poroso, que establece una película de aire continua sobre la superficie, la uniformidad de la película es el factor principal que reduce la cantidad de calor que los gases pueden transferir al metal; el quinto método es el Enfriador evaporativo, el cual reduce la temperatura de una corriente de aire a través de la evaporación de agua y es aplicable en lugares donde el aire es cálido, y es más efectivo en ambientes secos, el enfriamiento se logra haciendo pasar el aire a través de un filtro por el cual se deja que escurra el agua, debido a la baja humedad relativa del ambiente, parte del agua líquida se evapora. Otro método de aplicación sería el Sistema Niebla el cual trabaja con el mismo principio del enfriador evaporativo, pero en lugar de un filtro usa billones de micro gotas de agua atomizada para el intercambio de energía, y es posible alcanzar disminuciones en la temperatura del aire de hasta 20°F, este sistema eleva la humedad relativa hasta el 100%. El método de Compresión Húmeda, modifica el control de la turbina de gas y cambios adicionales en algunos componentes, a fin de hacerlos más seguros y

confiables, el incremento en la potencia viene de una combinación de los efectos de un enfriamiento evaporativo. El último método a aplicar es la Refrigeración Mecánica, este es un sistema el cual es capaz de mantener una temperatura del aire tan baja como se desee, sin importar las condiciones ambientales. Como estos hay muchos sistemas de refrigeración que son utilizados con el fin de modificar la potencia del motor.

**11. METODOLOGIA:** Es de carácter experimental-analítico, con un enfoque de analizar la influencia que generan los métodos de refrigeración aplicados a los álabes de turbina utilizando CFD.

**12. CONCLUSIONES:** Los cálculos térmicos sirvieron como base para desarrollar todos los parámetros iniciales de la micro-turbina. Al aplicar los métodos de refrigeración el método de convección forzada fue escogido ya que este método no es tan complejo lo que produce una fácil construcción y el aumento de temperatura necesario para ocasionar un mayor trabajo útil y un buen rendimiento del motor, logrando una mejor operación del mismo.

Al realizar la comparación de los cálculos térmicos del motor base y del motor modificado se observa que tanto el empuje como el consumo de combustible aumenta ya que al manejar temperaturas altas el SFC se incrementa.

El método de refrigeración implementado por convección forzada fue escogido ya que éste no es tan complejo, lo cual facilita el proceso de fabricación. Adicionalmente, al compararlo con otros métodos de refrigeración, se logra reducir hasta 200°C la temperatura, lo cual mejora la operación de la turbina.

Incrementando el ITT se aumentará el consumo específico de combustible ya que la energía calorífica necesaria para aumentar la temperatura dentro de la cámara de combustión será mayor que en el motor base.

El proyecto está sujeto a una verificación experimental, ya que éste es netamente empírico, por lo que se recomienda hacer un estudio más detallado de los fenómenos térmicos causados por la disminución de temperatura del método de refrigeración.

**ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LOS MÉTODOS DE  
REFRIGERACIÓN APLICADOS A LOS ÁLABES DE TURBINA DEL  
MOTOR MTC1UTILIZANDO CFD**

**JENNIFFER PAOLA SIERRA SALAMANCA  
MAYERLY TARQUINO NIETO**

**UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
INGENIERÍA AERONÁUTICA  
BOGOTÁ D.C  
2012**

**ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LOS MÉTODOS DE  
REFRIGERACIÓN APLICADOS A LOS ÁLABES DE TURBINA DEL  
MOTOR MTC1 UTILIZANDO CFD**

**JENNIFFER PAOLA SIERRA SALAMANCA  
MAYERLY TARQUINO NIETO**

**Trabajo de grado para optar al título de Ingeniera Aeronáutica.**

**M.Sc ING. RAFAEL MAURICIO CERPA BERNAL  
Asesor Temático**

**UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD, INGENIERÍA  
INGENIERÍA AERONÁUTICA  
BOGOTÁ D.C  
2012**

**Nota de aceptación:**

---

---

---

---

---

---

---

**Firma del presidente del jurado**

---

**Firma del presidente del jurado**

---

**Firma del presidente del jurado**

**Bogotá D.C.15 de Junio, 2012**

## **DEDICATORIAS**

Mi proyecto de grado lo dedico con todo mi amor y cariño.

A ti Dios por darme la vida y con ella brindarme las herramientas necesarias para salir adelante, por regalarme paciencia en los momentos difíciles, por darme la oportunidad de cumplir este sueño y por regalarme la mejor familia del mundo.

A mi Papá por brindarme apoyo y fortaleza en este camino porque sin su ayuda nada de esto hubiera sido posible, por su esfuerzo, dedicación y confianza hacia mí, por demostrarme y enseñarme que todo se puede lograr. Porque eres un ejemplo de vida y eres una de las razones por la que siempre he querido salir adelante.

A mi Mamá, mi otra razón de salir adelante, porque es única y sé que por su amor, apoyo y constancia todo esto es posible, por sus palabras de aliento, por estar siempre a mi lado y brindarme los mejores consejos, porque sé que has luchado para darme lo mejor, gracias mami por tus bendiciones y oraciones de todos los días sabes que son un aliento para mí.

Gracias padres porque sé que con su trabajo, esfuerzo y dedicación todo esto es posible, gracias por su paciencia y por apoyar mis ideas en todo momento, este logro es por ustedes.

A mi hermana porque antes que nada ha sido mi amiga, por acompañarme en todo momento y brindarme los mejores consejos, gracias por tus palabras de aliento y por consentirme cuando mas lo he necesitado.

A mi hermano y su familia porque a pesar de la distancia me has aconsejado, apoyado y has estado pendiente de mí.

Gracias a toda mi Familia porque son el mejor regalo que me ha dado Dios en la vida, cada uno de ustedes apporto un granito de felicidad, apoyo y amor para que este sueño se hiciera realidad.

A mi novio Juan Sebastián Ayala G. por su amor y su incondicionalidad, por brindarme su apoyo y comprensión en todo momento. Sabes que has sido mi fortaleza y por eso gracias amor por toda la paciencia que me has tenido y por los consejos que me has dado cuando más los he necesitado. TE AMO.

A mi compañera de tesis, porque en este proceso aunque se hayan tenido altibajos se que con esfuerzo, estudio y dedicación hemos podido sacar este proyecto adelante y porque antes que compañera de tesis eres mi amiga y me ha brindado consejos en todo momento.

A mi Asesor Temático Ingeniero Rafael Cerpa por ayudarnos en cada uno de los pasos de este proyecto, por su enorme paciencia, dedicación y apoyo.

**MAYERLY TARQUINO NIETO**

El mejor comienzo y sentido que le puedo dar a este proyecto es el agradecimiento profundo a mi madre por el gran esfuerzo de traerme hasta este punto de la vida pues su apoyo incondicional me ha hecho la mujer que soy; donde a pesar de que tengo defectos como cualquier otra persona poseo una capacidad enorme de luchar por lo que anhelo; a mis hermanos Linda Lucia y James Jair se la dedico con todo corazón y desde los más profundo de mi alama les quiero decir que son el tesoro máspreciado en mi vida donde el esfuerzo en las cosas que se propongan hacer van a llevarlos al triunfo, sé que serán grandes en la vida porque quiero lo mejor para ustedes.

Agradezco a mis abuelos porque los adoro y seque siempre quieren lo mejor para mí.

No puede faltar una persona que incidió en mi vida donde le dedico todo el proceso manejado en esta tesis: mi amiga y una delas mejores personas que he conocido Mayerly Tarquino Nieto ya que me acompaño en toda la universidad escuchándome y apoyándome; pues por más problemas que se hallan tenido con nuestro esfuerzo, dedicación y empeño lo logramos superar.

Agradezco al Ingeniero Rafael Cerpa por su apoyo incondicional, por confiar en nosotras y darnos siempre una luz; aprendí la exigencia, empeño y dedicación la cual se debe aplicar no solo en este tipo de proyectos sino en la vida.

La ambición y el amor a la aeronáutica es lo que finalmente nos describe como ingenieros este impulso de querer más en la vida, de ver más allá de lo superficial, de seguir progresando tanto intelectual como personal nos lleva al éxito y cumplimiento de nuestros sueños más profundos. El aprendizaje fue gigantesco y falta mucho más por conocer y aplicar; estudie lo que quería y hoy afirmo que cuando uno hace lo que de verdad le gusta puede llegar a descubrir, innovar, y proponerse ser mejor cada día que pase.

**JENNIFFER PAOLA SIERRA SALAMANCA**



## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores de este proyecto de grado queremos agradecer a:

M.Sc ING. RAFAEL MAURICIO CERPA BERNAL por ser nuestro asesor temático, ayudarnos y guiarnos en la realización de este proyecto, por su paciencia, empeño, exigencia y dedicación.

ING. ALEJANDO GARCIA RUBIANO por brindarnos la información necesaria y el apoyo en este proyecto.

MARCELO IANNINI GUZMAN por guiarnos en uno de los procesos de este proyecto y por su apoyo.

JAIRO ALEXANDER NIÑO ROMERO por su colaboración y apoyo en este trabajo.

CARLOS MIGUEL CABRALES CABARCAS por su ayuda, apoyo y consejos durante el proyecto.

KARENT DANIELA TARQUINO NIETO por ayudarnos y guiarnos en la realización de este proyecto, por su empeño, por su apoyo y colaboración.

MANUEL FERNANDO CARO RINCÓN por guiarnos en uno de los procesos de este proyecto y por su apoyo y colaboración.

LUIS ALBERTO ROA MOLINA por su colaboración en uno de los pasos de este proyecto y por su apoyo en el proceso.

## CONTENIDO

	Pág.
NOMENCLATURA .....	18
1. INTRODUCCIÓN .....	19
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	21
3. DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....	23
4. JUSTIFICACIÓN.....	24
5. OBJETIVOS .....	25
6. ALCANCES Y LIMITACIONES .....	26
7. MARCO DE REFERENCIA .....	27
8. MARCO TEORICO .....	28
8.1. REFRIGERACION .....	28
8.2. POTENCIAL DE LOS METODOS DE REFRIGERACIÓN.....	30
8.3. ASPECTOS AERODINAMICOS .....	30
8.4. ASPECTOS GEOMETRICOS DE LA TURBINA REFRIGERADA .....	31
8.5. INFLUENCIA DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN EN UNA TURBINA REFRIGERADA .....	32

8.6.	LIMITACIÓN DE LAS TENSIONES TÉRMICAS .....	32
8.7.	TIPOS DE REFRIGERACIÓN .....	33
8.7.1.	REFRIGERACIÓN POR LIQUIDOS.....	33
8.7.2.	LA UTILIZACIÓN DE CARBURANTE COMO LÍQUIDO .....	33
8.7.3.	REFRIGERACIÓN POR AIRE .....	34
9.	CFD DINAMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS .....	38
9.1.	LAS MALLAS ESTRUCTURADAS Y NO ESTRUCTURADAS. ....	38
9.2.	TIPOS DE RED .....	39
9.3.	SIMULACIÓN .....	40
10.	DESARROLLO INGENIERIL .....	43
10.1.	CÁLCULOS TERMOGASODINAMICOS.....	43
10.1.1.	ANÁLISIS DE LAS GRÁFICAS .....	43
10.1.2.	PUNTO ÓPTIMO DE DISEÑO .....	43
10.2.	ANALISIS GASTURB.....	47
10.3.	SIMULACION EN CFD DE UNA ETAPA DE LA TURBINA .....	53
10.3.1.	PARÁMETROS INICIALES .....	54

10.3.2. TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN .....	55
11. SIMULACION FLUENT.....	59
11.1. SIMULACIÓN INICIAL.....	59
11.1.1. ENMALLADO .....	59
11.2. METODO: CONVECCIÓN FORZADA .....	63
11.2.1. ALABE EN TITANIO .....	63
11.2.2. ALABE EN ACERO .....	65
11.3. METODO: PELICULA REFRIGERADA.....	70
11.4. MÉTODO: POROSO .....	74
12. COMPARACIÓN DE DATOS .....	78
13. CONCLUSIONES.....	84
14. BIBLIOGRAFIA.....	85
ANEXOS .....	87

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Detalle de la refrigeración del rotor de alta presión del motor RB-211 .....	29
Figura 2. Circuitos refrigerantes de un turborreactor .....	29
Figura3. Aerodinámica del alabe .....	31
Figura 4. Sistema de refrigeración por convección forzada .....	35
Figura5. Sistema de refrigeración .....	36
Figura 6. Comparación de los diferentes métodos de refrigeración.....	37
Figura 7. Diferenciación de una malla estructurada y no estructurada .....	38
Figura 8. Ejemplo de malla Hexagonal .....	39
Figura 9. Ejemplo de malla Triangular .....	39
Figura 10. Ejemplo de malla Híbrida.....	40
Figura11. Discretización de Variables .....	40
Figura 12. Estaciones del Motor .....	43
Figura 13. Consumo específico de combustible Vs. Relación de compresión .45	
Figura 14. Empuje específico Vs. Relación de compresión .....	46
Figura 15. Consumo específico de combustible Vs. Temperatura a la salida del compresor .....	46
Figura 16. Consumo específico de combustible Vs. Relación de presión .....	49
Figura 17. Empuje Vs. Relación de presión .....	49
Figura 18. Empuje Vs. Relación de presión (Contornos de Consumo específico de combustible) .....	50

Figura 19. Temperatura a la salida del quemador Vs. Relación de presión (Contornos de Consumo específico de combustible) .....	51
Figura 20. Entalpia Vs. Entropía .....	52
Figura21.PresiónVs. Volumen .....	52
Figura 22. Triangulo de velocidades de la etapa de la Turbina.....	53
Figura 23. Diagrama de Condiciones del rotor.....	55
Figura24.Enmallado .....	59
Figura25. Presión estática.....	60
Figura26. Coeficiente de presión .....	61
Figura27. Presión total .....	61
Figura28. Vectores de velocidad .....	62
Figura 29. Temperatura estática .....	63
Figura 30. Presión estática.....	64
Figura31. Magnitud de velocidad .....	64
Figura 32. Vectores de Velocidad.....	65
Figura33. Presión estática.....	66
Figura34. Magnitud de velocidad .....	66
Figura35. Temperatura estática .....	67
Figura 36. Presión estática (Pathlines) .....	68
Figura 37. Temperatura estática (Titanio) .....	68
Figura38. Temperatura estática (Acero) .....	69
Figura39. Condiciones de frontera.....	70
Figura40.Presión Estática .....	70
Figura41.Temperatura Estática.....	71

Figura 42. Velocidad.....	72
Figura43. Vectores de Velocidad .....	72
Figura44. Presión Estática .....	73
Figura45.Presión Estática .....	74
Figura46.TemperaturaEstática.....	75
Figura47. Velocidad.....	75
Figura48. Presión Estática .....	76
Figura 49. Empuje(Motor Base Vs. Motor Modificado) .....	81
Figura 50. Empuje y Consumo específico de Combustible (Motor Base Vs. Motor Modificado) .....	81
Figura 51.EMPUJE NETO (FN) .....	82

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Comparación entre turbinas clásicas y modernas .....	22
Tabla 2. Aspectos aerodinámicos de una turbina refrigerada .....	30
Tabla3. Cálculos termogasodinamicos Motor Base .....	44
Tabla 4.Datos de diseño .....	48
Tabla 5. Datos de diseño (entrada y salida del compresor) .....	48
Tabla6. Estaciones del motor.....	55
Tabla 7. Coeficientes de transferencia de calor .....	55
Tabla 8. Motor Base .....	78
Tabla 9. Temperatura máxima de servicio del Acero Inoxidable.....	78
Tabla 10. Motor Escogido .....	80



## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Diagrama de Flujo .....	87
Anexo B. Ecuaciones.....	91
Anexo C. Geometría Perfiles .....	94
Anexo D. Procedimiento para simulaciones.....	96
Anexo E. Estudio de Malla .....	104

## NOMENCLATURA

$\beta_2$ : Ángulo de entrada de la velocidad relativa.

$\beta_3$ : Ángulo de salida de la velocidad relativa.

$\alpha_2$ : Ángulo de entrada de la velocidad absoluta.

$\alpha_3$ : Ángulo de salida de la velocidad absoluta.

$U$ : Velocidad media del alabe.

$V_2$ : Velocidad relativa a entrada del rotor.

$C_2$ : Velocidad absoluta a la entrada del rotor.

$C_3$ : Velocidad absoluta a la salida del rotor.

$V_3$ : Velocidad relativa a la salida del rotor.

$C_{rotor}$ : Cuerda rotor

$C_{estator}$ : Cuerda estator

$s$ : Espaciamiento entre alabes

$R$ : resistencia en el sistema  $W$

$h$ : coeficiente de transferencia de calos por convección  $\frac{W}{m^2}$

$A$ : área superficial de trasferencia de calor  $m^2$

$b$ = altura promedio del alabe

$k$ = coeficiente de conductividad térmica  $\frac{W}{mk}$

$Q$  = Transferencia de calor  $\frac{W}{mk}$

$T_2$  = Temperatura a la entrada del rotor  $k^\circ$

$T_3$ = Temperatura a la salida del rotor  $k^\circ$

## 1. INTRODUCCIÓN

Se realizó el trabajo correspondiente en la turbina, el cual consistió en recibir los gases de la cámara de combustión donde la energía calorífica que se origina en ésta se emplea para producir empuje y mover el eje el cual va hacer rotar al compresor; el conjunto rotor está sometido a altas temperaturas que en este caso es de  $1000^{\circ}\text{K}$  por ende es necesario la aplicación de los métodos de refrigeración en las primeras etapas de la turbina en un motor de bajo flujo másico esto es de gran importancia ya que se obtendrá un incremento en el empuje y rendimiento térmico los cuales permiten manejar cierto grado de temperatura de acuerdo a las necesidades y límites del turborreactor; donde los estatores guías de entrada y los álabes del rotor de la turbina soportaran cargas, efectos térmicos, vibraciones y la fatiga que se puedan presentar; y así se podrá manejar grandes temperaturas a la entrada de la turbina sin llegar a afectar la estructura, el rendimiento, la aerodinámica y el diseño de la turbina, este aumento de ITT causa un incremento en la velocidad de salida de los gases, originando así un empuje específico y una relación de compresión más elevada con el propósito de disminuir el consumo de combustible y aumentar la potencia del motor.

El proceso de refrigeración se logra extrayendo aire de las últimas etapas del compresor, este aire fluye a través de unos conductos llegando a los agujeros internos que tienen los alabes del rotor donde al salir el aire de estos orificios se produce una transferencia de calor lo que hace que al salir el gas de estas perforaciones se forme una película de aire sobre la superficie del alabe logrando aislar de los gases calientes sobre esta área lo que causa que las aleaciones solo se utilicen en partes específicas y necesarias; es decir que la implementación de nuevos materiales en los alabes de las turbinas ha podido permitir un desarrollo mecánico y térmico; pero el sucesivo aumento y falta de uniformidad de la temperatura a la salida de la cámara de combustión se ha tenido que efectuar métodos de refrigeración en la turbina aumentando la resistencia mecánica y mejorando los límites térmicos influyendo así tanto en el coeficiente de dilatación como en el coeficiente de conductividad térmica.

En el trabajo a desarrollar se emplearon los diferentes modelos de refrigeración que son: confección forzada, refrigeración por película de aire y materiales porosos; pero para lograr el análisis de la operación de los métodos de refrigeración aplicados a los alabes de la turbina de un motor de  $0.5 \text{ kg/s}$  se analizará lo siguiente: teoría, la cual servirá como método de investigación donde después se emplea todo concepto para el análisis del proyecto; cálculos térmicos; GAMBIT, se obtendrá el enmallado donde se manejan tres tipos de figuras, lo que consiste en simular primero el alabe sin ningún tipo de perforaciones, segundo, se realizan unos agujeros circulares al alabe y por último se obtendrá un alabe el cual tendrá una geometría diferente; simulaciones, se realizará simulaciones en CFD (Dinámica Computacional de

Fluidos) con el fin de compararlos con los datos experimentales de a la geometría escogida en GAMBIT, se darán las condiciones de contorno obteniendo así los diferentes resultados de acuerdo al estudio de cada tipo de refrigeración y escogiendo el mejor método aplicado a la turbina.

De acuerdo al análisis hecho en CFD y escogiendo la mejor simulación, de manera que esta cumpla con todas las necesidades del proyecto, se realiza la modificación a la temperatura de entrada de la turbina (ITT) y se da el respectivo resultado.

## 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Hoy en día para modificar la potencia de una turbina se deben alterar dos parámetros: el flujo másico que pasa a través de los álabes de la turbina y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del rotor; esto ocasiona la necesidad de implantar sistemas de refrigeración obteniendo así un alto rendimiento en el motor.

Una característica notable en el desarrollo del turborreactor ha sido el aumento continuo que ha experimentado la temperatura de trabajo de la turbina, por esta razón se implementaran métodos de refrigeración, ya que con esto se logrará mejorar el material, la aerodinámica y la geometría de la turbina.

Además se evidencia que se han utilizado varios sistemas de refrigeración los cuales son<sup>1</sup>: el método por Convección, donde explica que el calor que recibe el álabe de los gases de combustión es conducido a través del metal hasta el aire de refrigeración que circula por el interior, como el calor cedido depende de la superficie de contacto que los circuitos internos del álabe exponen al refrigerante, estos conductos presentan la mayor superficie posible, fabricándose con aletas nervio, etc. El segundo método a utilizar es el de Convección Forzada, el cual se puede evidenciar cuando un chorro de aire de refrigeración incide sobre la superficie elegida es decir en las zonas del álabe que están especialmente calientes, la mayor capacidad refrigerante de este método se debe al elevado coeficiente de transmisión de calor que se obtiene en la región de impacto; el tercer método a manejar en la Refrigeración por película de aire, esta consiste en la formación de una película de aire sobre una o varias zonas de la pared exterior del álabe, este sistema de refrigeración implica la convección en los orificios de expulsión del aire ya que la película de aire refrigerante, que se forma en las paredes del álabe expuestas a los gases se pierde rápidamente porque termina mezclándose con estos por consiguiente este tipo de refrigeración tiene que ser renovado por medio de sucesivas ranuras de inyección; el cuarto método a emplear en el de transpiración, que consiste en que el álabe es fabricado con un material poroso, que establece una película de aire continua sobre la superficie, la uniformidad de la película es el factor principal que reduce la cantidad de calor que los gases pueden transferir al metal; el quinto método es el Enfriador evaporativo, el cual reduce la temperatura de una corriente de aire a través de la evaporación de agua y es aplicable en lugares donde el aire es cálido, y es más efectivo en ambientes secos, el enfriamiento se logra haciendo pasar el aire a través de un filtro por el cual se deja que escurra el agua, debido a la baja humedad relativa del ambiente, parte del agua líquida se evapora.

---

<sup>1</sup>PDF, [http:// www.wearcheckiberica.es/boletinmensual/pdfs/caso\\_real.pdf](http://www.wearcheckiberica.es/boletinmensual/pdfs/caso_real.pdf)

Otro método de aplicación sería el Sistema Niebla el cual trabaja con el mismo principio del enfriador evaporativo, pero en lugar de un filtro usa billones de micro gotas de agua atomizada para el intercambio de energía, y es posible alcanzar disminuciones en la temperatura del aire de hasta 20°F, este sistema eleva la humedad relativa hasta el 100%.

El método de Compresión Húmeda, modifica el control de la turbina de gas y cambios adicionales en algunos componentes, a fin de hacerlos más seguros y confiables, el incremento en la potencia viene de una combinación de los efectos de un enfriamiento evaporativo. El último método a aplicar es la Refrigeración Mecánica, este es un sistema el cual es capaz de mantener una temperatura del aire tan baja como se desee, sin importar las condiciones ambientales. Como estos hay muchos sistemas de refrigeración que son utilizados con el fin de modificar la potencia del motor.

**Tabla 1. Comparación entre turbinas clásicas y modernas**

DESCRIPCIÓN	TURBINAS	
	CLÁSICAS	MODERNAS
Temperatura	850°C	1000 – 1200 ° C

Fuente: <http://libros.redsauce.net/Turbinas/Gas/PDFs/05Tgas.pdf>

Esta tabla muestra las temperaturas manejadas por una turbina a gas, donde se ve representado un desarrollo que se ha venido generando en los turborreactores tal prueba es que la turbinas modernas operan con temperaturas altas, donde este perfeccionamiento requiere de métodos de refrigeración para obtener mejoras en el motor.

### 3. DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿QUE MÉTODO DE REFRIGERACIÓN APLICADO A LAS PRIMERAS ETAPAS DE TURBINA ES EL MAS EFICAZ PARA INCREMENTAR EL EMPUJE PRODUCIDO POR UN TURBORREACTOR?

El empleo de altas temperaturas a la entrada de la turbina causa que tanto el rendimiento como la potencia específica del motor aumenten, mejorando el rendimiento de la transformación de energía térmica en energía mecánica. A raíz de las altas temperaturas que se presentan a la entrada de la turbina es necesario emplear sistemas de refrigeración que nos permitan mejorar el rendimiento del motor.

La ejecución del mejor tipo de refrigeración o en dado caso la unión de varios sistemas; dan como resultado una resistencia térmica de los materiales, una resistencia a las fuerzas centrífugas, a las fuerzas de flexión, vibraciones y choques térmicos entre otros. Además al implementar un sistema refrigerante se reducen los costos en cuanto al material de la turbina porque si se utilizan súper-aleaciones estas suelen ser muy costosas por esta razón es de gran beneficio utilizar un sistema refrigerante.

#### 4. JUSTIFICACIÓN

El proyecto es realizado debido a la gran importancia de los métodos de refrigeración utilizados en las primeras etapas de la turbina lo que hace que el trabajo a desarrollar sea necesario, ya que permitirá saber la variación de rendimiento en un motor de bajo flujo másico, utilizando sistemas de refrigeración de turbinas; para esto es necesario utilizar un software y realizar la simulación del alabe sometiéndolo a los distintos cambios o diferentes procesos de refrigeración, en el que se podrá observar el comportamiento del fluido a través de la etapa.

Dar un análisis termodinámico con datos específicos como lo es la presión, temperatura, trabajo, velocidad, energía, la cantidad transferencia de calor visto en cada uno de estos sistemas que van ayudar a identificar cual es el mejor método de refrigeración aplicado a la turbina.

Este proyecto se encuentra orientado en la Línea de investigación de Motores liderada por el Grupo de investigación GIMOC con el propósito de optimizar el rendimiento en el motor, donde el mayor aporte que originaría sería el mejoramiento en la potencia de salida, la disminución del consumo térmico específico y la disminución en las emisiones debido al mejoramiento de la eficiencia total. La propuesta es de utilidad ya que al lograr enfriar el aire en la succión de la turbina se aumentará el flujo másico a través de ésta y se disminuirá el trabajo demandado por el compresor, además se va incrementar el empuje donde la refrigeración representará la alternativa que nos permitirá mejorar la eficiencia y la competitividad de las turbinas de gas.

El sistema de refrigeración es muy importante porque ayuda a contrarrestar las altas temperaturas que la turbina pueda llegar alcanzar, a mejorar los aspectos geométricos de la turbina proporcionando un desarrollo en la aerodinámica y estructura del álabe.



## 5. OBJETIVOS

### Objetivo General

Analizar la influencia que generan los métodos de refrigeración aplicados a los álabes de turbina del motor MTC1 utilizando CFD.

### Objetivos Específicos

1. Realizar los cálculos térmicos y de dinámica de gases del motor base.
2. Simular en dos dimensiones los métodos de refrigeración a aplicar: Convección forzada, película refrigerada y materiales porosos, aplicados a los álabes de turbina.
3. Realizar los cálculos térmicos y de dinámica de gases del motor con el incremento de temperatura de entrada de la turbina para los métodos de refrigeración seleccionados.
4. Realizar una comparación de los resultados obtenidos en los cálculos térmicos y de dinámica de gases del motor base y los resultados obtenidos al incrementar la temperatura a la entrada de la turbina, luego de la implementación métodos de refrigeración seleccionados a los álabes de la misma.
5. Cuantificar la variación en la eficiencia y la potencia producida en el motor MTC1 como resultado de la implementación de los métodos de refrigeración seleccionados a los álabes de la turbina.

## **6. ALCANCES Y LIMITACIONES**

### **ALCANCES**

1. Este proyecto pretende realizar la investigación y estudio de los diferentes sistemas de refrigeración que se puedan aplicar a la turbina del motor MTC1; estudios básicos de rendimiento, aerodinámico, diseño preliminar y estructuras llegando hasta la fase de refrigeración de la turbina.
2. Dependiendo de los resultados obtenidos en CFD y de los estudios de los diferentes sistemas de refrigeración se escogerá el sistema de refrigeración adecuado para el motor MTC1.
3. Se realizará un análisis de los fenómenos de transferencia de calor que no puedan capturarse en el análisis en 2D y en el impacto que puede causar en los resultados obtenidos.
4. Realizar un estudio de sensibilidad de malla.

### **LIMITACIONES**

No se simulará en 3 dimensiones ni se construirá un prototipo para validación.

## 7. MARCO DE REFERENCIA

En Colombia la práctica de la refrigeración en turbinas se ha realizado con el objetivo de aumentar la eficiencia, dando mejores resultados en el rendimiento de la turbina. Miguel Capella Castro y David Vásquez Santos con un claro ejemplo de su trabajo dieron a conocer la influencia que tienen las temperaturas sobre las turbinas de gas para así modificar la potencia de esta<sup>2</sup>.

En los primeros años de la historia del turborreactor ocurrió el avance metalúrgico más importante, que permitió operar el motor desde los 700°C iniciales hasta la barrera del millar de grados. En los últimos 15 años la incorporación en el motor de una turbina refrigerada, junto a nuevas técnicas metalúrgicas, han permitido un paso importante en la mejora de la calidad termodinámica de los motores. A través de la historia se ha visto un desarrollo de los motores el cual ha permitido el perfeccionamiento, la mejora y el avance de cada componente del motor; lo cual en este caso se ha detectado el aumento continuo que ha experimentado la temperatura de trabajo de la turbina<sup>3</sup>.

En la actualidad los motores que trabajan con temperaturas de turbina muy elevadas utilizan 3 sistemas de refrigeración: convección, convección forzada y refrigeración por película.

Hoy en día los distribuidores construyen los alabes fijos por forja y soldadura de palastro o por fundición de precisión a la cera perdida; en este caso no precisan de otro acabado más que un rebarbado y una limpieza superficial mediante técnicas ultrasónicas. Las aleaciones coladas por fundición a la cera perdida tienen en general una estructura metalográfica basta, debido a que las velocidades de enfriamiento son muy lentas.

El procedimiento de fundición en coquilla cerámica se refiere al moldeo realizado en cáscara. Donde el molde clásico es macizo y robusto y el molde en cáscara sólo tiene unos milímetros de espesor por lo que se enfría más rápidamente y el grano es más fino.

Durante mucho tiempo los álabes móviles de las coronas se han construido por forja, pero como algunas aleaciones refractarias tienen un intervalo de temperatura de forja reducido, se ha recurrido a la colada a la cera perdida, que es de mayor precisión en el acabado y más fácil de construir.

<sup>2</sup>PDF, Ingeniería y Desarrollo Universidad del Norte.8:89-98,2000.pdf

<sup>3</sup>OÑATE Esteban. Turborreactores, Teoría y sistemas y propulsión de aviones.

## 8. MARCO TEORICO

La configuración de la micro-turbina MTC1 consta de un eje, compresor y de una turbina. Donde muestra que al utilizar este tipo de motor el peso disminuye ya que cada parte es de tamaño reducido; muestra una mayor eficiencia y bajas emisiones de CO<sub>2</sub>; pero al mismo tiempo se tiene unas limitaciones como lo son: la dinámica de altas velocidades, la temperatura, pérdidas parasitarias y demás; por ende para que la micro-turbina tenga un mayor rendimiento es necesario refrigerar una etapa de la turbina mostrando así una mejora en la operación de la misma.

Donde las turbinas manejan actualmente un diferencial de condiciones, lo que produce valores de temperatura de salida de la cámara de combustión de 1500K a 1700K donde se debe tener en cuenta la estabilidad de los diferentes parámetros presentados en el motor, una buena distribución de temperatura y presiones; todo lo anterior para obtener un mayor trabajo útil.

### 8.1. REFRIGERACION

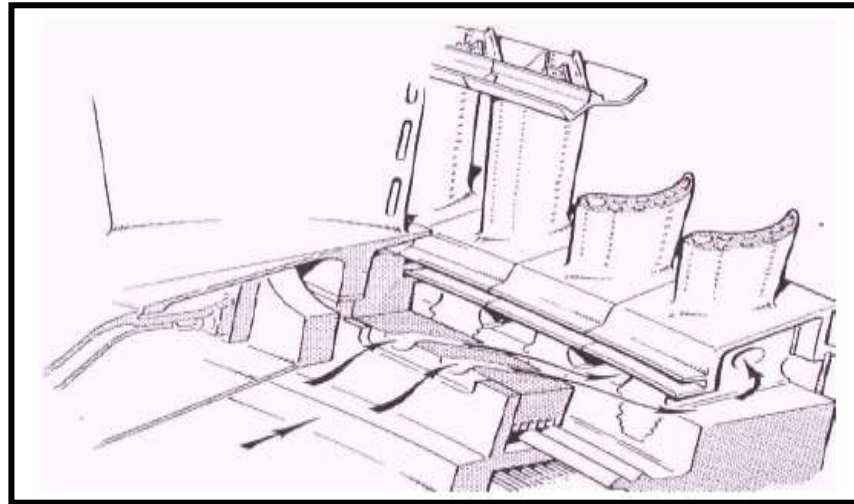
El aumento de la temperatura a la entrada de la turbina<sup>4</sup> es una variable de gran importancia ya que está influyendo en el comportamiento y diseño del motor que en este caso T3t corresponde a 1000°K, en consecuencia es necesario la implementación de métodos de refrigeración en la primera etapa de la turbina específicamente en el rotor, debido a que estese obliga a resistir tanto esfuerzos térmicos como mecánicos; en el estator no se presentara ninguna clase de esfuerzo mecánico ya que es un alabe fijo, pero se le debe prestar atención pues estos son los que reciben directamente los gases calientes de la cámara de combustión y por ende están sometidos a altas temperaturas debido a lo anterior pueden tener una vida útil muy corta. El procedimiento de refrigeración consiste en un flujo refrigerante se obtiene del sangrado de aire del compresor del cual es conducido hasta un disco de la turbina donde a su vez este va a tener una cantidad determinada de orificios según la geometría del alabe, los cuales permitirán la transferencia de calor formando una película de aire en la que al mezclarse con el flujo de gases convierte las paredes de los alabes en aisladores de calor gracias a esta pared de aire.

En la Figura 1 se observa el proceso de refrigeración<sup>5</sup> en un motor; el cual refleja, una determinada zona de el compresor en la que el aire refrigerante pasa por unos conductos hasta llegar a la zona de alta presión de la turbina HPT y de baja de presión LPT.

<sup>4</sup> <http://libros.redsauce.net/Turbinas/Gas/PDFs/05Tgas.pdf>

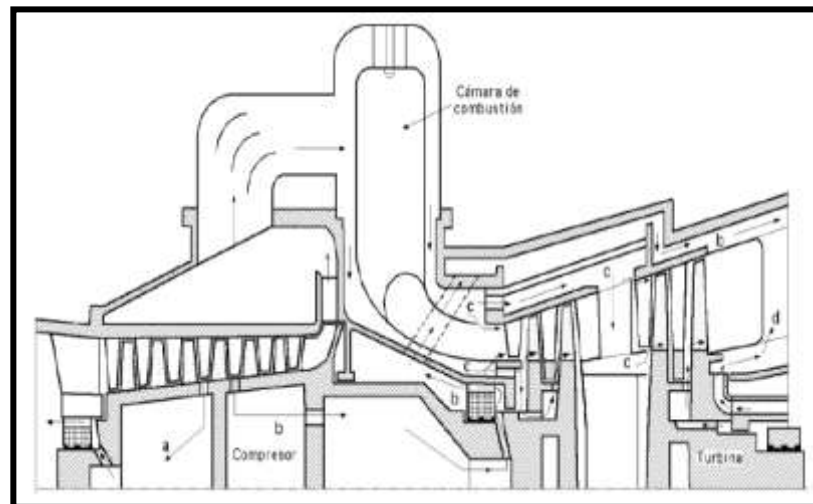
<sup>5</sup> ONATE Esteban. Turborreactores, Teoría y sistemas y propulsión de aviones.

**Figura 1. Detalle de la refrigeración del rotor de alta presión del motor RB-211**



Fuente: ANTONIO. Esteban Oñate. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

**Figura 2. Circuitos refrigerantes de un turborreactor**



Fuente: ANTONIO. Esteban Oñate. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

Las anteriores figuras ilustran la refrigeración del rotor de alta presión del turbofán Rolls-Royce RB-211, donde muestra que los alabes están refrigerados por convección y por película de aire en los bordes de ataque y salida, también se refrigera por película de aire el lado de succión del alabe observando que en las ranuras de paso el aire se acelera, y por lo tanto disminuye su temperatura.

## 8.2. POTENCIAL DE LOS METODOS DE REFRIGERACIÓN

El potencial aplicado al método de refrigeración se refiere a la cantidad de aire que necesita cada caso que corresponde entre un 1 al 3 % del aire.

En cuanto a este tema se observa que la refrigeración por convección posee desventajas debido a la fuerte transmisión de calor desde el gas al metal ya que este conduce rápidamente el calor y las paredes interiores del alabe se acercan a la temperatura que posee el refrigerante; con este aumento de temperatura la necesidad de aire es mayor y llega un momento en que el método no logra cumplir todas las expectativas de su funcionamiento; en cambio con la refrigeración por película o transpiración, la presencia de una capa de aire aislante entre el gas y el metal reduce la temperatura de entrada de los gases de la turbina y el flujo de calor hacia la superficie del alabe<sup>6</sup>.

## 8.3. ASPECTOS AERODINAMICOS

A continuación se mencionan los factores que influyen en las pérdidas energéticas de la turbina los cuales están asociados a los métodos de refrigeración<sup>7</sup>.

**Tabla 2. Aspectos aerodinámicos de una turbina refrigerada**

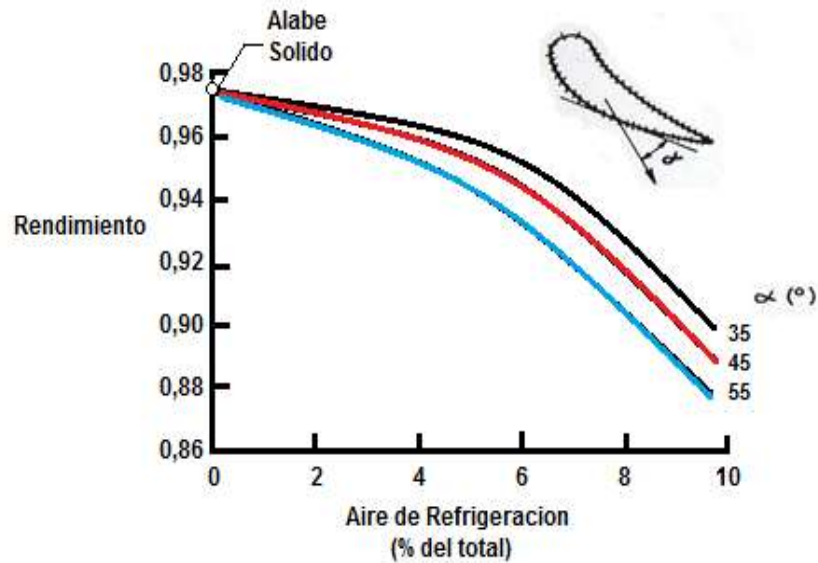
ÁNGULO DE INYECCIÓN DEL FLUJO DE REFRIGERACIÓN	De acuerdo al ángulo de expulsión y la cantidad de aire inyectado variará el rendimiento de la etapa es decir que al expulsar el aire con un ángulo muy pequeño aumentará el rendimiento del conjunto rotor; y de esta manera habrá muy poca interferencia entre corriente principal y la de refrigeración.
POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS DE INYECCIÓN	La eyección de aire en el borde de salida causa una mala refrigeración en la etapa por ende se debe buscar la disminución éste.

En la Figura 3 se observa el ángulo de inyección.

<sup>6</sup>ANTONIO. Esteban Oñate, Pag.210.Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

<sup>7</sup>ANTONIO. Esteban Oñate Pag.204.Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

**Figura3. Aerodinámica del alabe**



Fuente: ANTONIO. Esteban Oñate. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

#### **8.4. ASPECTOS GEOMETRICOS DE LA TURBINA REFRIGERADA**

La geometría en una turbina refrigerada es de la siguiente forma:

- a. El perfil del rotor no puede ser tan delgado porque debe acomodar el número de agujeros dentro del alabe por lo tanto éste debe tener una mayor cantidad de área por esta razón tanto el espesor como la cuerda va aumentar.
- b. El borde de salida debe ser grueso pues al soportar grandes cantidades de temperatura es necesario un borde de salida no tan delgado en consecuencia de esto, para su refrigeración debe el borde de salida: estar abierto para así proporcionar un circuito de paso de aire de refrigeración, obteniendo una estela de aire alrededor del perfil y los orificios tienen que estar muy cerca del borde de salida para que sea eficaz la refrigeración por película de esta zona.

## **8.5. INFLUENCIA DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN EN UNA TURBINA REFRIGERADA**

El aire del compresor es el único medio para refrigerar la turbina y la cámara de combustión, por esta razón la relación de compresión ejerce influencia en la refrigeración de la turbina, de un modo indirecto.

A continuación se presentan los ítems los cuales dan a conocer su influencia en la refrigeración de la turbina.

### **a. Disminución de la capacidad refrigerante del aire:**

La capacidad refrigerante del aire disminuye con la temperatura y con la relación de compresión del motor ya que el aire que refrigera la turbina debe extraerse de algún punto del compresor, donde se tenga suficiente presión para ser canalizado por los circuitos que lo llevan a los alabes de la turbina. Para asegurar un nivel de presión adecuado el aire de refrigeración debe sangrarse de las etapas intermedias o últimas del compresor es decir con una temperatura moderadamente alta, por lo tanto para mantener la refrigeración es necesario extraer una mayor cantidad de aire conforme mayor sea su temperatura.

### **b. Complejidad de fabricación:**

El proceso general de fabricación del alabe y sus circuitos internos de refrigeración adquiere mayor complejidad y costo de fabricación.

## **8.6. LIMITACIÓN DE LAS TENSIONES TÉRMICAS**

Las tensiones térmicas ocasionadas en los alabes de la turbina son proporcionales a la relación entre el coeficiente de dilatación y el coeficiente de conductividad térmica, durante el régimen transitorio, implica un aumento rápido de las temperaturas lo que presenta algunos inconvenientes, como:

- El coeficiente de conductividad térmica es menor y el coeficiente de dilatación es más elevado lo que produce un aumento de las tensiones térmicas las cuales son proporcionales a la relación entre el coeficiente de dilatación y el coeficiente de conductividad térmica.

- Las dificultades de forjado y soldadura de las piezas de grandes dimensiones, que imposibilita el poder fabricar rotores macizos.



- El precio es extremadamente alto, debido a los elementos constituyentes y a las dificultades de elaboración.

- Al disponer de grandes cantidades de aire, los circuitos de refrigeración se establecen de forma que no se utilicen aleaciones de alta calidad más que donde sean estrictamente necesarias, como en las aletas de los primeros escalonamientos, conductos de gases calientes, quemadores de las cámaras de combustión entre otros.

## **8.7. TIPOS DE REFRIGERACIÓN**

### **8.7.1. REFRIGERACIÓN POR LIQUIDOS**

#### **1. Refrigeración indirecta**

Consiste en utilizar el líquido como refrigerante del aire que, a su vez, va circular por el interior de los álabes y será el refrigerante directo de los mismos.

#### **2. Refrigeración directa**

Consiste en utilizar el líquido como refrigerante, el cual circulará por el interior de los alabes.

### **8.7.2. LA UTILIZACIÓN DE CARBURANTE COMO LÍQUIDO**

Las ventajas que presenta este tipo de refrigeración son las siguientes:

- Su temperatura es baja y la energía que se aporta en la refrigeración se da en el lugar óptimo para mejorar el rendimiento del ciclo.

- La cantidad de calor que puede absorber estaría limitada por problemas ligados a su posible descomposición, lo que podría provocar depósitos en los conductos de circulación.

- Al encontrarse el carburante muy frío, si el flujo de calor a extraer no es muy grande, es necesario interponer un aislante entre la pared del álabe y el líquido.

- La refrigeración del borde de la estela puede llegar a ser un aspecto crítico, así como los problemas derivados de la estanqueidad.

### **8.7.3. REFRIGERACIÓN POR AIRE**

Este tipo de refrigeración radica en extraer aire del compresor el cual circula por los conductos interiores de los alabes de la turbina; la refrigeración por aire tiene varios métodos de refrigeración como.

- Convección libre
- Convección forzada
- Refrigeración por impacto
- Refrigeración por película
- Transpiración

#### **1. Convección libre**

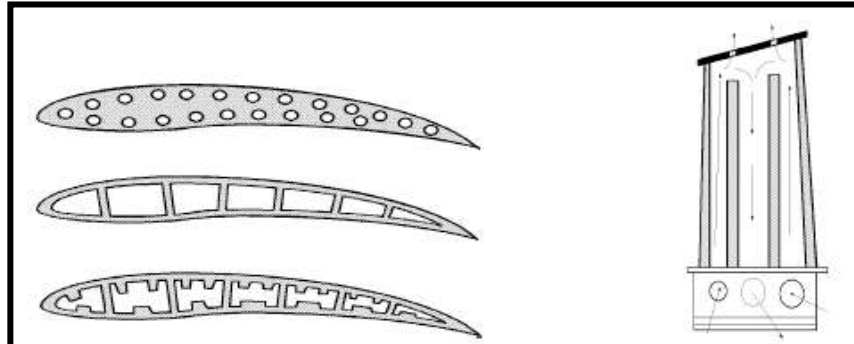
Este método de refrigeración se da cuando el calor de los gases de combustión se transmite a los alabes de la turbina, los cuales son conducidos a través del alabe hasta el aire de refrigeración que circula por su interior; el calor cedido depende de la superficie de contacto que los circuitos internos del álabe exponen al refrigerante, el grado de refrigeración obtenido depende de la diferencia de temperaturas entre el metal y el aire interior.

#### **2. Convección forzada**

Algunas zonas del alabe están especialmente calientes, como ocurre en el borde de ataque; en estos puntos se utiliza el método de convección forzada donde un chorro de aire de refrigeración incide sobre la superficie elegida donde el aire circula por canales cilíndricos practicados en el álabe o por canales de sección más compleja como se observa en la Figura 4, que permiten aumentar la superficie de intercambio de calor, para una sección de paso dada. La mayor capacidad refrigerante de este método se debe al elevado coeficiente de transmisión de calor que se obtiene en la región de impacto ya que se produce mayor disipación de calor<sup>8</sup>.

<sup>8</sup> <http://www.scribd.com/doc/18403014/TURBINAS>

**Figura 4. Sistema de refrigeración por convección forzada**



Fuente: 05T Gas refrigeración alabes. pdf.

### **3. Refrigeración por impacto**

Es proyectar un chorro de aire hacia la pared a refrigerar, el aire circula en sentido radial por el núcleo del álabe y va fluyendo a través de una serie de agujeros de forma que el chorro incida sobre la pared interna del álabe, generalmente en la zona correspondiente al borde de ataque; el impacto del chorro proporciona un buen coeficiente de intercambio de calor.

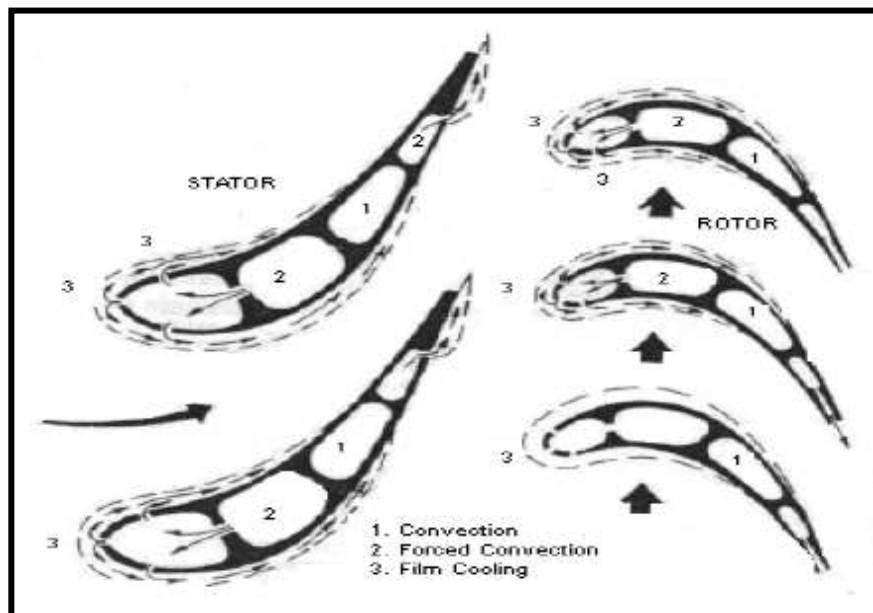
Sin embargo, hay que tener en cuenta las interacciones del chorro de gases calientes cuando el aire refrigerante se evacúa por agujeros situados en la pared próximos a la zona de impacto, lo que podría modificar de manera importante el valor del coeficiente de intercambio; la utilización de la refrigeración por impacto supone la existencia de paredes interiores en el álabe para poder asegurar la distribución de los chorros.

### **4. Refrigeración por película de aire**

Consiste en la formación de una película de aire refrigerante sobre una o varias zonas de la pared exterior del álabe expuestas a los gases, que se pierde rápidamente porque termina mezclándose con éstos; para conseguir una refrigeración eficaz, tiene que renovarse continuamente por medio de sucesivas ranuras de inyección, este es posiblemente, el mejor sistema de refrigeración del álabe, porque tiene la ventaja de reducir el gradiente de temperaturas en las paredes de los álabes.

Si en la capa límite se inyecta aire en exceso o si su velocidad es demasiado grande, el aire refrigerante la atraviesa y produce pérdidas adicionales en el álabe. El sistema asegura una fuerte evacuación de calor, ya que cuando la corriente de aire frío atraviesa los agujeros de paso, puede producir zonas frías que actúan como focos de concentración de tensiones con el consiguiente aumento de la fatiga de los álabes; el efecto de refrigeración de la película es disipado rápidamente aguas abajo por la mezcla con los gases calientes donde el aire utilizado en este tipo de refrigeración debe encontrarse a alta presión, lo cual no siempre es posible, particularmente en los bordes de ataque de la primera corona de toberas<sup>9</sup>.

**Figura5. Sistema de refrigeración**



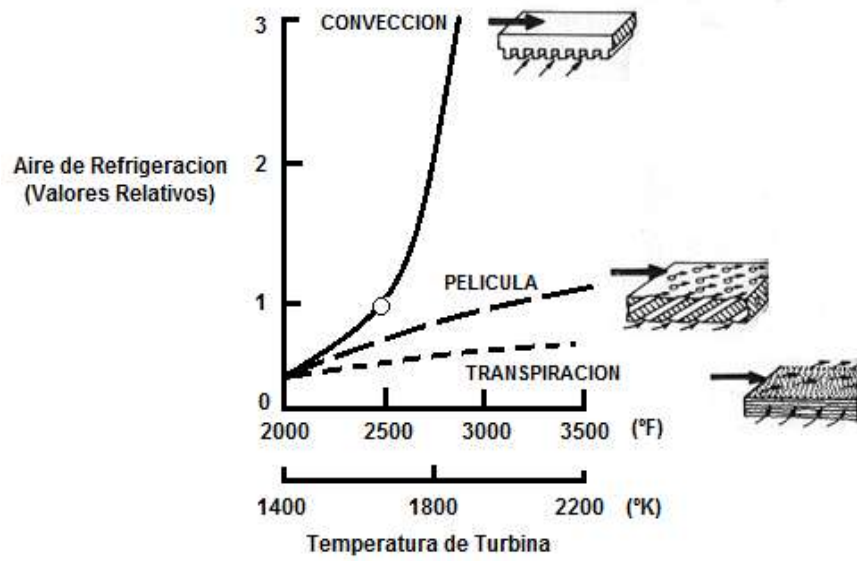
Fuente: ANTONIO. Esteban Oñate. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

En la Figura 6 se muestra la comparación de los diferentes métodos de refrigeración donde determina la cantidad de aire necesaria para las diferentes temperaturas del gas a la entrada de la turbina<sup>10</sup>.

<sup>9</sup>OÑATE Esteban, Turborreactores, Teoría y sistemas y propulsión de aviones

<sup>10</sup>OÑATE Esteban, Turborreactores, Teoría y sistemas y propulsión de aviones

Figura 6. Comparación de los diferentes métodos de refrigeración



Fuente: ANTONIO. Esteban Oñate. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

## 9. CFD DINAMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS

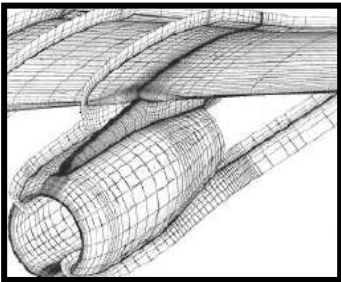
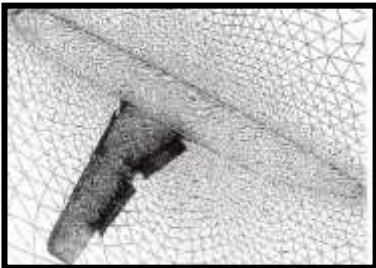
Se realizarán simulaciones en CFD (Dinámica Computacional de Fluidos) con el fin de compararlos con los datos experimentales de acuerdo a la geometría escogida en GAMBIT donde se darán las condiciones de contorno obteniendo así los diferentes resultados de acuerdo al estudio de cada tipo de refrigeración y escogiendo el mejor método aplicado a la turbina.

El análisis en FLUENT consiste en el estudio del comportamiento del flujo en el cual se analiza la transferencia de calor en el sistema; este programa lo que hace es desarrollar cada una de la ecuaciones Navier Stokes creando un modelo matemático; es decir que se crea una malla en el objeto a analizar; posteriormente se definirán todas las condiciones de la región a estudiar que en este caso se maneja el fluido en 2d, incompresible, viscoso y demás límites que se tengan en el proyecto. A continuación se hará un enmallado donde se realizarán tres tipos de figuras; la cual consiste en simular primero el alabe sin ningún tipo de perforaciones, segundo se le realizará al alabe unos agujeros circulares y por último se obtendrá un alabe el cual tendrá una geometría diferente.

### 9.1. LAS MALLAS ESTRUCTURADAS Y NO ESTRUCTURADAS.

La malla no estructurada es para formas irregulares y redondas como por ejemplo un perfil y la estructurada es para figuras regulares y sencillas como un cuadrado, rectángulo, etc<sup>11</sup>.

**Figura 7. Diferenciación de una malla estructurada y no estructurada**

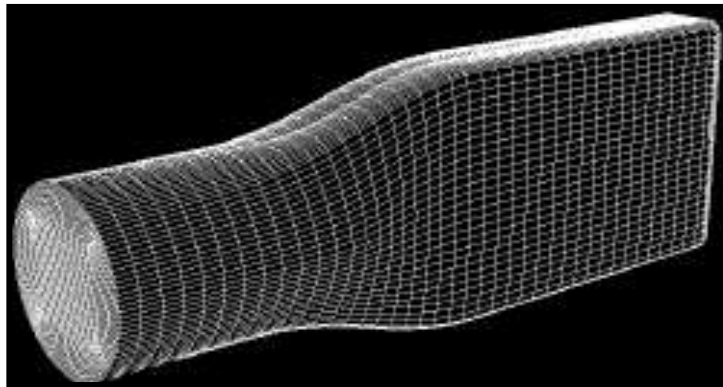
Malla Estructurada	Malla no estructurada
 <p data-bbox="376 1845 796 1895">Fuente: PDF, Redes de las mallas, Transparencias_master_ing_termica.pdf.</p>	 <p data-bbox="952 1834 1370 1883">Fuente: PDF, Redes de las mallas, Transparencias_master_ing_termica.pdf.</p>

<sup>11</sup>PDF, Cuadro 2, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

## 9.2. TIPOS DE RED <sup>12</sup>

- Red Hexagonal: Para geometrías simples las mallas hexagonales pueden proporcionar soluciones de alta calidad como menor cantidad de células que una malla triangular.

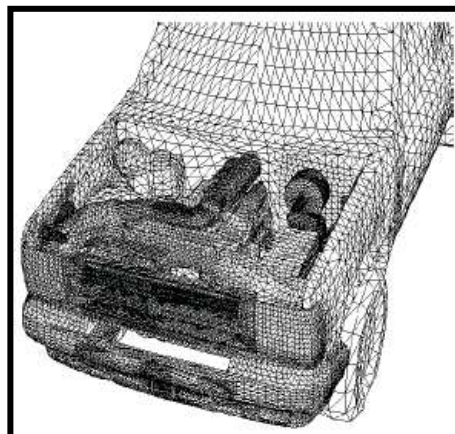
**Figura 8. Ejemplo de malla Hexagonal**



Fuente: PDF, Redes de las mallas, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

- Red Triangular: Para Geometrías complejas, las mallas hexagonales no presentan ventajas numéricas y pueden ahorrar esfuerzo usando mallas triangulares.

**Figura 9. Ejemplo de malla Triangular**

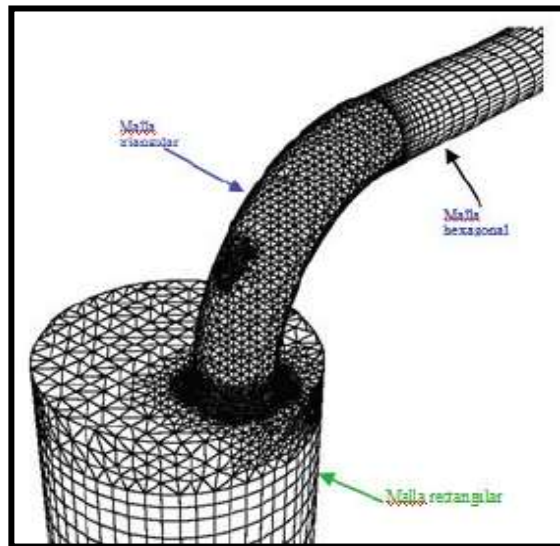


Fuente: PDF, Redes de las mallas, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

<sup>12</sup>PDF, Redes de las mallas, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

- Red Híbrida: Se utiliza una malla híbrida, usando el tipo de malla oportuna en cada región específica, con esta se aumenta la eficiencia y la exactitud

**Figura 10. Ejemplo de malla Híbrida**

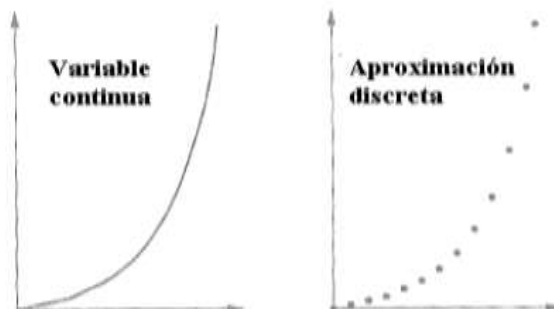


Fuente: PDF, Redes de las mallas, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

### 9.3. SIMULACIÓN

El proceso de dinámica de fluidos computacional (CFD) trata de la aproximación de una variable continua en un número finito de puntos, esto se llama *Discretización* como se puede observar en la siguiente figura<sup>13</sup>.

**Figura11. Discretización de Variables**



Fuente: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3718/fichero/Parte+I%252FCapitulo+3.pdf>



## ELEMENTOS PRINCIPALES

Discretización del flujo continuo, es decir, las variables de campo ( $\rho$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $p$ ,...) se aproximan por un número finito de valores en puntos llamados nodos.

Las ecuaciones de movimiento también se discretizan, es decir, aproximadas en función de los valores en los nodos:

$$\text{Ecuaciones Integrales (Continuas)} \Leftrightarrow \text{Ecuaciones Algebraicas (Discretas)}$$

El sistema de ecuaciones algebraicas se resuelve y se obtienen los valores de las variables en todos los nodos.

## ETAPAS EN UN ANÁLISIS DE CFD

### Cálculos previos

Consiste en formular el problema y plantear las ecuaciones que lo gobiernan. Establecer las condiciones de contorno y la generación de una malla de volúmenes finitos<sup>13</sup>.

Todo esto depende del análisis que queramos realizar (fuerzas, flujos, distribución de concentraciones, transferencia de calor,...) y de la capacidad computacional.

### Solución de las ecuaciones

Consiste en la solución numérica de las ecuaciones que gobiernan el problema.

### Análisis de los resultados

Los resultados obtenidos de la solución de las ecuaciones se corresponden con el valor de las variables de campo ( $\rho$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $p$ ,...) en cada punto de la malla. Esta enorme cantidad de números deben reducirse a los fundamentales para poder manejarse con facilidad y obtener los resultados más óptimos.

---

<sup>13</sup><http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3718/fichero/Parte+I%252FCapitulo+3.pdf>

Una parte importante de esta etapa es la representación gráfica de las variables que gobiernan el flujo, para tener una visión rápida de los resultados obtenidos.

En este proyecto a partir del enmallado se realizará la simulación en el cual se obtendrá la solución de cada caso de refrigeración donde se definirán las condiciones operativas, las zonas límites y se logrará conseguir la convergencia lo que arrojará todos los resultados los cuales dependerán de la exactitud de la malla y la configuración del método refrigerante.

## 10. DESARROLLO INGENIERIL

### 10.1. CÁLCULOS TERMOGASODINAMICOS

#### 10.1.1. ANÁLISIS DE LAS GRÁFICAS

El rango seleccionado de relaciones de compresión fueron de 1,2 a 1,8 los cuales fueron elegidos para realizar dicha simulación con el fin de analizar con cada rango de temperatura (ITT: 1000 y 1200) los procesos termodinámicos en el motor.

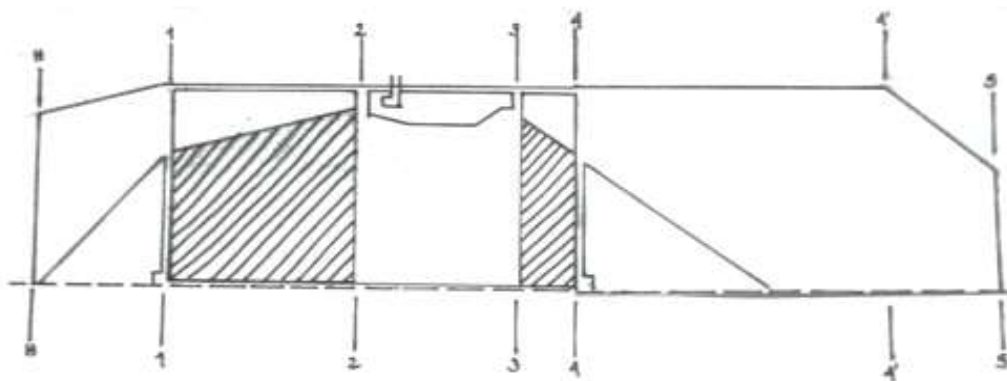
#### 10.1.2. PUNTO ÓPTIMO DE DISEÑO

De acuerdo a los análisis y el punto óptimo de diseño<sup>14</sup> la temperatura es de 1000 K y tiene una Relación de compresión de 1.6 ya que a partir de estos parámetros se analizará el punto de diseño en GASTURB para así llegar a obtener las especificaciones requeridas por el fabricante.

Parámetros.

- ITT: 1000
- Relación de Compresión  $\pi_c$ : 1.6
- Material: Acero Inoxidable 304

**Figura 12. Estaciones del Motor**



Fuente: PIOTR Wolanski Stanislaw Antas,  
Obliczeniatermogazodynamicznelotniczychsilnikówturbinowych

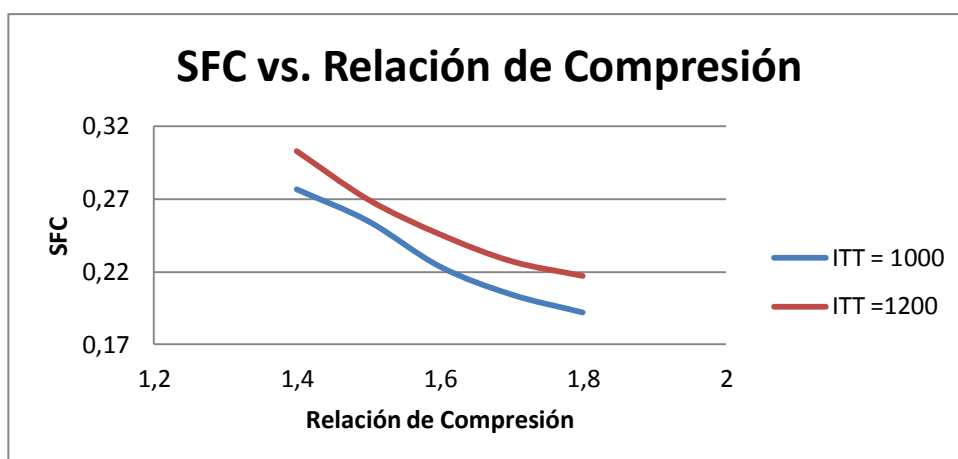
<sup>14</sup> ESCOBAR Garzón Arnold, Metodología de diseño para Turborreactores de bajo flujo másico

**Tabla3. Cálculos térmicos y de dinámica de gases Motor Base**

PARAMATROS	RESULTADOS
Relación de Compresión	1,6
ITT	1000
<b>Rendimientos isentrópicos</b>	
K del aire	1,4
K del gas	1,33
R del aire	287
R del gas	289
Rendimiento del compresor	0,75
Rendimiento de la turbina	0,89
Rendimiento de la tobera entrada	0,93
Rendimiento mecánico	0,99
Rendimiento de combustión	0,98
Presión Ambiente	101350 Pa
Temperatura ambiente	288,15 K
Pérdidas de presión en la cámara de combustión	0,04
Velocidad local del sonido	340,262649
Mach a la entrada	0
Ca2/2Cp	0
P01	94255,5 Pa
P02	150808,8 Pa
T02-T01	55,214 k
T02	343,364 k
T03-T04	48,825 k
T04	951,174 k
P03	147792,624 Pa
T04	945,140 K
P04	117732,3 Pa
P04/Pa	1,16164084
<b>Si P04/Pa es mayor P04/Pc se obtiene:</b>	
P04/Pa	1,914
T5	816,459197 K
P5	61511,1283 Pa
densidad 5	0,26068819 Kg/m3
C5	560,198556 m/s
A5/m	0,00684757
Empuje Especifico	287,398986 Ns/Kg

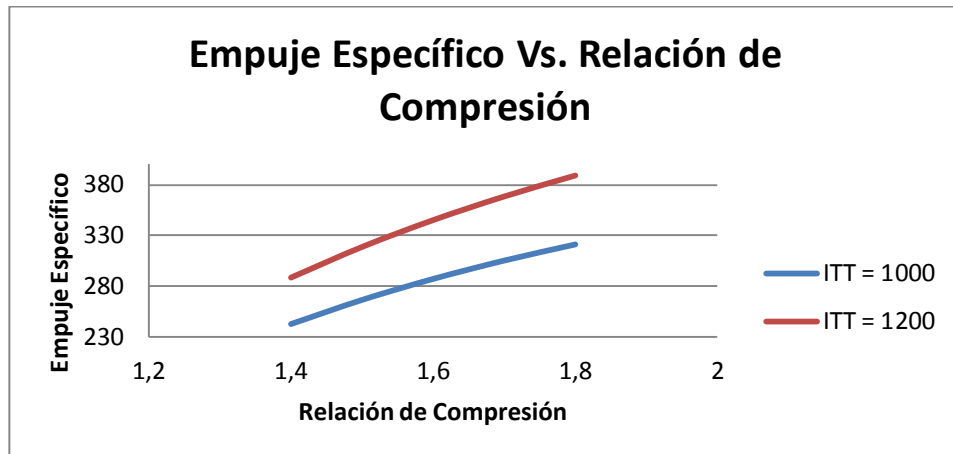
Tomando T02 y (T03-T02) se encuentra: F/A	
T03-T02	656,635444
F/A relación aire combustible	0,0175
F	0,01785714
SFC	0,22368108 Kg/hN

**Figura 13. Consumo específico de combustible Vs. Relación de compression**



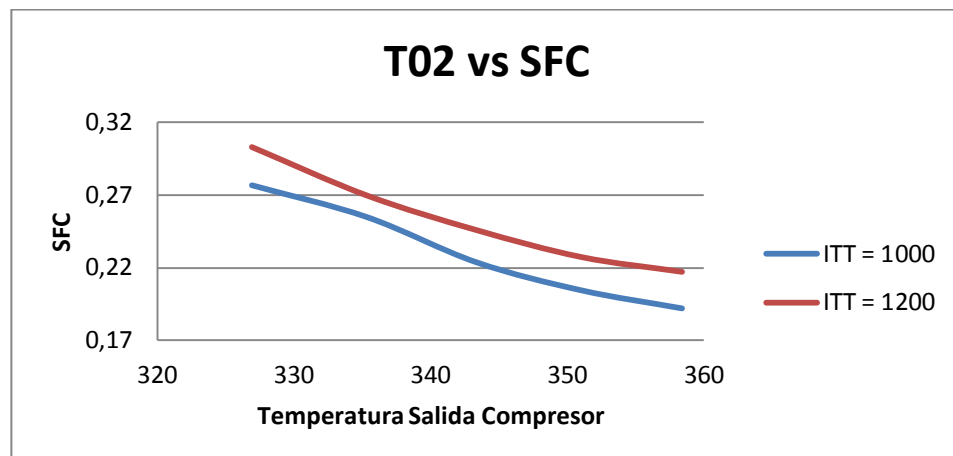
La figura 13 muestra el incremento de la relación de compresión donde a medida que esta se extiende tanto la presión a la salida del compresor como la temperatura a la entrada de la cámara de combustión está aumentando; es decir que la energía química necesaria para obtener la temperatura a la entrada de la turbina (ITT) va ser menor por esto el consumo de combustible específico disminuye, el cual a medida que se incrementa la temperatura del aire siendo esta proporcional a la cantidad de combustible introducido y por lo tanto se va presentar un leve incremento de la velocidad del fluido a la salida de esta; se reduce la velocidad de paso del aire por la cámara para que la turbina pueda alcanzar el rendimiento mecánico requerido , estos motores manejan valores  $PT/V$  es decir que tanto la presión como la temperatura son directamente proporcionales e inversamente a la velocidad influyendo así en el Consumo Específico de Combustible (SFC) como se puede detallar en la figura.

Figura 14. Empuje específico Vs. Relación de compresión



Como ya se sabe la relación de compresión y temperatura, donde con una temperatura de 1000k el mayor empuje específico es de 229.98 m/s. Donde para obtener un trabajo útil y alcanzar el empuje requerido se utiliza una temperatura máxima, donde la velocidad a la salida de la tobera aumento para así obtener un buen funcionamiento en la cámara y como resultado de esto ITT va aumentar obteniendo así un buen rendimiento, pues este crece a medida que  $T_{3t}$  aumenta e inicialmente con la relación de compresión como se puede analizar en la gráfica logrando producir el empuje necesario; como resultado del incremento del grado de compresión aumenta la presión del gas delante y detrás de la turbina por consiguiente la expansión en la tobera crece y con ella  $V_s$ , pero si hay una disminución del calor que se introduce en el ciclo habrá una reducción en velocidad de salida del gas y por esto el empuje específico disminuirá.

Figura 15. Consumo específico de combustible Vs. Temperatura a la salida del compresor



A un consumo específico de combustible de 0.22368 kg/kwh se obtiene una  $T_{2t}$  de 343,36 K; donde se puede analizar que el incremento de la temperatura depende de la relación de compresión pues a medida que aumenta  $\pi_c$  se eleva también la temperatura del aire de salida del compresor es decir  $T_{2t}$  por esta razón si la  $\pi_c$  aumenta la cámara de combustión recibe menos combustible porque el aire ha sufrido un incremento de temperatura en el compresor, cuanto mayor sea  $T_{2t}$  será mayor el rendimiento del compresor, al elevar la temperatura a la entrada de la cámara de combustión por medio de la ignición de combustible esta temperatura debe tener una distribución adecuada con dos objetivos: el mínimo consumo específico de combustible que se puede ver en la gráfica ya que tanto SFC y  $T_{2t}$  son inversamente proporcionales y también para que en la zona de la turbina que trabaja a mayores esfuerzos esté sometida a menor carga térmica, igualmente se puede observar que  $T_{2t}$  es menor que  $T_{3t}$  en este caso la temperatura de turbina es 1000 K, esta temperatura es la máxima a la que puede llegar el motor y si alguna circunstancia tiende a elevar  $T_{3t}$  el flujo de combustible disminuirá.

## 10.2. ANALISIS GASTURB

A partir de la programación y análisis de gráficas de Excel y los datos escogidos de *Libro Metodología de diseño para Turborreactores de bajo flujo másico*.

- se determinó manejar una relación de compresión (1.6) y el ITT (1000°K).
- Rendimiento de la combustión  $\eta_b$  0,98
- Rendimiento mecánico  $\eta_m$  0,99
- Gasto másico de aire 0,16 Kg/s
- Rendimiento isentropico total 0,75

De los parámetros iniciales se obtiene la siguiente tabla con determinados datos de diseño.

**Tabla4.Datos de diseño**

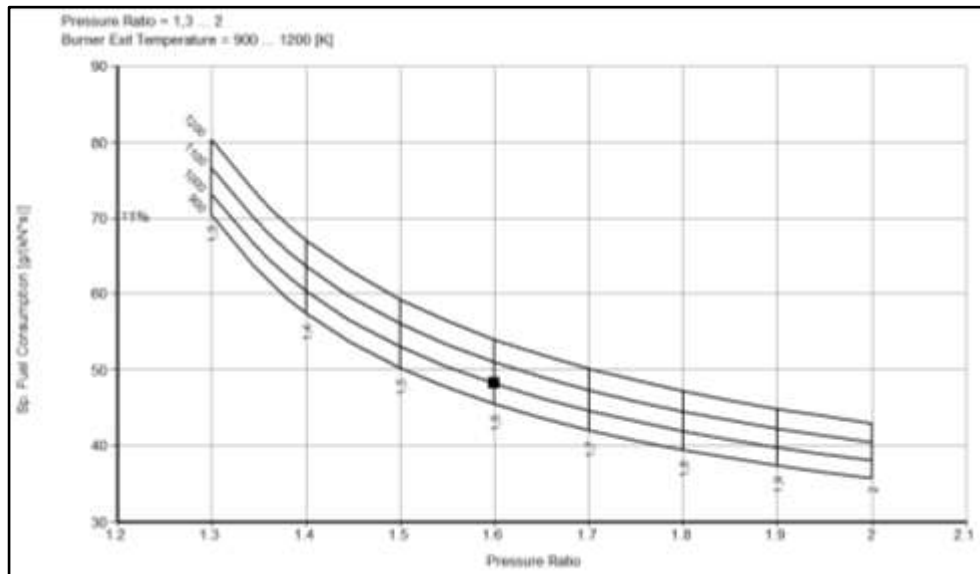
Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s			
amb		288,15	101,325		FN	=	0,05 kN
1	0,158	288,15	101,325		TSFC	=	48,1869 g/(kN*s)
2	0,158	288,15	100,312	0,160	FN/W2	=	315,86 m/s
3	0,158	336,76	160,499	0,108	Prop Eff	=	0,0000
31	0,141	336,76	160,499		eta core	=	0,0832
4	0,143	1000,00	155,684	0,174	WF	=	0,00241 kg/s
41	0,151	968,00	155,684	0,180	s NOx	=	0,02826
49	0,151	923,78	125,857		XMS	=	0,5486
5	0,159	896,97	125,857	0,226	A8	=	0,0014 m²
6	0,159	896,97	123,340		P8/Pamb	=	1,2173
8	0,159	896,97	123,340	0,231	WBld/W2	=	0,01000
Bleed	0,002	336,76	160,500		Ang8	=	20,00 °
-----					CD8	=	0,8987
P2/P1 = 0,9900	P4/P3 = 0,9700	P6/P5 0,9800			W_NGV/W2	=	0,05000
Efficiencias:	isentrr	polytr	RNI	P/P	WCL/W2	=	0,05000
Compressor	0,8500	0,8596	0,990	1,600	Loading	=	100,00 %
Burner	0,9999		0,970		e45 th	=	0,87228
Turbine	0,8900	0,8874	0,369	1,237	far7	=	0,01537
-----					PWX	=	0,00 kW
Spool mech Eff	0,9999	Nom Spd	202007 rpm				
-----							
hum [%]	war0	FHV	Fuel				
0,0	0,000000	43,124	Generic				
Input Data File:							
C:\Program Files (x86)\GasTurb\GasTurb11\Demo_jet.CYJ (modified)							

**Tabla 5. Datos de diseño (entrada y salida del compresor)**

Input:		
Compressor Tip Speed	m/s	400,00000
Compressor Inlet Radius Ratio		0,50000
Compressor Inlet Mach Number		0,54000
Engine Inl/Compr Tip Diam Ratio		1,00000
min Compr Inlet Hub Diameter	m	0,00000
Output:		
Compressor Tip circumf. Mach No		1,20918
Compressor Tip relative Mach No		1,32428
Design Spool Speed [RPM]		202007,43
Compr Inlet Tip Diameter	m	0,03782
Compr Inlet Hub Diameter	m	0,01891
Calculated Compr Radius Ratio		0,50000
Aerodynamic Interface Plane	m²	0,00112
Corr.Flow/Area.Compr	kg/(s*m²)	189,92434

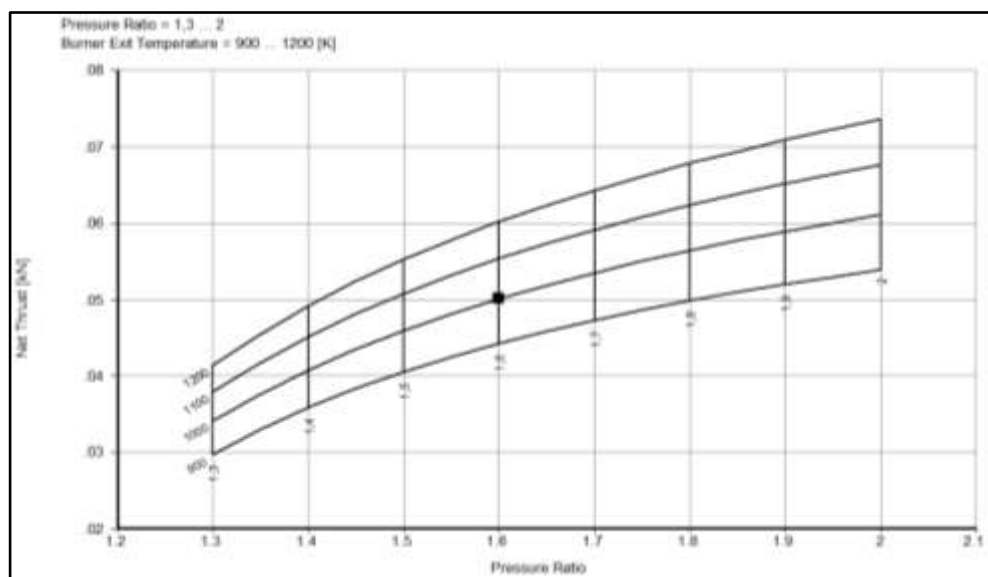


**Figura 16. Consumo específico de combustible Vs. Relación de presión**



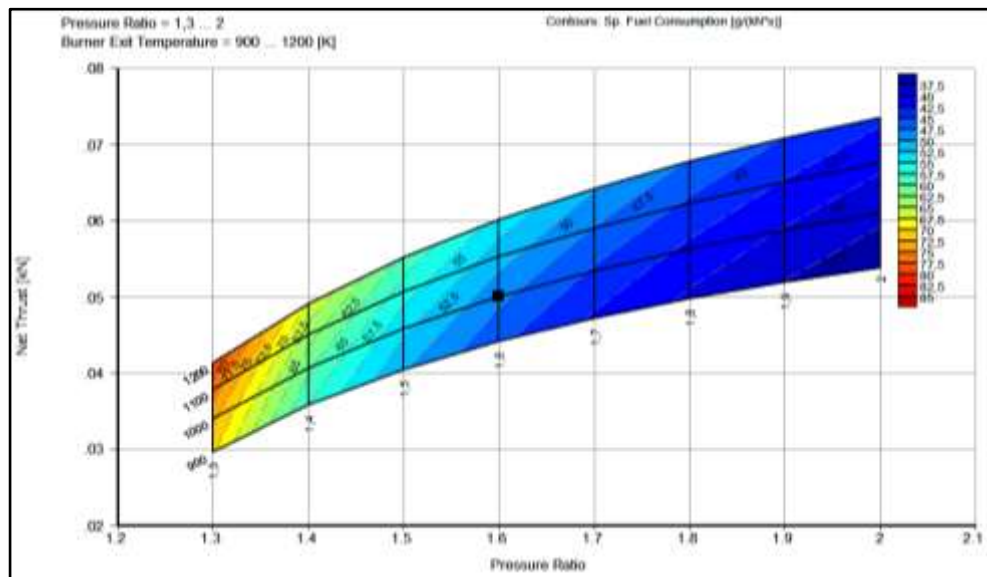
El punto optimo de diseño es  $\pi_{rc}$  1,6 y un ITT de 1000°k pues se observa en la Figura 16 que el SFC es bajo y trabaja con una temperatura elevada, lo cual produce un mayor trabajo en el motor y una disminución en el consumo específico de combustible; este se reduce porque la presión a la entrada del compresor está aumentando y al ser directamente proporcional con la temperatura se incrementa  $T_2$ ; por esta razón a medida que el Consumo específico de combustible (SFC) se reduce la relación de compresión va aumentando por esto la energía química necesaria para obtener ITT va ser menor produciendo la disminución del consumo de combustible específico.

**Figura 17. Empuje Vs. Relación de presión**



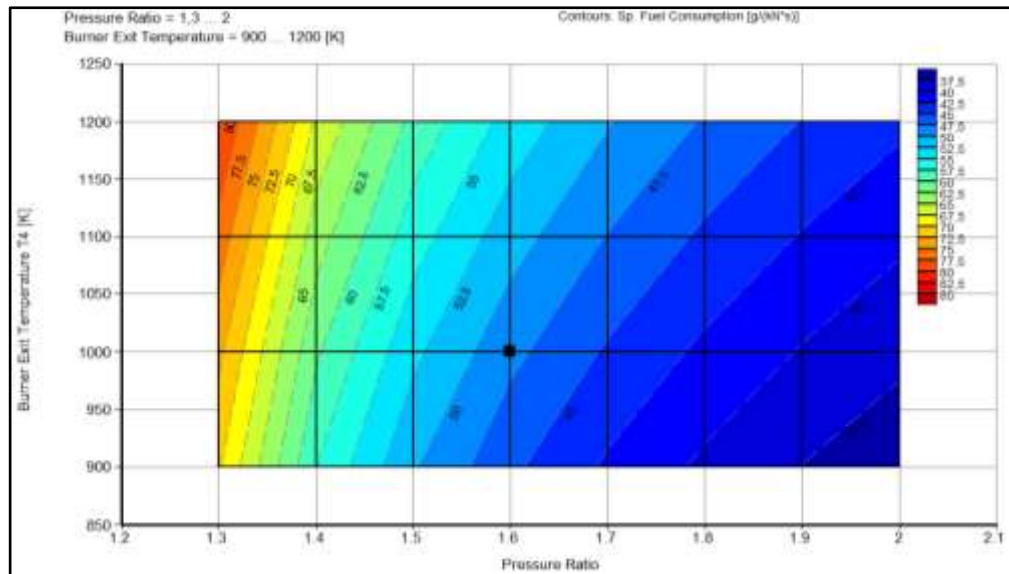
Se observa en la Figura 17 que al manejar una relación de compresión mayor se aumenta el empuje, ya que al variar el flujo másico y al aumentar el ITT se aumenta el trabajo específico mejorando el rendimiento termodinámico; para esto es importante tener en cuenta el material que se maneja en las primeras etapas de las turbinas porque estas trabajan cada vez más con mayores parámetros de operación de temperaturas elevadas para así llegar a obtener un mayor empuje.

**Figura 18. Empuje Vs. Relación de presión (Contornos de Consumo específico de combustible)**



Se debe obtener la mayor eficiencia posible aprovechando al máximo la capacidad calorífica liberada en el proceso de combustión, por consiguiente el rendimiento termodinámico deberá ser alto para así obtener un consumo específico de combustible bajo y una mayor potencia en el motor, además debe existir una mezcla estequiometría de aire y combustible completa donde al ser menor la energía química que se le suministra a la cámara de combustión se eleva la temperatura de entrada de turbina (ITT) obteniendo mayor empuje y menor consumo de combustible. Para que esto suceda se tiene una compresión dinámica en la entrada del motor y una compresión dinámica hecha por el compresor la cual está aumentando a medida que el SFC va disminuyendo ya que en la toma de entrada del motor van a existir pérdidas energéticas del flujo de aire que ingresa a este, entonces se generará un coeficiente de pérdida de presión y por estola temperatura ocasiona una disminución del empuje.

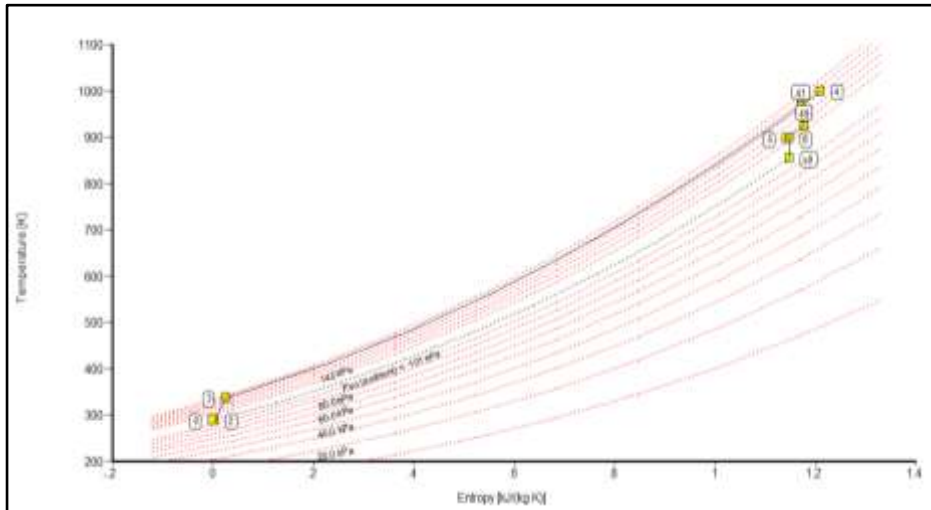
**Figura 19. Temperatura a la salida del quemador Vs. Relación de presión (Contornos de Consumo específico de combustible)**



En la figura 19 se puede observar que los productos de combustión poseen en esta zona una temperatura elevada, se alcanza una mayor velocidad y se aumenta el empuje. Para llegar a obtener un rendimiento adecuado en la turbina y así obtener la temperatura que requiere, en la zona de mezcla de los productos de combustión se entrará el aire que todavía no se ha mezclado por los orificios de la cámara reduciendo en la zona de dilución la temperatura a la salida de la cámara.

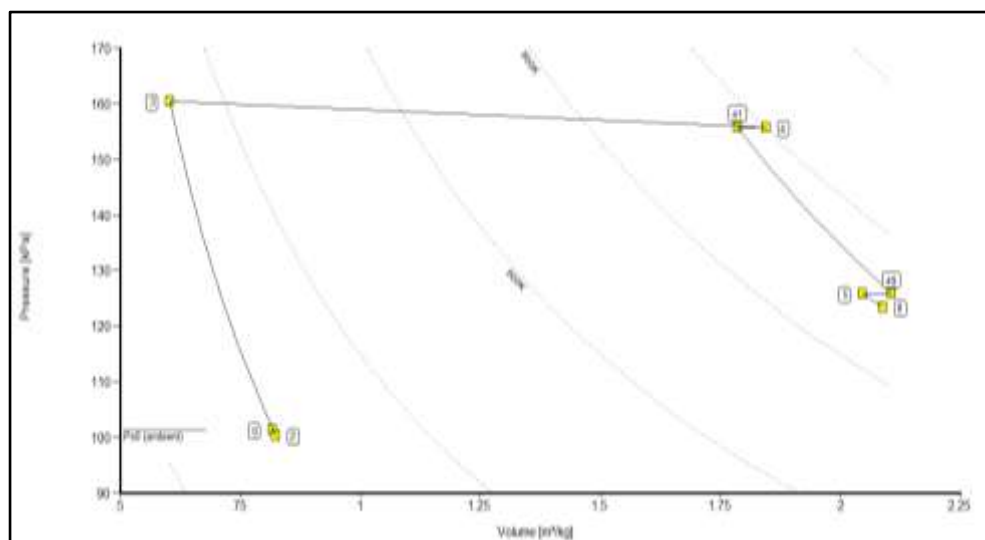
Como se sabe entre la estación 1 y 2 se efectúa el proceso de compresión, esto hace que el volumen disminuya y ocasione un incremento de presión y de temperatura estos parámetros dependerán de la relación de compresión que se efectúe, además entre mayor sea la temperatura el rendimiento en el compresor disminuirá ocasionando pérdidas energéticas que son transmitidas al fluido, el incremento de la temperatura en el compresor depende de la relación de compresión en el cual el aire llega a la cámara de combustión con la misma temperatura que salió del compresor .

**Figura 20. Entalpia Vs. Entropía**



Se observa en la figura 20 que de 2-3 hay una pérdida de presión en la compresión, por lo tanto es necesario aumentar el consumo de energía para incrementar la presión, lo que produce la disminución de eficiencia térmica y trabajo; después de 3-4 la entropía sigue aumentando hasta que de 4-5 se presenta un salto de presiones; esto causa la generación de perdidas tanto mecánicas como termodinámicas. Este diagrama varia con el ciclo ideal ya que se presentan fricciones en el sistema con lo que el fluido experimenta un aumento de entropía de 2-3 donde esta debería permanecer constante y presenta saltos de presión, debido al desequilibrio de las partículas donde la transferencia de calor se tiene en cuenta dentro del sistema al no ser despreciable este valor cambia totalmente la gráfica.

**Figura21.PresiónVs. Volumen**



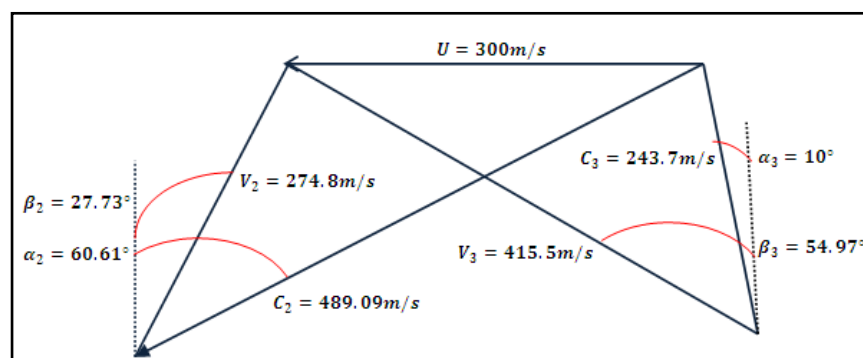
En la Figura 21 se puede observar que la energía interna del gas depende tanto de la temperatura como del volumen en la cual se observan las isotermas donde muestran que al disminuir la temperatura la cual es directamente proporcional a la presión aumenta el volumen; este proceso genera una compresión isentrópica adicionando calor al sistema para luego obtener una expansión isentrópica en el cual como se puede observar de 4-5 el calor se transfiere muy lentamente permitiendo que el gas se expanda, produciendo trabajo en el motor; dicho trabajo es negativo ya que se absorbe el calor produciendo un empuje.

De 2-3 el aire se está comprimiendo ya que el volumen disminuye y su presión aumenta seguidamente de 3-4 el volumen aumenta donde hay una pérdida de mínima de presión debido a la fricción y fuerzas de rozamiento que se están generando en dicha zona y de 4-5 la presión disminuye y el volumen se incrementa debido a la máxima expansión generada en la turbina; donde se observa claramente que el sistema muestra un ciclo real.

### 10.3. SIMULACION EN CFD DE UNA ETAPA DE LA TURBINA

En esta parte se enfocará el análisis del perfil de la turbina; mostrando la geometría, el enmallado y las condiciones iniciales (Condiciones de contorno), con el fin de determinar la mejor solución obteniendo así el estudio y la comparación de los diferentes sistemas de refrigeración.

**Figura 22. Triangulo de velocidades de la etapa de la Turbina**



Fuente: ARNOLD ESCOBAR GARZÓN, Figura 21, Triangulo de velocidades de la etapa de turbina, Metodología de Diseño para Turborreactores de bajo flujo másico

En el anterior grafico se mostrara los parámetros iniciales los cuales permitirán realizar la geometría en Gambit<sup>15</sup>.

<sup>15</sup>ARNOLD ESCOBAR GARZÓN, Metodología de Diseño para Turborreactores de bajo flujo másico

### 10.3.1. PARÁMETROS INICIALES

#### PARAMETROS

$$\beta_2 = 27.73^\circ$$

$$\beta_3 = 54.97^\circ$$

$$\alpha_2 = 60.61^\circ$$

$$\alpha_3 = 10^\circ$$

$$U = \frac{300m}{s}$$

$$V_2 = \frac{274.8m}{s}$$

$$C_2 = \frac{489.09m}{s}$$

$$C_3 = \frac{243.7m}{s}$$

$$V_3 = \frac{415.5m}{s}$$

$$C_{rotor} = 0.01354m$$

$$C_{estator} = 0.02727$$

$$S=0.012m$$

#### CRITERIOS:

Temperatura a la entrada de la turbina: 1000 K

Presión a la entrada de la turbina: 17215.2 Pa

Presión a la salida de la etapa 110444.3 Pa

Temperatura a la salida de la etapa: 878 k

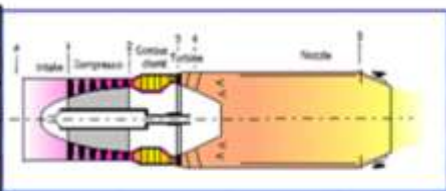
Ya obteniendo el diseño preliminar, se realiza en GAMBIT la geometría usando los condiciones de entrada y de salida construyendo el enmallado para así obtener el análisis del fluido a través del alabe.

### 10.3.2. TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN

Para expresar el comportamiento de la refrigeración por convección en los alabes de la turbina se debe definir los parámetros iniciales los cuales permitirán el desarrollar de los cálculos de transferencia de calor<sup>16</sup>.

**Tabla6. Estaciones del motor**

Estacion	Masa (kg/s)	Temperatura (K <sup>o</sup> )	Presion (bar)
3	0,16	1000	1699
4	0,16	878	1049
2	0,16	712,05	1604,988



Fuente: ARNOLD ESCOBAR GARZON, Metodología de Diseño para Turborreactores de bajo flujo másico

El método de convección va dar como resultado la refrigeración de una de las etapas de la turbina donde el calor que recibe el alabe de la cámara de combustión va a pasar a través del metal hasta tener contacto con el aire de refrigeración, el cual esta circulando en el interior del alabe.

**Figura 23. Diagrama de Condiciones del rotor**



Fuente: Transparencia-Máster-ing-Térmico (2)

De acuerdo a los parámetros finales de la etapa el material escogido tanto del rotor como del estator fue Acero inoxidable 304; este material maneja un coeficiente de conductividad térmica (k) de 0.0000135 W/Mk; también se debe determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección (h), donde se establecen a partir de la siguiente tabla<sup>17</sup>:

<sup>16</sup>ARNOLD ESCOBAR GARZÓN, Metodología de Diseño para Turborreactores de bajo flujo másico

<sup>17</sup>[www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d\\_156.html](http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html).

**Tabla 7. Coeficientes de transferencia de calor**

<b>T*<sup>C</sup></b>	<b>h</b>
<b>250</b>	0,0421
<b>300</b>	0,0454
<b>350</b>	0,0485
<b>400</b>	0,0515

A partir de esta tabla se encontrarán los datos y se realiza una interpolación donde se halla la ecuación de la recta y así se podrá encontrar los coeficientes de transferencia del sistema.

De acuerdo a la tabla anterior se determinó la ecuación de la recta.

$$y = 6E - 05x + 0.0265$$

Para determinar la transferencia de calor en el rotor se debe determinar las resistencias totales del sistema.

### **1. Resistencia total (Rt) del sistema.**

$$R_t = R_{conv1} + R_{cond} + R_{conv2}$$

$$R_{conv1} = \frac{1}{h_1 * A}$$

$$R_{conv1} = \frac{1}{0.08176 * A}$$

$$R_{conv1} = \frac{1}{0.08176 * 0.0358}$$

$$R_{conv1} = \frac{1}{0.08176 * 0.0358}$$

$$R_{conv1} = 429.7378 \text{ KW}$$



$$R_{cond} = \frac{b}{k * A}$$

$$R_{cond} = \frac{b}{0.0000135 * A}$$

$$R_{cond} = \frac{0.0179}{0.08176 * 0.0358}$$

$$R_{cond} = 6.1154$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{h_2 * A}$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{0.07918 * A}$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{0.07918 * 0.0358}$$

$$R_{conv2} = 352.7834 \text{ K/W}$$

$$R_t = R_{conv1} + R_{cond} + R_{conv2}$$

$$R_t = 429.7378 + 6.1154 + 352.7834$$

$$R_t = 788.6366 \frac{mk}{w}$$

## 2. Transferencia de calor del sistema.

$$Q = \frac{T_t - T_3}{R_{total}}$$

$$Q = \frac{921.95K^\circ - (-878K^\circ)}{R_{total}}$$

$$Q = \frac{1799.95}{788.6366}$$

$$Q = 2.28 \text{ W}$$

Temperatura media del rotor

$$Q = \frac{Tt - Ta}{Rt}$$

$$2.28 = \frac{921.95 - Ta}{788.6366}$$

$$Ta = 876.1414$$

$$Re = \frac{\rho * v * Lc}{u}$$

$$Re = 2304649.664$$

### **Número Nusselt**

$$Nu = 0.02(Re^{0.82}) * \left(\frac{T3^{0.55}}{Ta}\right)$$

$$Nu = 0.02(2304649.664^{0.82}) * \left(\frac{878^{0.55}}{876.14}\right)$$

$$Nu = 3.3027^3$$

## 11. SIMULACION FLUENT

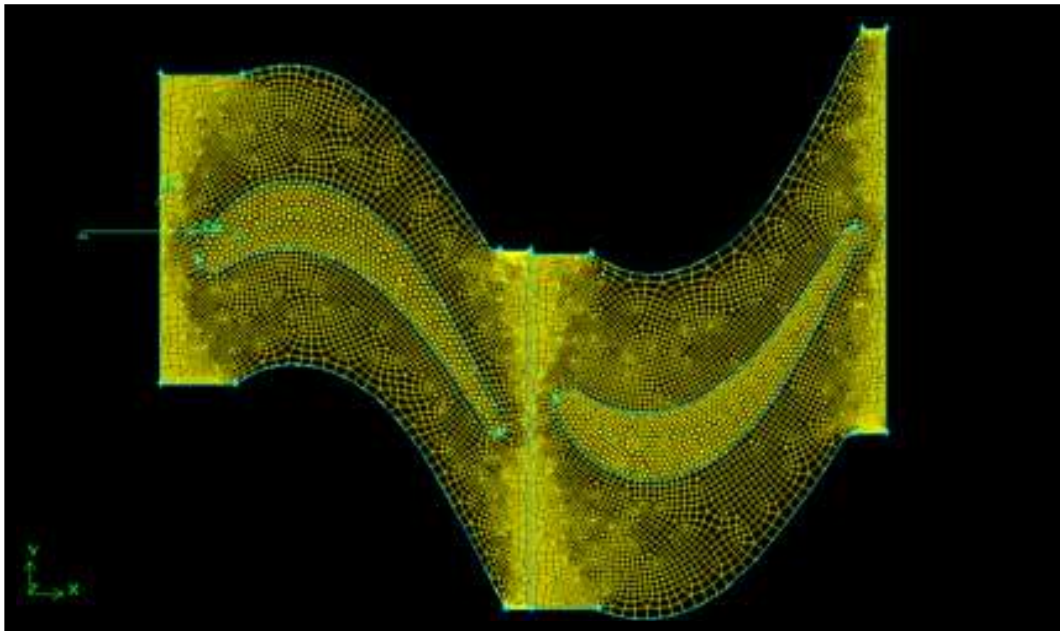
### 11.1. SIMULACIÓN INICIAL

#### 11.1.1. ENMALLADO

Cuando la geometría está definida, se puede desarrollar la malla con la forma y el tamaño en su interior, dependiendo de la calidad de la malla se obtendrá una mayor exactitud de la simulación observando una correcta solución en FLUENT.

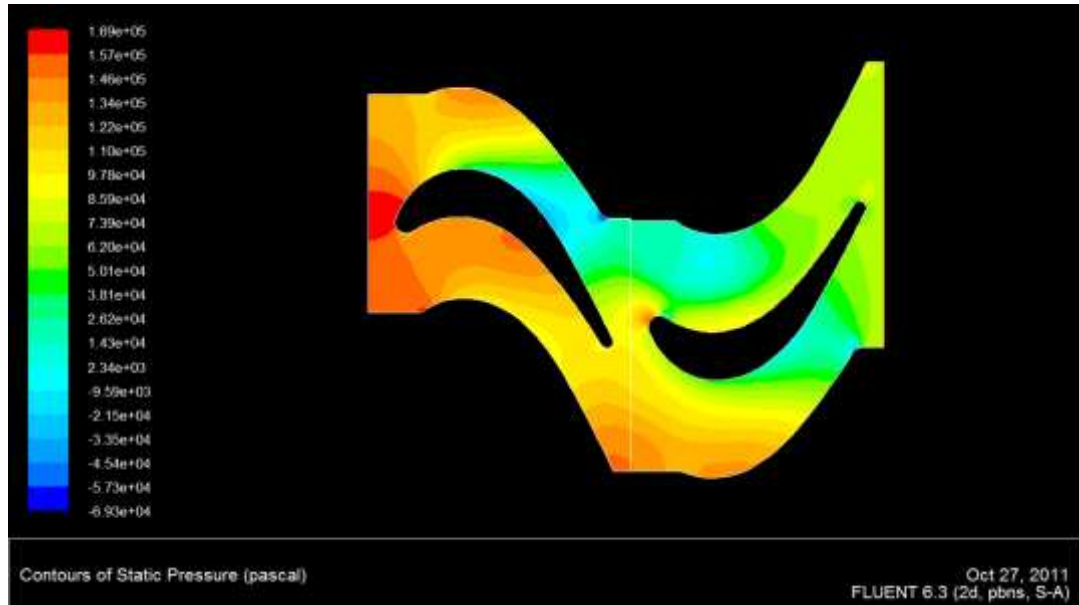
Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions
0	22367	45810	23588	1

Figura24.Enmallado



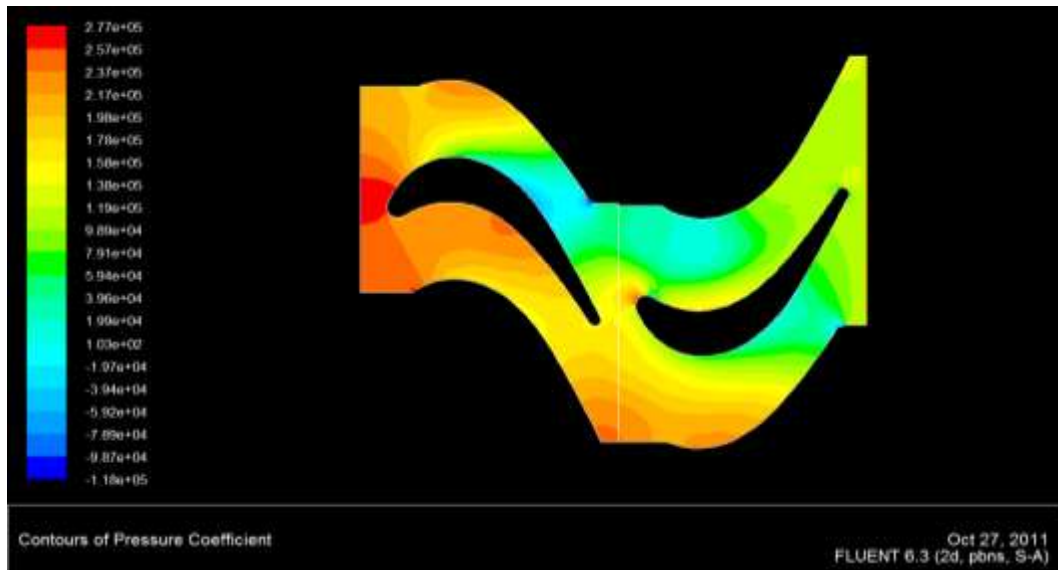
## 11.1.2. RESULTADOS SIN REFRIGERACION

Figura25. Presión estática



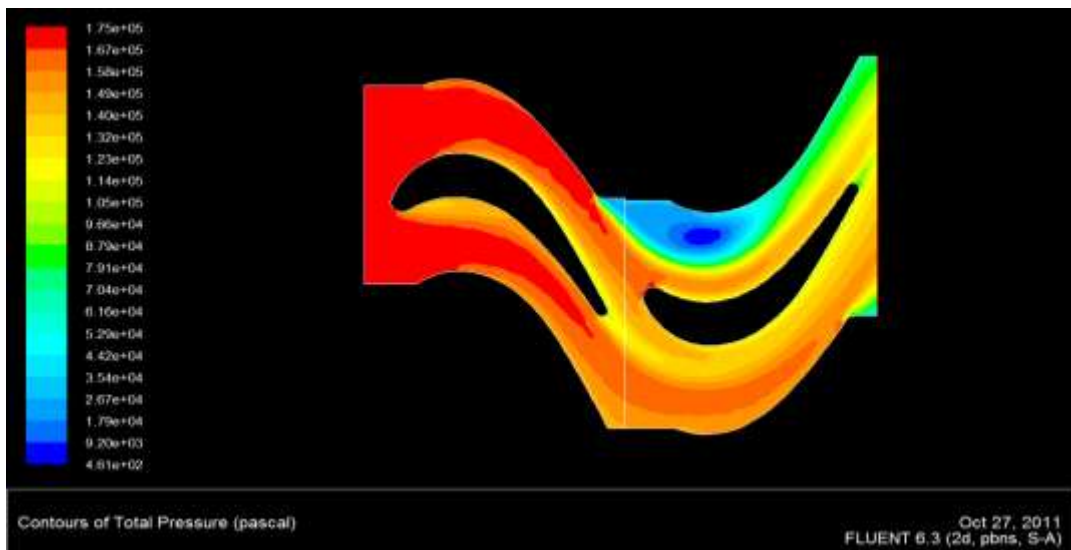
El aire que se desplaza por los extradós e intradós del perfil presenta una diferencia de presiones donde la presión estática en los extradós del estator es menor que en los intradós ya que la presión dinámica a la que en esta zona es alta pues la velocidad está aumentando en dicha zona; cuando la corriente incide sobre el borde de ataque de los intradós se produce una fuerza la cual es mayor, en cambio en los extradós se presenta zonas de presiones bajas ya que la velocidad aumenta pues las moléculas no presentan ninguna resistencia a moverse por esta razón, la viscosidad en esta zona es muy baja; en cuanto a la presión se observa que al llegar el fluido a la entrada del escalón la presión es máxima disminuyendo a través de la etapa lo que genera un gradiente de presión positivo ya que la presión con respecto a la dirección del movimiento va ir aumentando; además como se puede observar la presión estática se concentra en dos puntos, en el borde de ataque del perfil y en el intradós, alrededor del 45% de la cuerda del perfil donde se encuentran los puntos de estancamiento del gas; en estos puntos la densidad y la viscosidad del material aumentan cuando la velocidad tiende a cero. Estos serán los puntos más críticos estructuralmente para el perfil observando que en los extradós del perfil la presión es menor que en el intradós del perfil. Por consiguiente al atravesar el fluido por la etapa se observa que la presión va ir disminuyendo debido a la expansión del gas a través de la turbina produciendo trabajo transmitiendo así energía a través del eje causando el movimiento del compresor.

**Figura26. Coeficiente de presión**



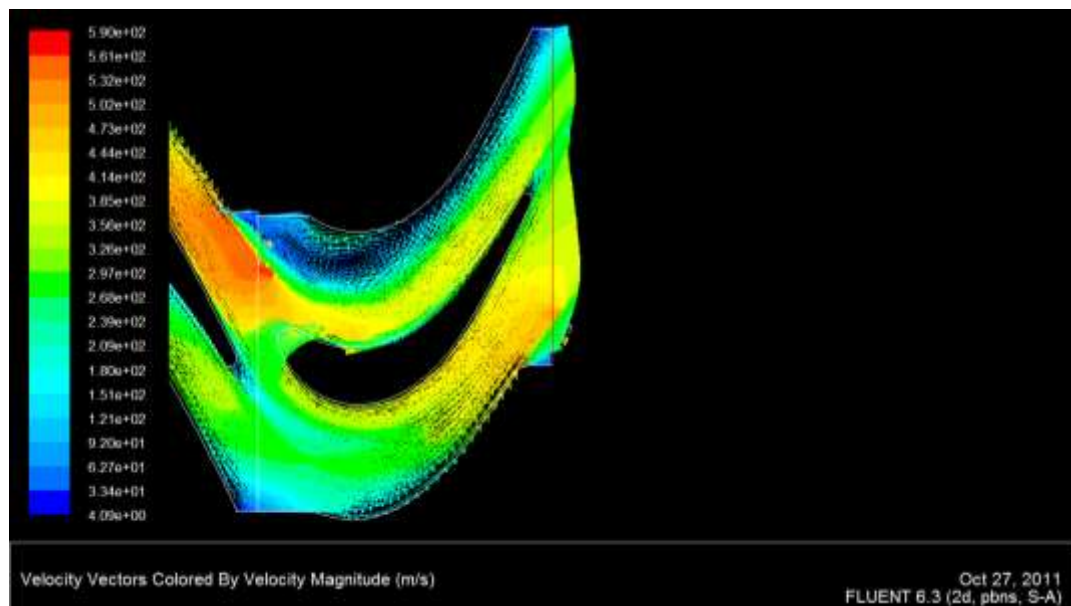
Se observa en la Figura 26 que al aumentar la temperatura a la entrada de la etapa incrementa a su vez la presión donde el fluido se expande al llegar a la etapa el cual está entregando un trabajo donde este a su vez es proporcional al grado de expansión y de temperatura presentado en la turbina, es decir, que cuanto mayor sea la presión y temperatura mayor será el trabajo mecánico que presenta el eje de la turbina. Al aumentar la temperatura en la turbina está aumentando la relación de compresión pues como este aire es el único medio que dispone el motor para refrigerar la turbina ya que de la zona que de donde sale el aire refrigerante debe tener la suficiente presión para que este pueda fluir por los circuitos que van hasta los alabes de la turbina.

**Figura27. Presión total**



Los gases calientes que entrega la cámara a la turbina presentan una distribución de temperatura alta, por ende la turbina debe soportar tanto los esfuerzos mecánicos como la elevada carga térmica. Al ser la temperatura tan alta en la zona de entrada de la turbina la practicabilidad aumenta es decir que la relación de trabajo útil con respecto al trabajo total disponible en la expansión está aumentando ; pero de todas maneras hay que tener en cuenta este rango de temperatura escogiendo la temperatura adecuada a la que pueda trabajar la turbina ya que puede influir negativamente en el rendimiento del grupo rotatorio de la turbina; además la relación de compresión está influyendo ITT ya que la energía calorífica que se presenta en el compresor se va transformar en potencia mecánica esto indica que el rendimiento termodinámico va incidir en esta.

**Figura28. Vectores de velocidad**

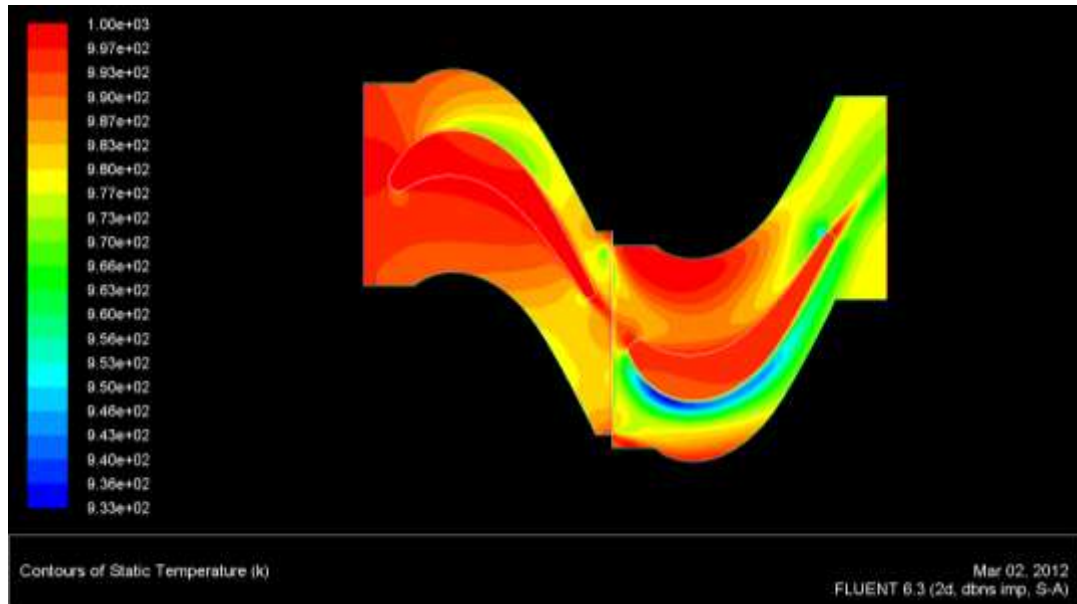


En esta gráfica se puede observar que no hay una gran separación de la capa límite, el fluido se adapta de forma correcta al alabe, por otro lado se puede determinar que con el uso de estos alabes y/o velocidad de rotación no se puede alcanzar el máximo empuje del motor ya que la componente de velocidad de salida de la etapa tiene componentes tangenciales, es importante recordar que la componente de velocidad debe ser axial ya que si no se incurriría en pérdidas de empuje debido a la posible recirculación del flujo.

## 11.2. METODO: CONVECCIÓN FORZADA

### 11.2.1. ALABE EN TITANIO

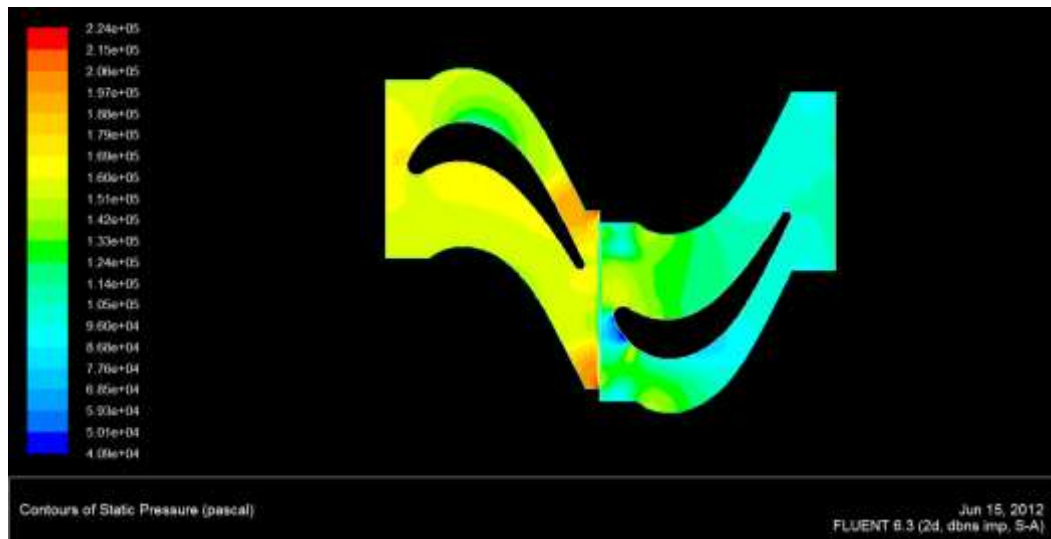
Figura 29. Temperatura estática



La temperatura a la entrada del estator es de 1000K donde coincide con los datos obtenidos del libro base Metodología de Diseño para Turboreactores de bajo flujo másico de Arnold Escobar Garzón; en la figura 29 se observa que existe un choque térmico en la parte del interface; en ese punto el material se está sometiendo a grandes temperatura lo que está causando un mayor coeficiente de dilatación ocasionando así la fundición del material. La temperatura a la salida del rotor es de 930k donde sigue siendo de igual manera muy alta; este resultado origina una necesidad de implementación de métodos de refrigeración para obtener un mejor rendimiento en la turbina.

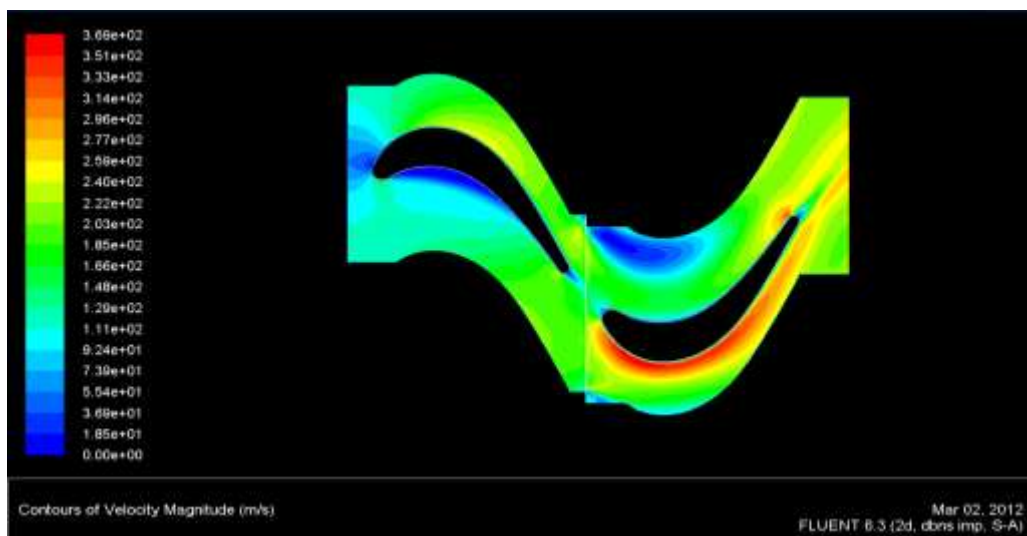
Debido al sistema de refrigeración implementado, la temperatura del flujo alrededor del rotor cambia de forma brusca ocasionando que la presión aumente.

**Figura 30. Presión estática**



En la figura 30 se observa un cambio de gradiente de presión a lo largo de la etapa; donde el aire penetra con una presión de  $1.69 \cdot 10^5$  Pa. En el interface unión del estator y rotor se observa que la presión no disminuye gradualmente sino que se encuentra con un cambio brusco de presión. Esto se puede corroborar con la gráfica anterior de temperatura ya que al producirse un choque térmico en esta zona y al aplicar el método de refrigeración en la parte del rotor origina que la presión disminuya súbitamente lo que ocasiona un aumento de velocidad como se puede observar en la gráfica 31; de igual forma se observa que en el rotor en la parte de los extradós se presenta una región de baja presión donde ejerce una fuerza centrífuga lo que causa que el alabe gire de forma centrífuga; en el cual esta zona va seguir disminuyendo la presión a lo largo del escalón

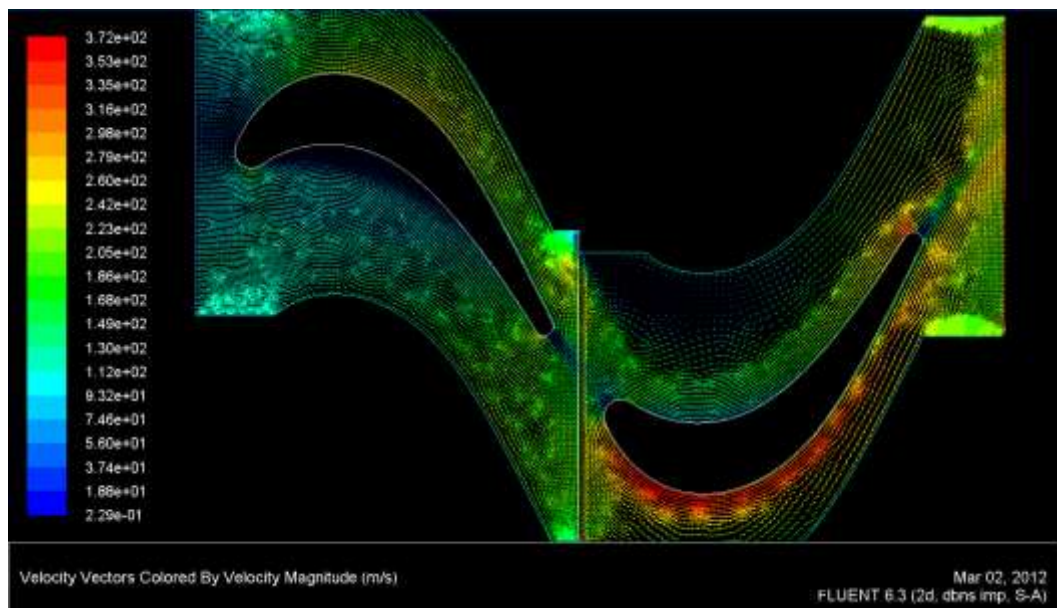
**Figura31. Magnitud de velocidad**





En la turbina está entrando aire a 130 m/s y la figura 31 muestra una velocidad diferente, es decir que el método usado no es el correcto; se observa que la velocidad en los extradós va ir aumentando a lo largo de la etapa donde al finalizar el escalón la velocidad es muy alta. El aire sobre el extradós del rotor es altamente acelerado causando la rotación de la turbina; la velocidad final del rotor concuerda con lo estipulado en el triángulo de velocidades obteniendo de manera gradual un buen resultado.

**Figura 32. Vectores de Velocidad**



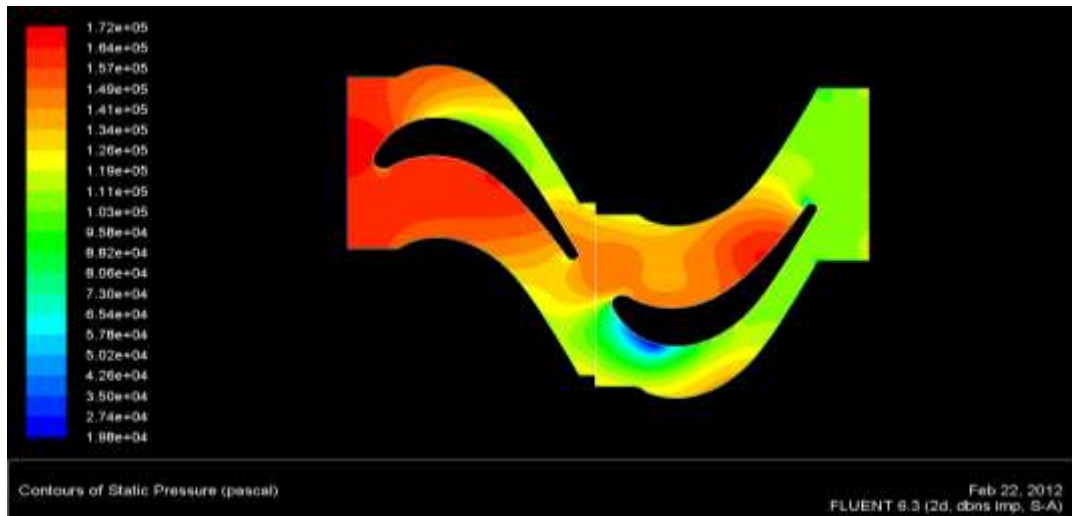
En la Figura 32 en los vectores de velocidad se observa un área de alta velocidad en la zona del extradós del perfil debido a la baja presión que se genera en esta zona y una de baja velocidad en los intradós del alabe.

También se puede ver que no se tiene un empuje máximo del motor debido a la recirculación del flujo ya que debería tener componentes de velocidad axiales.

### 11.2.2. ALABE EN ACERO

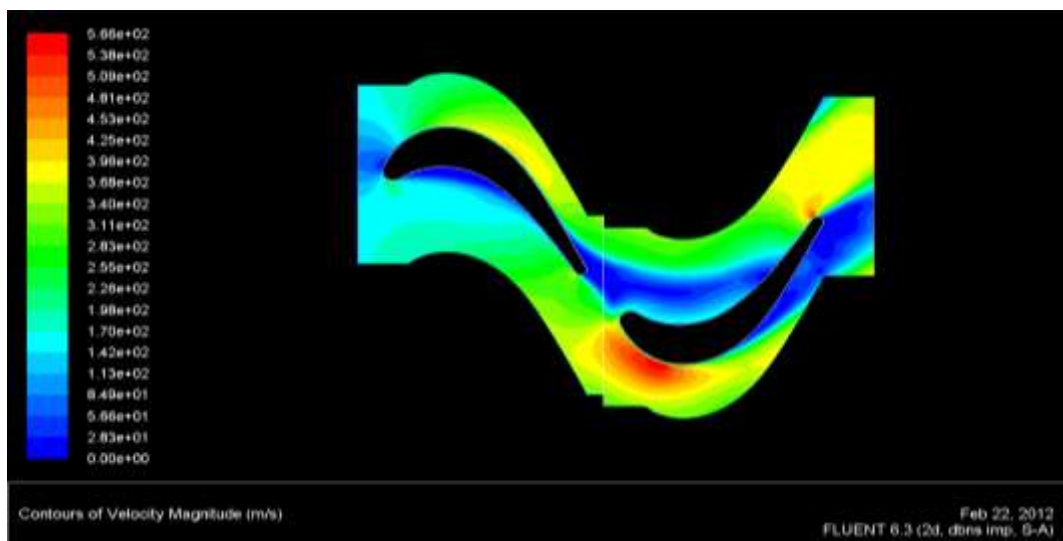
En esta simulación se va trabajar con Acero inoxidable, donde se compara los resultados obtenidos con la simulación anterior para así elegir el material final de la turbina.

**Figura33. Presión estática**



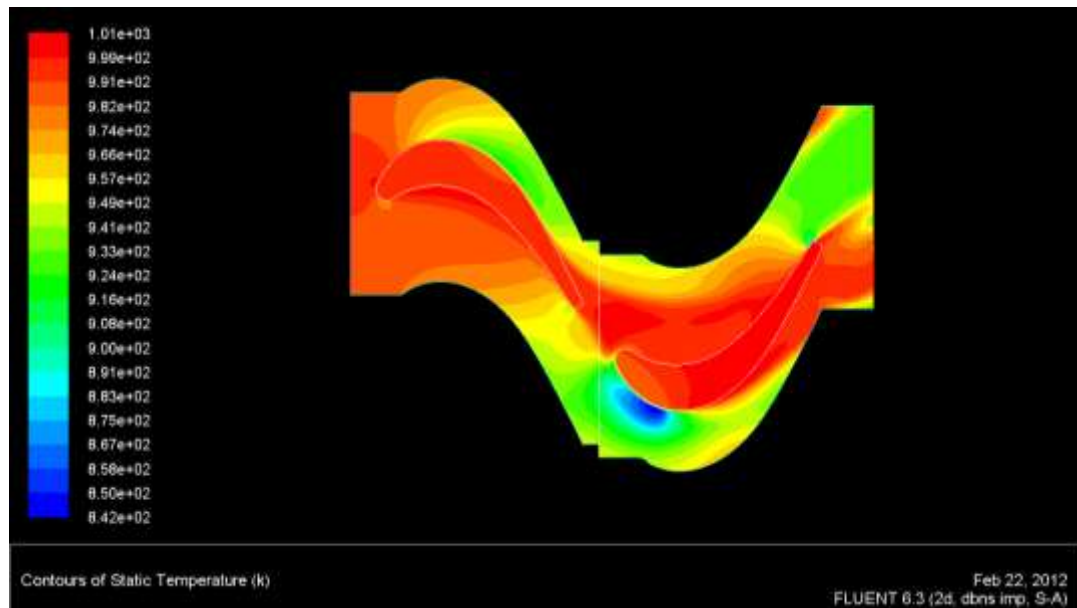
En la gráfica se observa que al simular con el material acero la presión desde el borde de ataque cambia gradualmente donde se presenta en los extradós una zona de baja presión de  $1.03 \cdot 10^5$  Pa en cambio en la simulación con titanio la presión predomina en gran parte del intradós del perfil; pero en esta como la presión está cambiando gradualmente no existe un cambio tan fuerte como sucede en la de titanio ya que la presión en el rotor de esta simulación es más alta especialmente en los intradós donde en los extradós se origina una menor presión; los puntos más críticos estructuralmente para el perfil están en la zona de los intradós; por ende al atravesar el fluido por la etapa se observa que la presión va ir disminuyendo debido a la expansión del gas a través de la turbina produciendo trabajo, transmitiendo así energía a través de él, causando movimiento del compresor y proporcionando cierto empuje al motor.

**Figura34. Magnitud de velocidad**



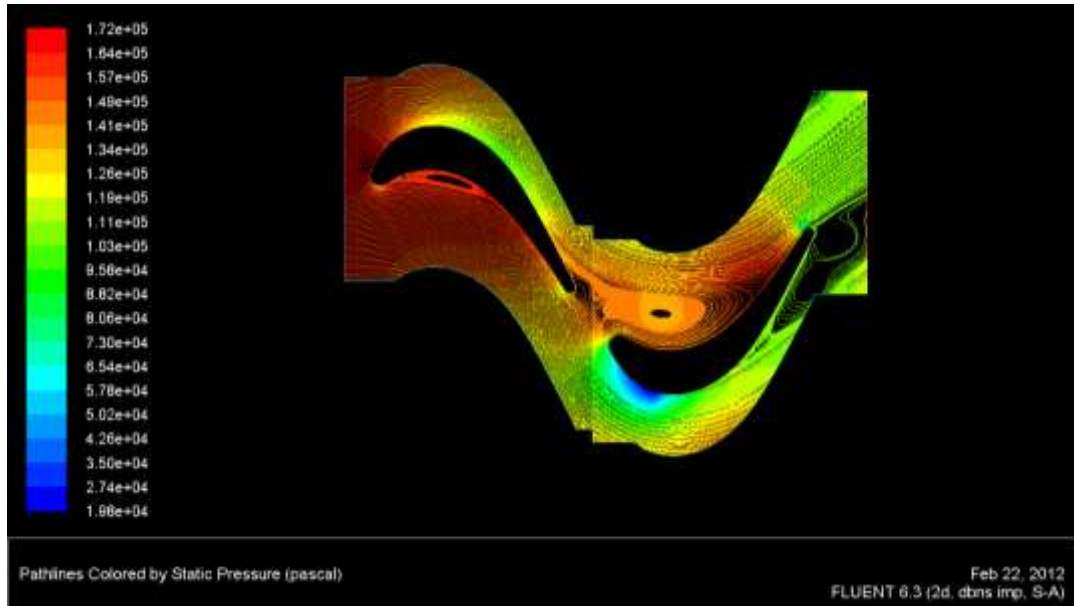
La velocidad de entrada es mayor al simular con acero que con Titanio, donde se observa que en el estator en la parte del intradós la velocidad es menor que en el extradós donde se forma una estela entre el estator y el rotor de baja velocidad lo cual incide en el aumento de presión y temperatura.

**Figura35. Temperatura estática**



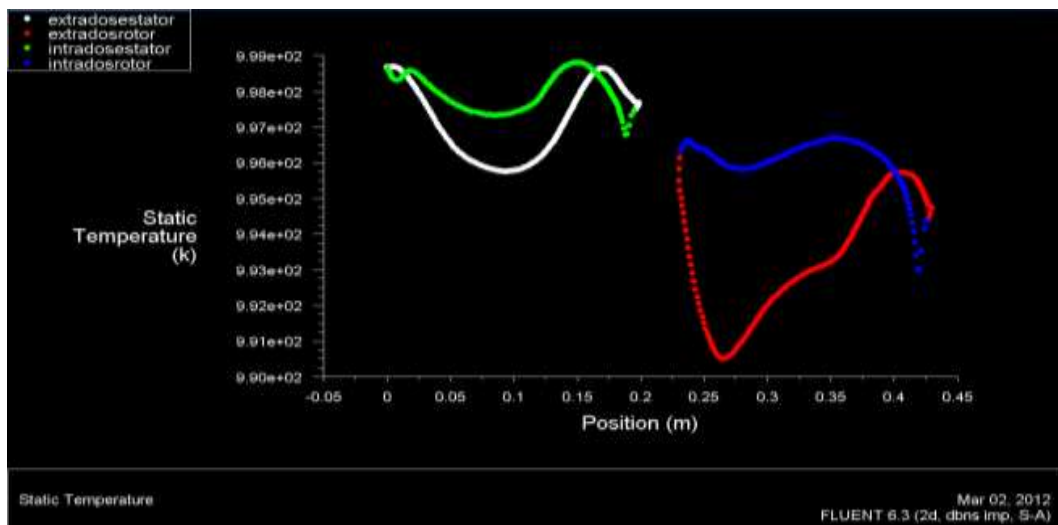
Se observa en la Figura 35 una disminución de temperatura a través de la etapa, con respecto a la gráfica de temperatura de Titanio; donde en los extradós del estator se genera una temperatura baja comparada con la temperatura que se observa en los intradós; después al observar la temperatura del rotor esta disminuye aún más en los extradós, especialmente en la zona del borde de ataque. Cuanto mayor sea la presión y la temperatura, mayor será el trabajo mecánico que presenta el eje de la turbina; al aumentar la temperatura en la turbina se esta incrementando la relación de compresión ya que en la zona de donde sale el aire refrigerante debe tener la suficiente presión para que este pueda fluir por circuitos que van hasta los alabes de la turbina.

Figura 36. Presión\_estática (Pathlines)



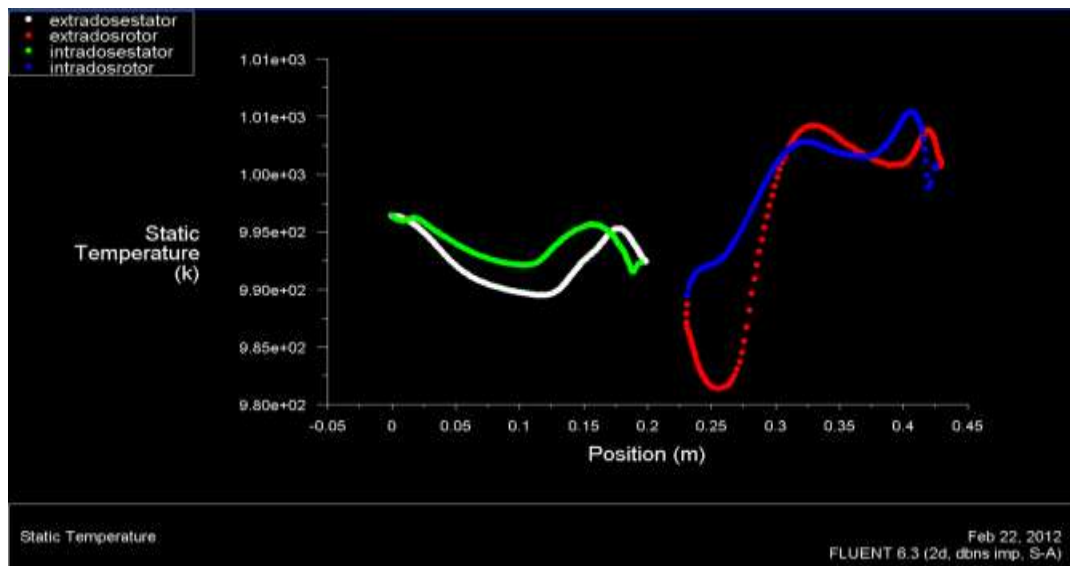
En esta gráfica se observa que en los extradós del perfil la presión disminuye debido a que la velocidad en dicha zona se está incrementando esto ocasiona que haya una pérdida de presión y un aumento de la misma en los intradós; ya que al corroborar con la Teoría de Perfiles el resultados obtenido es congruente con la simulación. La presión es directamente proporcional a la temperatura e inversamente a la velocidad por ende al incrementar la presión la temperatura aumenta y su velocidad disminuye por consiguiente la relación de compresión está influyendo sobre  $T_3$  ya que la energía calorífica que se presenta en el compresor se va transformando en potencia mecánica donde el rendimiento termodinámico está incidiendo en la temperatura a la entrada de la turbina.

Figura 37. Temperatura estática (Titanio)



En esta gráfica se observa la distribución de temperatura estática tanto en los extradós como en los intradós del rotor y el estator; de acuerdo a la Ley de Bernoulli y como se puede observar en la figura, se presenta una diferencia de presiones en el perfil ya que la presión es menor en los extradós que en los intradós, debido a que la velocidad desde el borde de ataque hasta el borde de salida va ir aumentando; en el intrado del perfil pasa lo contrario la velocidad disminuye debido al aumento de presión presentado en dicha zona; a partir de lo dicho anteriormente se dice que la presión estática originada en el estator y rotor es inversamente proporcional a la presión dinámica generada. Es decir que la diferencia de presiones es ocasionada por el diferencia de velocidad producido en el alabe donde si se cumple lo anterior la suma de la Presión estática y de la energía cinética con la que se mueve el fluido es constante.

**Figura38. Temperatura estática (Acero)**

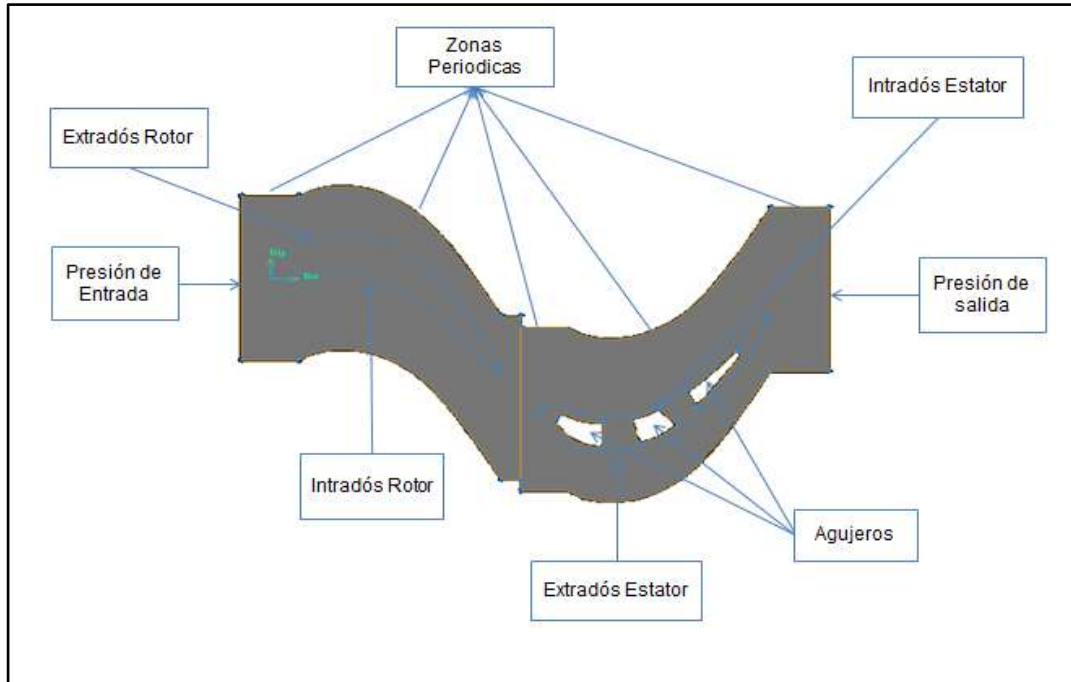


Se observa que el incremento de presión en los intradós es causado por efecto del aumento de la energía cinética presentada en esta zona, pero a diferencia de la anterior gráfica al modelar el alabe con acero la temperatura con relación a la de Titanio alcanza a disminuirse la temperatura una cantidad muy pequeña pero en el rotor la temperatura tiene un comportamiento extraño ya que a la entrada del perfil disminuye súbitamente la temperatura volviendo a subir abruptamente; es decir que es mayor la fuerza que se ejerce sobre el extrado ocasionando que la presión sea mayor mostrando una distribución de presiones diferente a la anterior ; es conclusión la operación del alabe no es la adecuada ya que se presenta turbulencia donde el fluido no puede seguir su trayectoria ocasionando pérdidas y desestabilización de la presión en el alabe.

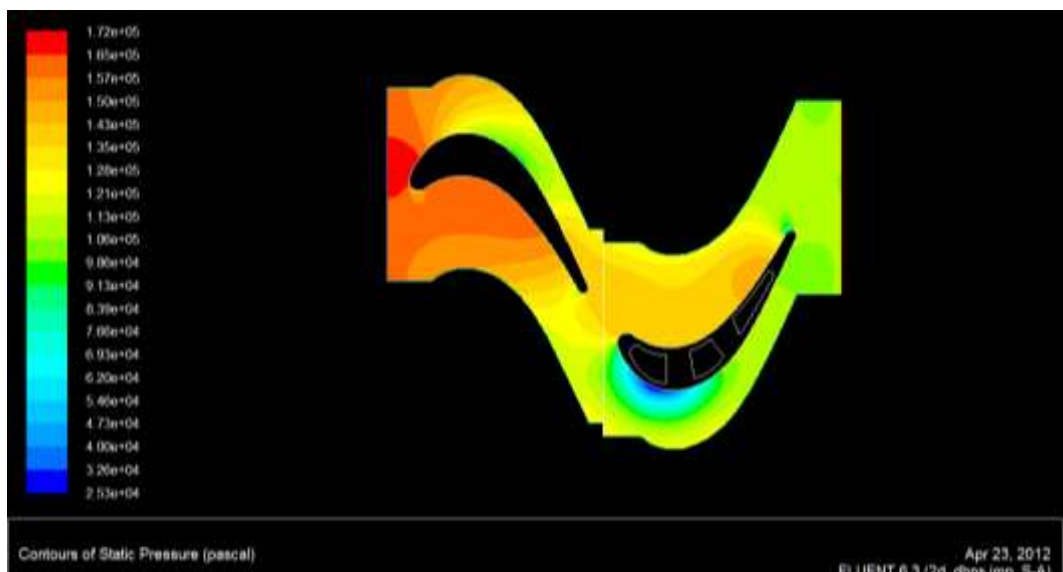
### 11.3. METODO: PELICULA REFRIGERADA

En la siguiente gráfica se muestran las condiciones de frontera identificando las condiciones de entrada, de salida, periódicas y paredes que existen dentro del sistema. En la Figura 39 se muestra alrededor de la geometría la distribución de las condiciones de contorno:

**Figura39. Condiciones de frontera**

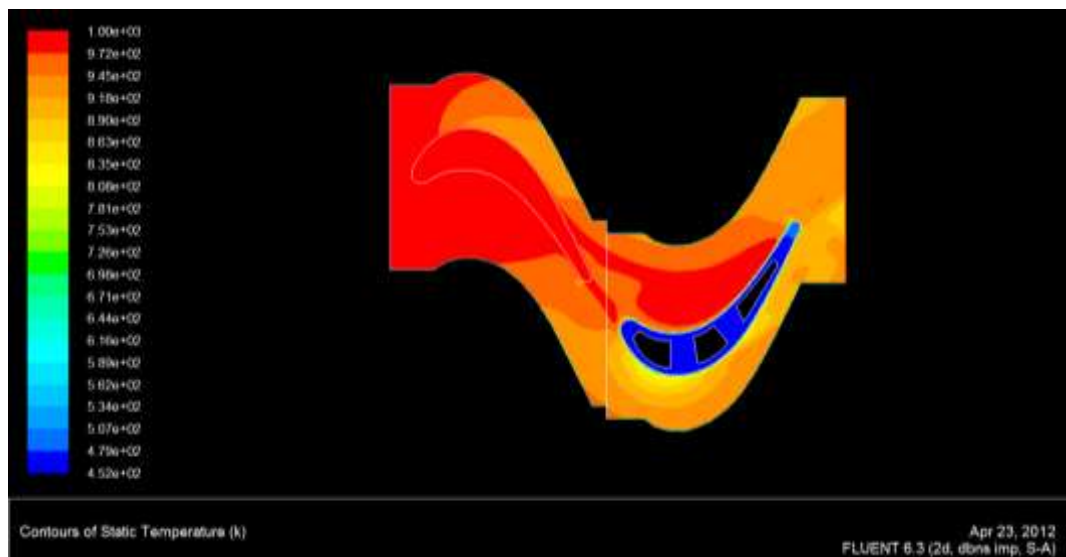


**Figura40.Presión Estática**



El gas al entrar a la etapa de la turbina viene con una energía cinética la cual se convierte en energía potencial, donde el fluido experimenta un cambio de velocidad a presión; en esta gráfica se observa que la presión va disminuyendo gradualmente a través de la etapa la cual inicia con una presión a la entrada del estator de  $1,72 \cdot 10^5 \text{Pa}$  hasta una presión en el borde de salida del rotor de  $9,13 \cdot 10^4$ ; donde en la zona del extrado del rotor el fluido se acelera produciendo una disminución de presión estática a medida que la velocidad del fluido aumenta, en cambio en el intrado del rotor las partículas del fluido se mueven más despacio donde su viscosidad es alta lo que origina un incremento de presión; esta diferencia de presiones produce una fuerza centrífuga la cual origina el momento par del rotor.

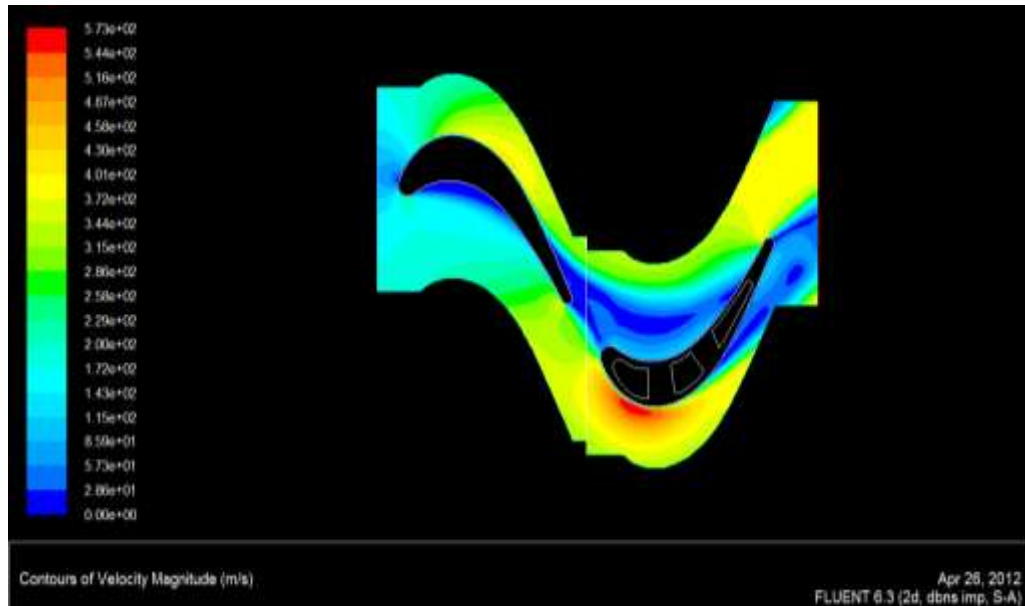
**Figura41.Temperatura Estática**



Se observa en la Figura 41 que tanto el estator como el rotor se someten a altas temperaturas donde el ITT siendo la temperatura a la entrada del estator de 1000k, ya que el gas de la cámara de combustión sale con una temperatura muy alta la cual al llegar al rotor disminuye gracias al método de refrigeración aplicado en éste; a causa del aire que sangra, el compresor llega con una temperatura menor y una presión más alta que la que tiene el gas; este aire llega a las paredes de los orificios donde el mecanismo de transmisión de la interface fluido-sólido corresponde a la conducción el cual produce una transferencia de energía del fluido que reside a menor temperatura al alabe que está a mayor temperatura en que la conductividad térmica (k) es de  $0.0000135 \text{ W/Mk}$ ; posteriormente se origina dentro de los orificios una transferencia de calor por convección y por efectos de velocidad, la temperatura se disminuye considerablemente donde el calor se disipa a través de los orificios del alabe a causa del aire de refrigeración que circula por su interior presentándose un mayor gradiente de temperatura lo que causa una transferencia de calor superior pues a mayor velocidad con la que el fluido impacte sobre la superficie del rotor, la temperatura disminuirá hasta 452 k; la implementación de este

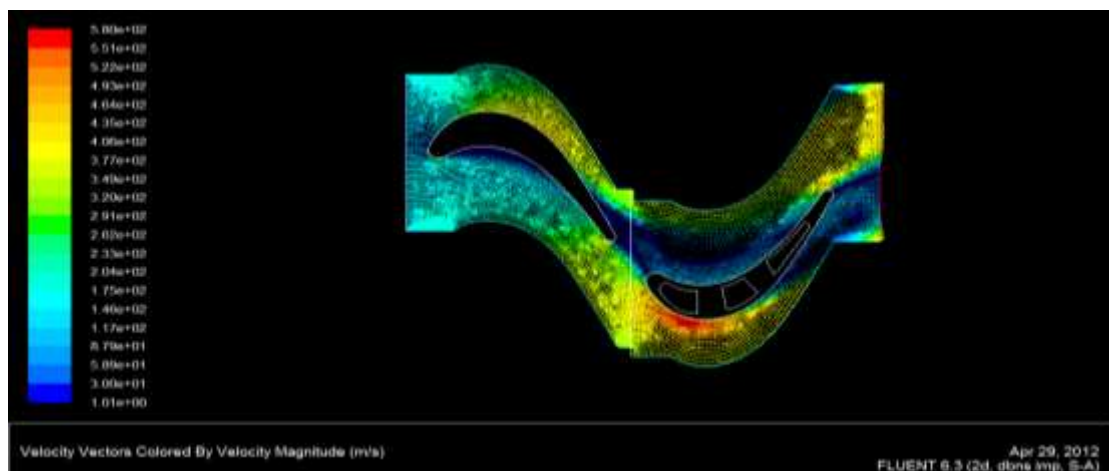
método de refrigeración ocasionó un mayor rendimiento, potencia y practicabilidad en el motor es decir una incremento entre el trabajo útil y el total disponible en la expansión; evitando sobrecalentamientos locales en el alabe y la disminución de tensiones mecánicas en el rotor.

**Figura 42. Velocidad**



En la Figura 42 se observa que la disminución de velocidad en el intrado del rotor es debido al aumento de presión sobre dicha superficie, además la viscosidad en esta zona es alta lo que produce que todas las partículas del fluido que se mueven se están desacelerando; en el borde de ataque del extrado del rotor la velocidad va disminuyendo a medida que va fluyendo el gas donde al llegar al borde de salida la aceleración del fluido es muy baja.

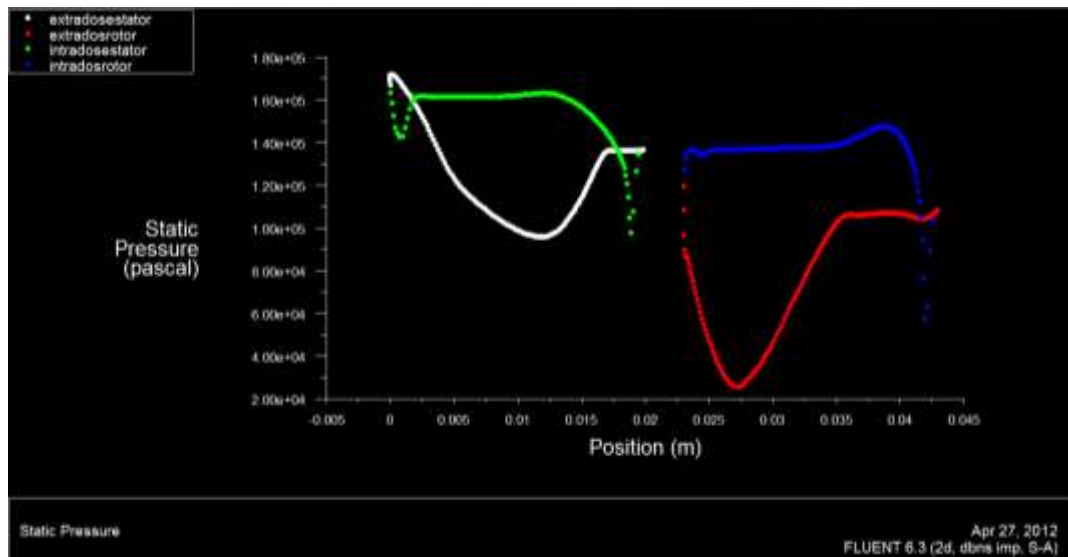
**Figura43. Vectores de Velocidad**





Se observa que en el borde de fuga del álabe se presenta una baja velocidad debido a que su forma circular del borde de fuga genera vórtices que aumentan la presión y disminuyen la velocidad, donde las partículas del fluido actúan como un efecto torbellino causando que el gas se vuelva cada vez más lento; en el intrado del estator se presenta una zona de baja velocidad debido al desprendimiento de la capa límite en la región próxima al borde de ataque ya que la curvatura del perfil es muy pronunciada para la baja velocidad que se está presentando a la entrada de la etapa; el triángulo de velocidades se puede ver a lo largo de la etapa en dirección y no en magnitud ya que la velocidad de la simulación es diferente a la velocidad que se impuso; bajo el extrado del rotor se presenta la región de mayor velocidad en toda la etapa de turbina lo que indica que este componente contribuya en mayor medida al aumento de velocidad del aire.

**Figura44. Presión Estática**

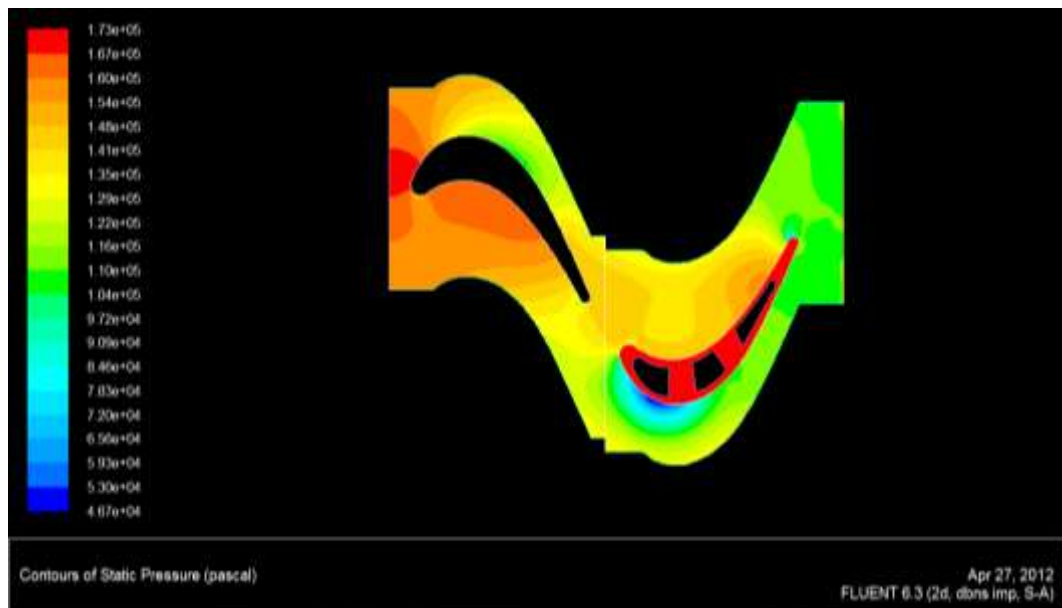


Se observa la distribución de presión en los extradós e intradós del estator y rotor de la turbina; como se enuncia en la teoría de perfiles aerodinámicos se puede observar que las zonas de alta presión se encuentran en los intradós ya sea del estator o del rotor, y las zonas de baja presión se localizan en los extradós de los mismos; esto se debe al diferencial de velocidad que se produce en la parte superior e inferior del alabe donde demuestra que si una partícula aumenta su velocidad en los extradós del perfil su presión disminuirá comprobándose así el teorema de Bernoulli, ya que el aire se mueve con una presión y con una densidad determinada a una velocidad donde la suma de la presión y energía cinética con la que se mueve el fluido es constante es decir que a medida que la presión estática aumenta en los intradós su presión dinámica disminuirá.

Se puede concluir en esta figura que el alabe está operando en condiciones normales. Pero según la misma, este perfil aerodinámico se podría mejorar ya que se está presentando separación de la capa límite en los intradós del estator y del rotor ocasionando pérdidas de presión a la salida de los alabes.

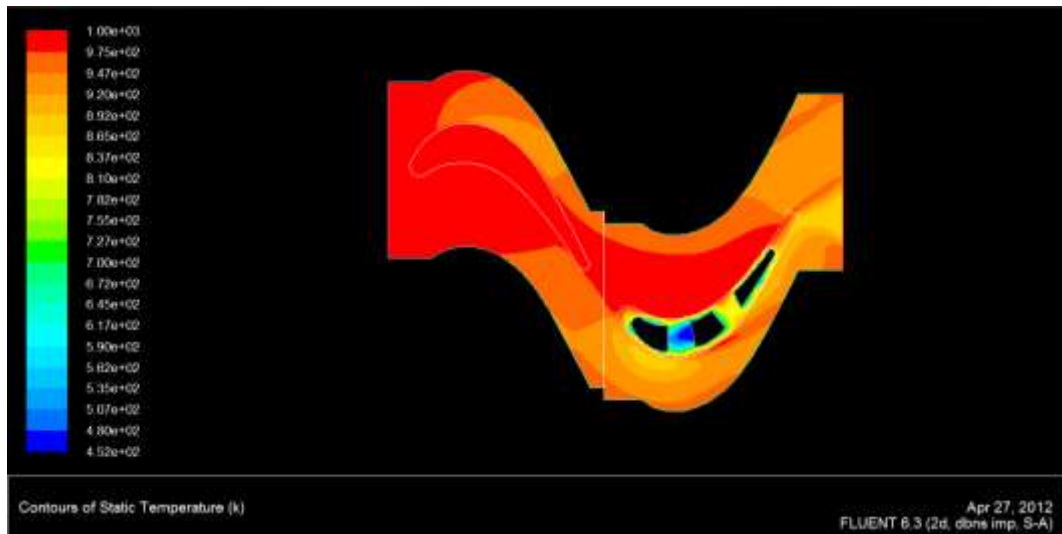
#### 11.4. MÉTODO: POROSO

Figura45.Presión Estática



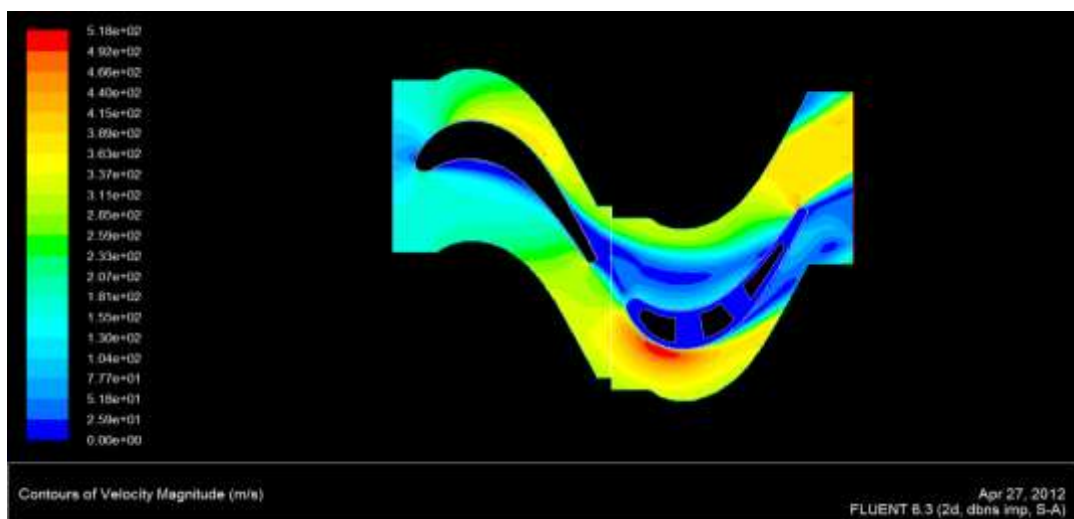
La refrigeración de este método es poco practica pues el aire sangrado del compresor está llegando con muy poca velocidad ocasionando que el ITT en el perfil se incremente pues en esta zona no se está recirculando el aire; también se puede observar un punto de baja presión en el borde de ataque debido al aumento de velocidad en esta región además hay una zona de alta presión que esta sobre los intradós, distancia que existe entre el rotor y el eje de la turbina. Localmente en la region del estator, la presion minima se encuentra en los extrados, se observa en el borde de fuga del perfil un punto de baja presión pues a medida que se agrega velocidad la presion va ir disminuyendo en el cual al llegar el gas a los extrados del rotor la presion cambia abruptamente especialmente en el borde de salida mostrando una zona de baja presión, donde en los intrados la presion es aun mayor por la diferencia de presiones originado en el perfil.

**Figura46. Temperatura Estática**



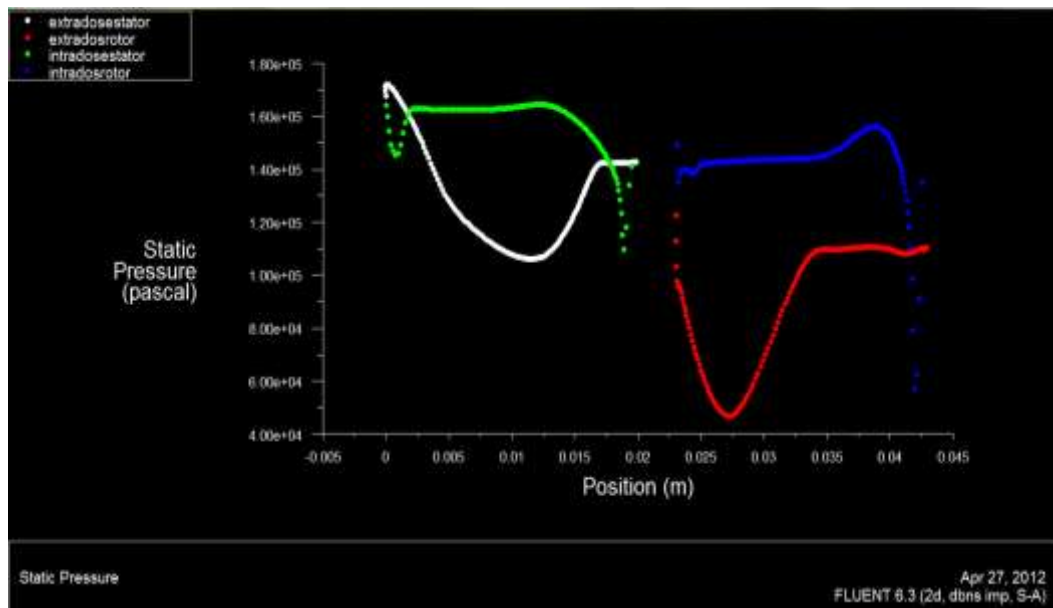
El flujo másico que llega a la turbina no es el adecuado a causa de que éste no logra adquirir la velocidad con la presión suficiente para la refrigeración del perfil, donde la temperatura del flujo al salir del estator, no disminuye lo esperado pues la geometría del alabe no cumple con los requerimientos de diseño donde se evidencia que el método poroso no están satisfactorio como el método de convección; también se debe tener suficiente presión para que los alabes de la turbina sangren aire con la suficiente presión. También se observa que en el borde de ataque hay una presión muy alta donde el álabe está sometido a esfuerzos de termo-fluencia por las altas temperaturas en la que está operando el alabe donde al aplicar este método de refrigeración la fluencia del material y la fatiga térmica del material disminuye.

**Figura47. Velocidad**



A medida que el aire atraviesa la sección de paso va disminuyendo la velocidad, en el cual el flujo al llegar a la etapa de la turbina se acelera hasta alcanzar la velocidad requerida; en el borde de salida del rotor debería aumentar la velocidad pero debido a geometría y viscosidad presentada en el borde de salida se acelera muy poco el gas; en los intradós del alabe se presenta una baja velocidad debido a que la forma redonda del borde de fuga genera vórtices que aumentan la presión y disminuye la velocidad.

**Figura48. Presión Estática**



En esta gráfica se observa que la presión disminuye en los extradós del perfil debido al diferencial de velocidad que ocurre tanto en rotor como en el estator; donde a diferencia del método anterior el alabe se está refrigerando muy lentamente, debido a esto la temperatura a la que está el perfil es superior al método por convección lo que implica que el alabe se someta a mayor esfuerzos mecánicos causando mayor carga térmica en el alabe.

En la refrigeración por película aplicada en el rotor produce la formación de aire originando una película sobre el extrado e intrado del rotor de tal forma que incida sobre la pared interna del alabe donde el impacto del aire proporciona un buen intercambio de calor y aunque reduce el gradiente de temperatura este método no es el adecuado ya que se pierde rápidamente la transferencia por lo esto para que este método sea más eficaz tiene que tener una elevado periodo de repetición para la inyección de aire en cada agujero; además el aire que se utiliza en este método de refrigeración tiene que llegar al rotor con una presión elevada para su mayor éxito.

En las simulaciones la cuales se aplicaron el método poroso se establece una película de aire continua sobre la pared del intrado y extrado del rotor pero la implementación de este métodos es poco satisfactorio ya que el material poroso fabricado es muy costoso y la uniformidad de la película es muy poca y la presión de aire con la que llega al rotor posee una baja velocidad lo cual produce un mayor tiempo de refrigeración.

En cambio en la convección forzada, el aire circula por el alabe lo cual permite un mayor intercambio de calor aplicado a una sección dada, donde la implementación de refrigeración en el alabe mejora transmisión de calor en el coeficiente de transmisión de calor y disminuye el coeficiente de pérdida de calor; donde fue el escogido ya que el aire refrigera el rotor con mayor velocidad lo que permite que la operación del motor aumente en muy poco tiempo, además ocasiona una buena distribución de presión en el extrado e intrado del estator y rotor de la turbina donde el diferencial de velocidad que se produce en la parte superior e inferior del alabe demuestra que si una partícula aumenta su velocidad en los extradós del perfil su presión disminuirá donde se puede concluir en esta figura que el alabe está operando en condiciones normales.

## 12. COMPARACIÓN DE DATOS

Cálculos térmicos y de dinámica de gases Motor Base (Arnold)  
Parámetros.

- ITT: 1000 K
- Relación de Compresión  $\pi_c$ : 1.6
- Material: Acero Inoxidable 304

**Tabla 8. Motor Base**

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s	FN =	0,05 kN	
amb		288,15	101,325		TSFC =	48,1869 g/(kN*s)	
1	0,158	288,15	101,325		FN/W2 =	315,86 m/s	
2	0,158	288,15	100,312	0,160	Prop Eff =	0,0000	
3	0,158	336,76	160,499	0,108	eta core =	0,0832	
31	0,141	336,76	160,499		WF =	0,00241 kg/s	
4	0,143	1000,00	155,684	0,174	s NOx =	0,02826	
41	0,151	968,00	155,684	0,180	XMB =	0,5486	
49	0,151	923,78	125,857		A8 =	0,0014 m <sup>2</sup>	
5	0,159	896,97	125,857	0,226	P8/Pamb =	1,2173	
6	0,159	896,97	123,340		WBld/W2 =	0,01000	
8	0,159	896,97	123,340	0,231	Ang8 =	20,00 °	
Bleed	0,002	336,76	160,500		CDS =	0,8987	
-----					W_NGV/W2 =	0,05000	
P2/P1 =	0,9900	P4/P3 =	0,9700	P6/P5 =	0,9800	WCL/W2 =	0,05000
Efficiencias:	isent	polytr	RNI	P/P		Loading =	100,00 %
Compressor	0,8500	0,8596	0,990	1,600		e45 th =	0,87228
Burner	0,9999			0,970		far7 =	0,01537
Turbine	0,8900	0,8874	0,369	1,237		PWX =	0,00 kW
-----							
Spool mech Eff	0,9999	Nom Spd	202007 rpm				
-----							
hum [%]	war0	FHV	Fuel				
0,0	0,00000	43,124	Generic				

**Tabla 9. Temperatura máxima de servicio del Acero Inoxidable**

Grado	Intermitente (°C)	Continuo (°C)
304	870	925
309	980	1095
310	1035	1150
316	870	925
321	870	925
410	815	705
416	760	675
420	735	620
430	870	815
2111HTR	1150	1150

Se puede observar según las simulaciones que el método más efectivo es el de refrigeración por convección forzada, ya que este sistema es el que mejor se comporta de acuerdo a los resultados obtenidos; además hay que tener en cuenta que el método de refrigeración poroso, es algo difícil de aplicar a esta turbina de acuerdo a su tamaño.

Se implementará un acero inoxidable 310 ya que su temperatura máxima de operación constante es de 1150 K; valor por debajo de la temperatura de entrada de turbina seleccionada después de aplicar el método de refrigeración. Además hay que tener en cuenta que los métodos de refrigeración solo se aplican a los rotores, ya que son los que están soportando las fuerzas rotacionales, esfuerzos de flexión, de tensión, de carga del gas y además de deformación térmica. El estator solo se encarga de dirigir los gases de acuerdo al grado de reacción determinado por el diseñador, motivo por el cual solo se debe garantizar que el material soporte la temperatura de operación del gas a la entrada del mismo.

A partir del método de refrigeración implementado en el rotor se eligió el material del alabe: acero inoxidable 310 el cual trabaja con una temperatura de 1150 K donde se realizarán nuevamente los cálculos térmicos y de dinámica de gases para mejorar el rendimiento generado en el motor. Este material es escogido ya que soportará altos esfuerzos térmicos y mecánicos producidos en la etapa donde se obtendrá una mayor vida útil; la deformación va ser insignificativa ya este tipo de acero tiene propiedades óptimas las cuales se oponen a la deflexión del material generando una resistencia a la termo-fluencia.

Parámetros.

- ITT: 1150 K
- Relación de Compresión  $\pi_c$ : 1.6
- Material: Acero Inoxidable 310

**Tabla10. Motor Escogido**

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRatd kg/s			
amb		288,15	101,325		FN	=	0,06 kN
1	0,158	288,15	101,325		TSFC	=	54,0338 g/(kN*s)
2	0,158	288,15	100,312	0,160	FN/W2	=	379,63 m/s
3	0,158	336,76	160,499	0,108	Prop Eff	=	0,0000
31	0,141	336,76	160,499		eta core	=	0,0874
4	0,143	1150,00	155,684	0,192	WF	=	0,00325 kg/s
41	0,152	1126,53	155,684	0,199	s NOx	=	0,02826
49	0,152	1117,37	130,593		XMB	=	0,6030
5	0,160	1082,52	130,593	0,241	A8	=	0,0014 m²
6	0,160	1082,52	127,981		P8/Pamb	=	1,2631
8	0,160	1082,52	127,981	0,246	WBld/W2	=	0,01000
Bleed	0,002	336,76	160,500		Ang8	=	20,00 °
P2/P1 = 0,9900 P4/P3 = 0,9700 P6/P5 0,9800					CD8	=	0,9057
Efficiencias: isentr polytr RNI P/P					W_NGV/W2	=	0,05000
Compressor		0,8500	0,8596	0,990	WCL/W2	=	0,05000
Burner		0,9999		0,970	Loading	=	100,00 %
Turbine		0,8900	0,8879	0,300	e45 th	=	0,87574
Spool mech Eff 0,9999 Nom Spd 202007 rpm					far7	=	0,02072
					PWX	=	0,00 kW
-----							
hum [%]	waz0	FHV	Fuel				
0,0	0,00000	43,124	Generic				
Input Data File:							
C:\Program Files (x86)\GasTurb\GasTurb11\Demo_jet.CYJ (modified)							

La temperatura de entrada de la turbina va ser directamente proporcional a la relación de compresión ya que se está aumentando la temperatura del aire de salida del compresor por ende si la relación de compresión aumenta, el aire que recibe la cámara de combustión va a sufrir un incremento de temperatura y por esto la energía calorífica para obtener T3t es menor y en consecuencia de esto recibirá menos combustible, el aumento de la relación de compresión y de la temperatura de entrada de turbina produce que la presión aumente a través de la etapa y por consiguiente la expansión que se tendrá en la turbina será mayor pero debido a la refrigeración aplicada en el rotor la disminución de calor se introduce en el ciclo reduciendo la velocidad lo cual reduce el empuje específico en una cantidad mínima donde las pérdidas de calor serán inapreciables y en esto el alabe se somete a menores esfuerzos causando una menor carga térmica donde la operación del motor va hacer la adecuada pues su eficiencia aumenta en gran medida aprovechando al máximo la capacidad calorífica generada en la cámara de combustión. Entonces el comportamiento termodinámico permite un mejor rendimiento debido que al manejar el sistema de refrigeración por convección se puede aumentar la temperatura lo que produce un incremento de la capacidad de trabajo y vida útil de la turbina disminuyendo la ruptura del material; además de esto la geometría y distribución de los orificios en el perfil causa una mejor distribución de aire donde actué de manera adecuada y exitosa en el rotor.

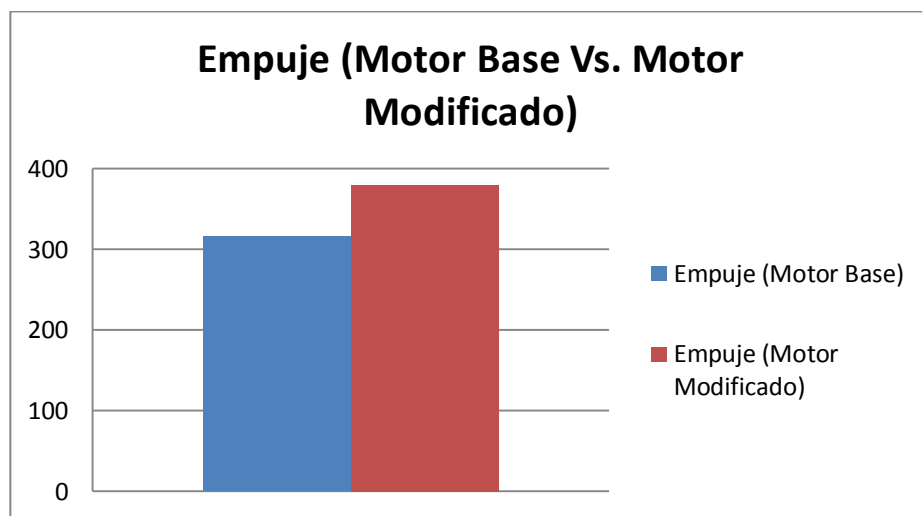
Debido a las propiedades del material utilizado y aún más a la gran potencia que se obtiene a raíz de la temperatura a la entrada de la turbina donde el gas de salida posee la suficiente energía potencial causa que la presión sea mayor a la atmosférica gracias a estos la adición de calor al aire comprimido, el trabajo de expansión del gas sea superior al trabajo necesario para la



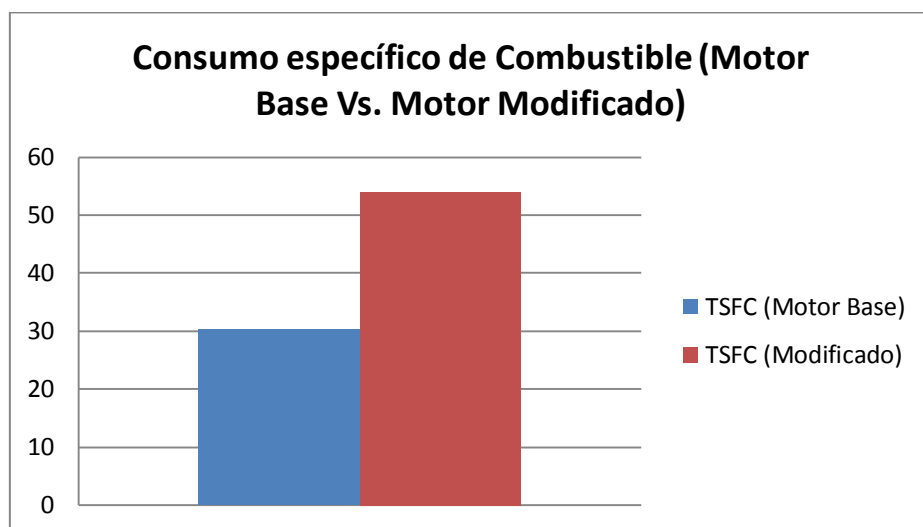
compresión del aire del compresor; al aplicar este método la fatiga del material será menor ya que los esfuerzos aplicados en el alabe serán menores gracias a la refrigeración por convección aumentando la vida del material ya que el número de ciclos se incrementara; donde por más que se aumente la temperatura a la entrada de la turbina y que esta se someta a un prolongado tiempo el grado de termo-fluencia va ser menor ya que el sistema de refrigeración no permite que el material se deforme donde la ruptura del material será difícil alcanzarlo.

## HISTOGRAMAS

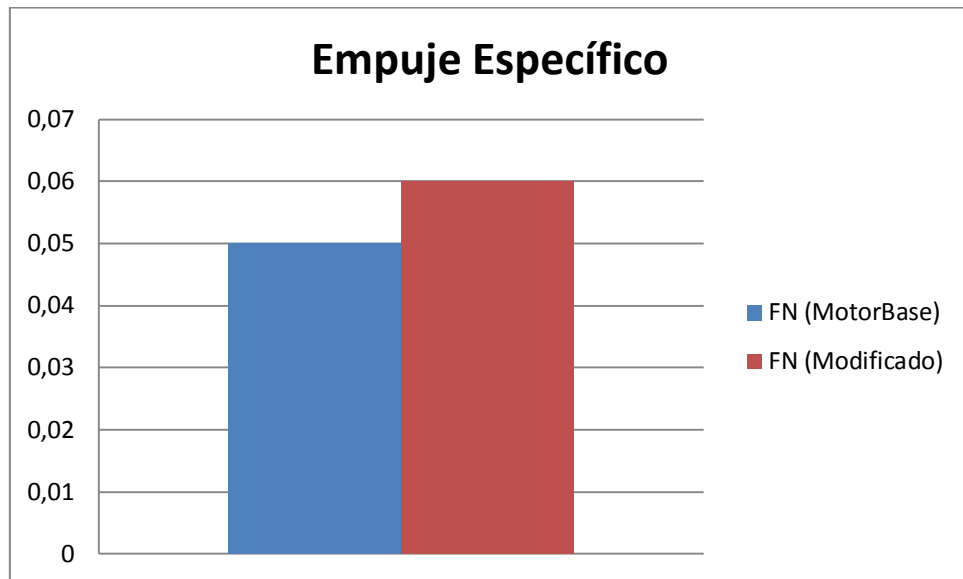
**Figura 49. Empuje(Motor Base Vs. Motor Modificado)**



**Figura 50. Empuje y Consumo específico de Combustible (Motor Base Vs. Motor Modificado)**



**Figura 51. EMPUJE NETO (FN)**



De acuerdo a las gráficas anteriores el empuje del motor base es de 315.86 Ns/kg y del motor modificado corresponde a 379.63Ns/kg donde como se puede observar al aumentar la temperatura de entrada de la turbina el incremento del empuje es de 16.85%.

El consumo de combustible del motor base es de 0.223681 Kg/HN y el del motor modificado es de 0.193871 Kg/hN; en el que se evidencia que este disminuye en un 14.49% ya que la energía química necesaria para obtener la temperatura a la entrada de la turbina va ser menor produciendo una disminución de consumo de combustible específico.

El empuje específico del motor base es de 0.05 kN y la del motor modificado es de 0.06 kNmostrando un incremento de 16.67%; produciendo un aumento de velocidad lo cual incide notablemente en el empuje del motor.

METODO DE CONDUCCIÓN				
TITANIO			ACERO	
ZONA	extrados	intrados	extrados	intrados
VELOCIDAD(m/s)	$3,69 \cdot 10^2$	$1,11 \cdot 10^2$	$4,81 \cdot 10^2$	$1,70 \cdot 10^2$
TEMPERATURA ESTÁTICA (K)	$9,50 \cdot 10^2$	$9,87 \cdot 10^2$	$8,50 \cdot 10^2$	$9,91 \cdot 10^2$
PRESION (Pa)			$3,50 \cdot 10^4$	$1,34 \cdot 10^5$

PELICULA REFRIGERADA		
ZONA	extrados	intrados
VELOCIDAD(m/s)	$4,87 \cdot 10^2$	$8,59 \cdot 10^1$
TEMPERATURA ESTÁTICA (K)	$8,08 \cdot 10^2$	$8,35 \cdot 10^2$
PRESION (Pa)	$4 \cdot 10^4$	$1,43 \cdot 10^5$
Temperatura Total en el rotor	$4,52 \cdot 10^2$	

METODO POROSO		
ZONA	extradós	intradós
VELOCIDAD(m/s)	$4,92 \cdot 10^2$	$1 \cdot 81^2$
TEMPERATURA ESTÁTICA (K)	$9,20 \cdot 10^2$	$1 \cdot 10^3$
PRESION (Pa)	$7,20 \cdot 10^4$	$1 \cdot 54^5$
Temperatura Total en el rotor	$7,55 \cdot 10^2$	

En las anteriores tablas se encuentran las comparaciones donde se muestran los diferentes parámetros a los que opera el rotor de acuerdo al sistema de refrigeración aplicado en la misma; donde se observa que al confrontar los datos con el motor base MTC1 se reduce enormemente la temperatura y por ende la presión: en el método de conducción disminuye 50 grados en de película refrigerada (convección forzada) 200 grados y el método poroso 80 grados; corroborando que el mejor método es: convección forzada ya que este método no es tan complejo lo que produce una fácil construcción y un costo de producción bajo; además a raíz de la implementación de este método la temperatura a la entrada de la turbina puede aumentar lo que origina un incremento en el empuje y un aumento de consumo de combustible ; la implementación de dicho método de refrigeración no permite que el material se deforme donde la ruptura del material será difícil alcanzarlo ya que se produce una resistencia a la fluencia lo cual origina mayor vida útil evitando la termo-fluencia en el alabe.

### **13. CONCLUSIONES**

- 1.** Los cálculos térmicos sirvieron como base para desarrollar todos los parámetros iniciales de la micro-turbina.
- 2.** El método de refrigeración implementado por convección forzada fue escogido ya que este método no es tan complejo lo que produce una fácil construcción y el aumento de temperatura necesario para ocasionar un mayor trabajo útil y un buen rendimiento del motor, logrando una mejor operación del mismo.
- 3.** Al realizar la comparación de los cálculos térmicos del motor base y del motor modificado se observa que tanto el empuje como el consumo de combustible aumenta ya que al manejar temperaturas altas el SFC se incrementa.
- 4.** El método de refrigeración implementado por convección forzada fue escogido ya que éste no es tan complejo, lo cual facilita el proceso de fabricación. Adicionalmente, al compararlo con otros métodos de refrigeración, se logra reducir hasta 200°C la temperatura, lo cual mejora la operación de la turbina.
- 5.** Incrementando el ITT se aumentará el consumo específico de combustible ya que la energía calorífica necesaria para aumentar la temperatura dentro de la cámara de combustión será mayor que en el motor base.
- 6.** El proyecto está sujeto a una verificación experimental, ya que lo expuesto anteriormente no ha sido validado con datos reales, por lo que se recomienda hacer un estudio más detallado de los fenómenos térmicos causados por la disminución de temperatura del método de refrigeración seleccionado.

## 14. BIBLIOGRAFIA

ANTONIO. Esteban Oñate, Pag.210. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de aviones.

ARNOLD ESCOBAR GARZÓN, Metodología de Diseño para Turborreactores de bajo flujo másico

H COHEN GFC ROGERS HIH SARAVANAMUTTOO, gas turbine theory, 4th edition, 1996.

JOHN H. LIENHARD IV, JOHN H. LIENHARD V, A heat transfer textbook, 3th edition, 2008.

LIBRO-FUNDAMENTALS OF AERDYNAMICS JHON ANDERSON

LIBRO-GAS TURBINE THEORY SARAVANAMUTTO

VAN WYLEN, fundamentos de termodinámica, segunda edición, 2007

PDF, Cuadro 2, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

PDF, Redes de las mallas, Transparencias\_master\_ing\_termica.pdf.

PDF, [http:// www.wearcheckiberica.es/boletinmensual/pdfs/caso\\_real.pdf](http://www.wearcheckiberica.es/boletinmensual/pdfs/caso_real.pdf)

PDF, Ingeniería y Desarrollo Universidad del Norte.8:89-98,2000.pdf

<http://www.scribd.com/doc/18403014/TURBINAS>

<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3718/fichero/Parte+I%252FCapitulo+3.pdf>

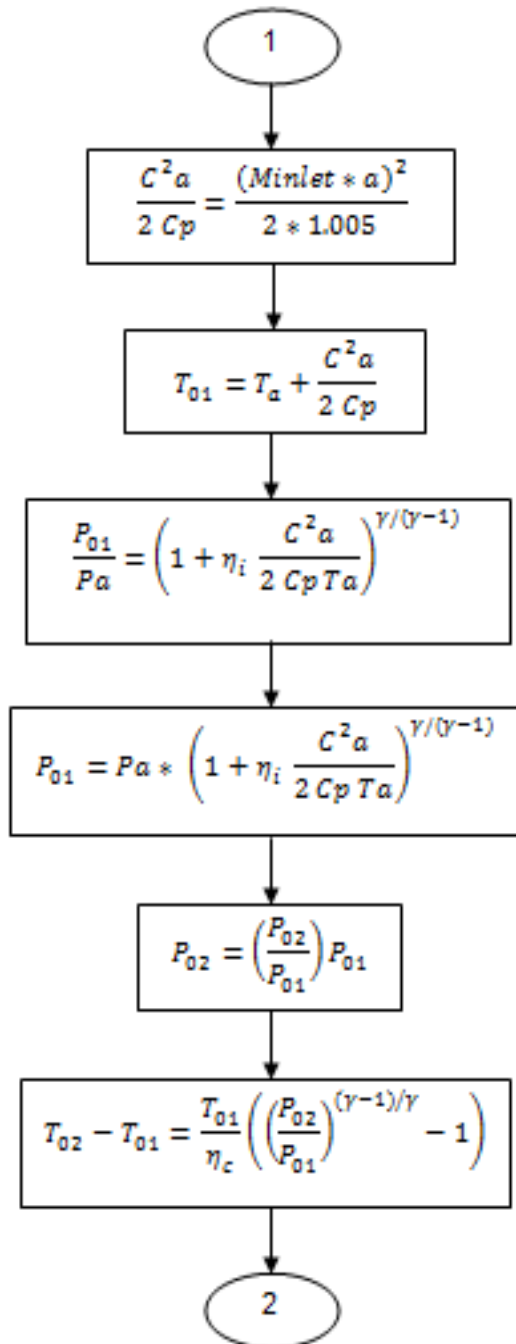
[http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d\\_156.html](http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html).

[http://es.wikipedia.org/wiki/Perfil\\_alar](http://es.wikipedia.org/wiki/Perfil_alar)

<http://libros.redsauce.net/Turbinas/Gas/PDFs/05Tgas.pdf>

## ANEXOS

### Anexo A. Diagrama de Flujo



2

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

$$T_{03} - T_{04} = \frac{C_{pa}(T_{02} - T_{01})}{C_{pg}\eta_m}$$

$$T_{04} = T_{03} - \left( \frac{C_{pa}(T_{02} - T_{01})}{C_{pg}\eta_m} \right)$$

$$P_{03} = P_{02} \left( 1 - \frac{\Delta p_b}{P_{02}} \right)$$

$$T'_{04} = T_{03} - \frac{1}{\eta_t} (T_{03} - T_{04})$$

$$P_{04} = P_{03} \left( \frac{T'_{04}}{T_{03}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

3



3

$$\frac{P_{04}}{P_0} = \pi_{c4}$$

$$\frac{P_{04}}{P_c} = \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{\eta_j} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\right)\right)^{\gamma/(\gamma-1)}}$$

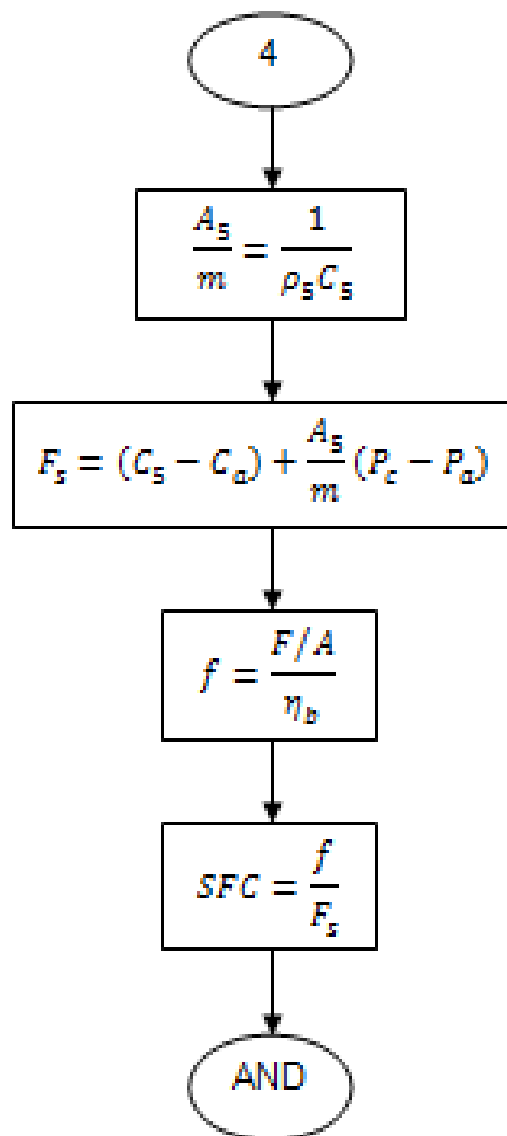
$$T_3 = T_c = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right) T_{04}$$

$$P_3 = P_c = P_{04} \left(\frac{1}{P_{04}/P_c}\right)$$

$$\rho_3 = \frac{P_c}{RT_c}$$

$$C_3 = (\gamma RT_c)^{\frac{1}{2}}$$

4



## Anexo B. Ecuaciones

1. Temperatura a la entrada del compresor

$$T_{01} = T_a + \frac{C^2 a}{2 C_p}$$

2. Como sabemos debe existir una compresión total en el motor para que se genere la mezcla estequiometrica de aire de combustible completa y perfecta. Para que esto suceda tenemos una compresión dinámica en la entrada del motor y una compresión mecánica hecha por el compresor. En la toma de entrada del motor van a existir perdidas energéticas del flujo de aire que ingresa a este, debido a la fricción que se genera contra las paredes y de las ondas de choque que se disipan en forma de calor. Por consiguiente tenemos un coeficiente de perdida de presión el cual lo utilizamos en la siguiente ecuación.

$$P_{01} = P_a * \left( 1 + \eta_i \frac{C^2 a}{2 C_p T_a} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

3. Conociendo la presión de entrada del compresor y la relación de compresión dada por el diseñador, se hallara el valor de la presión a la salida del compresor. Donde existe una relación directamente proporcional entre la relación de compresión y la presión a la salida del compresor. Esto significa que entre mayor se tenga idealizada una relación de compresión mayor será la presión a la salida del compresor, esto viene dado por el numero de etapas del compresor. La presión a la entrada del compresor nunca puede ser mayor que a la salida esto implicaría que el compresor no esta generando cambios de presión y que al contrario esta en perdidas.

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

4. La temperatura en la segunda estación depende principalmente de la temperatura a la entrada del compresor y del trabajo generado por el compresor el cual va a depender de los posibles valores de rendimiento de este, manejando la constante de aire.

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

5. La presión total a la salida de la cámara de combustión va a ser proporcional a la presión total a la salida del compresor, en donde el coeficiente de pérdida de presión en la cámara de combustión va a estar ligada al grado de calentamiento del aire en la cámara las pérdidas hidráulicas y al número mach, el cual se selecciona por medio de datos experimentales.

$$P_{03} = P_{02} \left( 1 - \frac{\Delta p_b}{P_{02}} \right)$$

6. La temperatura detrás de la turbina va depender de la temperatura de la salida de la cámara de combustión, donde al aumentar la temperatura a la entrada de la tobera T4, se incrementará el trabajo realizado por la turbina.

$$T_{04} = T_{03} - \left( \frac{C_{pa}(T_{02} - T_{01})}{C_{pg}\eta_m} \right)$$

7. Ya hallado el grado de expansión en la turbina se obtendrá la presión detrás de esta

$$P_{04} = P_{03} \left( \frac{T'_{04}}{T_{03}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

8. El grado de expansión de la tobera de salida está determinado por la relación entre la presión en la tobera y la presión atmosférica de la siguiente manera

$$\frac{P_{04}}{P_a} = \pi_{c4}$$

9. Cuando la presión a la salida de la tobera es igual a la presión atmosférica la expansión que se genera en el gas es completa. Por la siguiente ecuación conocemos el valor de la velocidad de salida de los gases

$$C_5 = (\gamma R T_c)^{\frac{1}{2}}$$

10. Se obtiene la ecuación que determina la temperatura en la tobera de salida.

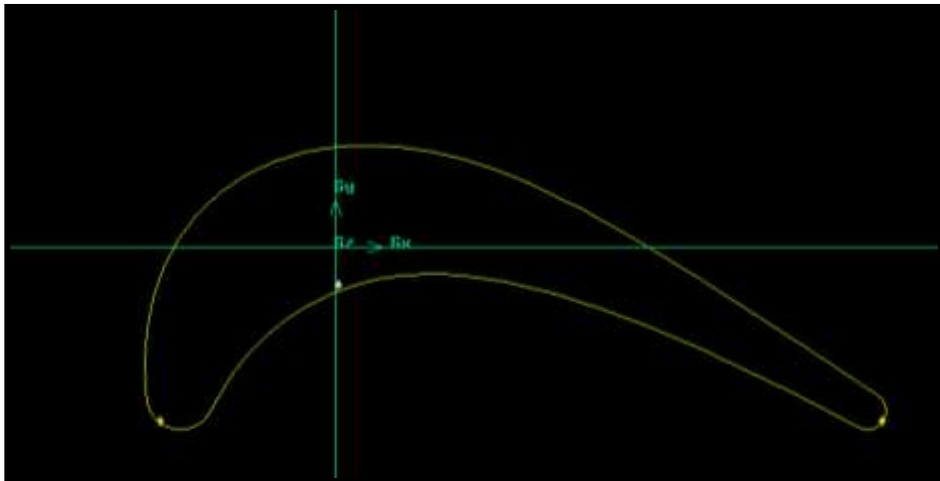
$$T_5 = T_c = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right) T_{04}$$

11. El Consumo de combustible específico está determinado por el empuje específico y la relación de combustible y de aire.

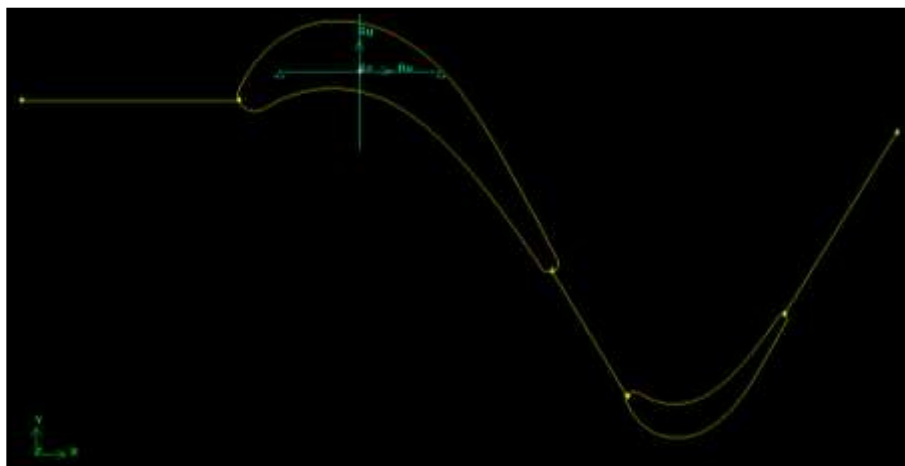
$$SFC = \frac{f}{F_s}$$

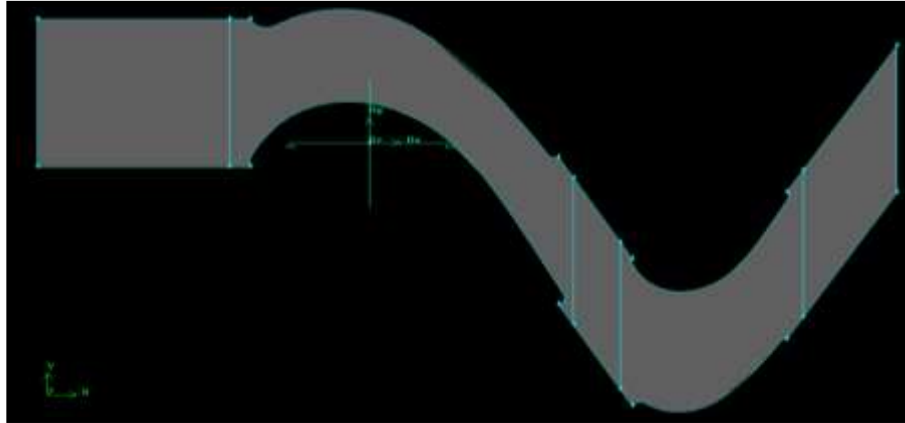
## Anexo C. Geometría Perfiles

Al obtener las variables que inciden en el diseño de la etapa se genera una geometría en GAMBIT usando las condiciones de entrada y de salida de la etapa con el fin de realizar el enmallado; ya que dependiendo de la malla los resultados dados por FLUENT serán mas exactos; en este caso se utilizó el perfil planteado en el libro DISEÑO DE UNA MUCROTURBINA *Arnold Escobar*; en donde se exportaron los puntos a gambit , utilizando una cuerda (c) de el rotor de 13.54mm y en el estator una cuerda (c) de 27,27mm, al manejar una sola etapa se asume un ángulo de entrada de estator  $\alpha_1=0$  lo que significa que la entrada de flujo en la etapa es completamente axial; en cambio a la salida se tiene un ángulo de  $\alpha_3=10^\circ$  por el grado de turbulencia presentado al final de la etapa.

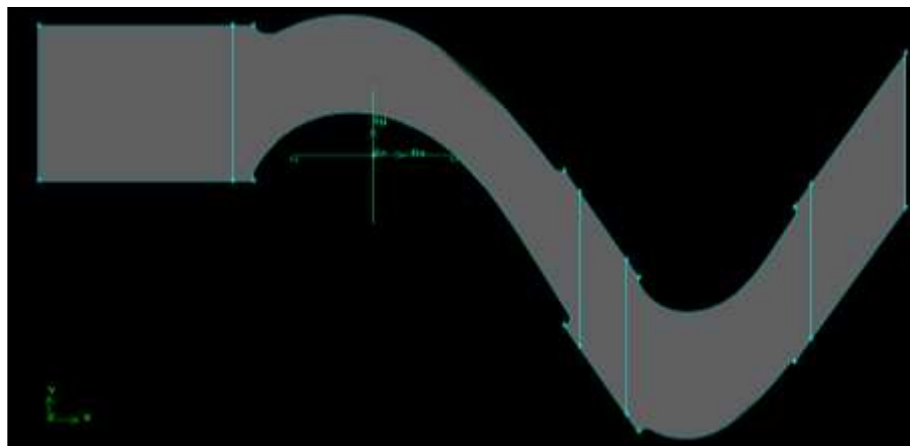


En base al triángulo de velocidades de la etapa, se establecieron los ángulos de la corriente de el gas; dando como resultado  $\beta_2=27.73^\circ$ ,  $\alpha_2=60.61^\circ$ ,  $\beta_3=54.97^\circ$ ,  $\alpha_3=10^\circ$ ; con estos datos se dibuja el triángulo de velocidades en gambit tanto de el estator como de el rotor como se muestra en la figura.

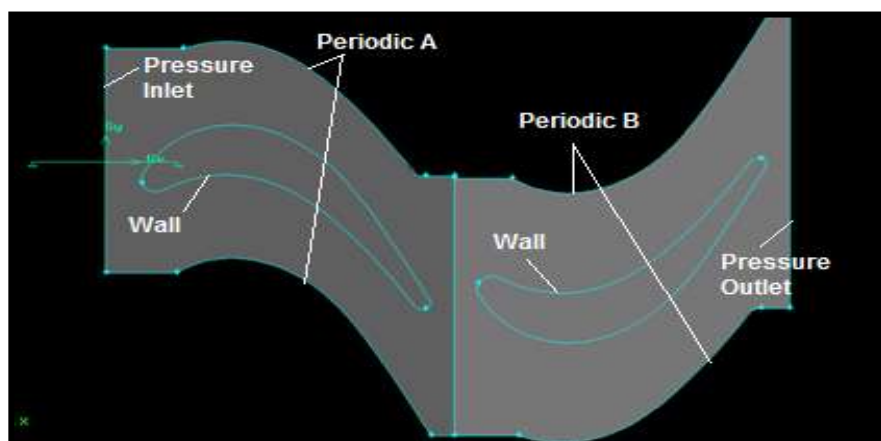




En la siguiente figura se definen las condiciones de contorno identificando las entradas, las salidas, las paredes, y las condiciones periódicas manejadas en el proceso.



### Condiciones periódicas

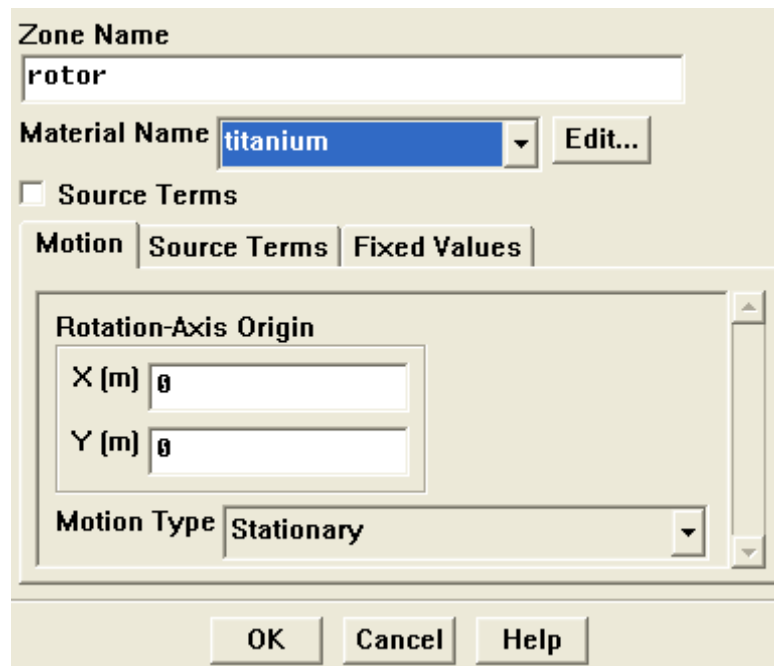


Al colocar una condición periódica significa que en flujos la geometría hecha en gambit se generara como un espejo duplicando la geometría deseada; donde se podrá observar la distribución de las condiciones de contorno alrededor de estar el reflejo que se obtiene a partir de una imagen.

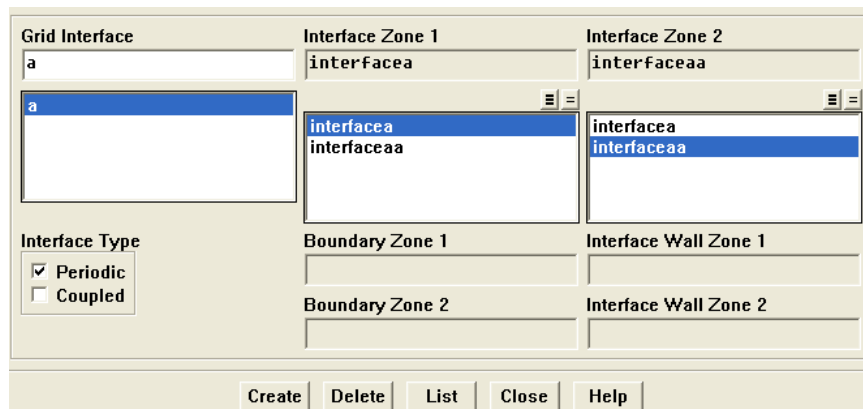
## Anexo D. Procedimiento para simulaciones

En esta simulación se va a trabajar con un material llamado Titanio; donde el modelo se encuentra establecido en una escala a milímetros. A continuación se observa el desarrollo en Fluent para llegar a obtener dichas simulaciones.

1. Se importa la malla desde Gambit donde se escala con el objetivo de presentar las medidas del alabe real.



2. Se crea una relación de interface entre el aire del rotor y el estator para permitir una multiplicación periódica de los alabes.



3. Se chequea la malla para confirmar que no hay errores; después se determina el tamaño de la malla: cantidad de celdas, cantidad de caras y cantidad de nodos.



### Grid Size

Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions
0	23096	47164	24216	1

4 cell zones, 22 face zones.

4. Inmediatamente se define el modelo a realizar escogiendo la opción de *Density-based* ya que la velocidad a la que se esta sometiendo el perfil tiene en cuenta los efectos de compresibilidad del donde esta elección refleja el cambio de densidad en el sistema. En esta parte se eligió la opción *Implicita* la cual nos va permitir resolver de una manera mas rápida el problema; el tiempo que se maneja es estable es decir que no se produce ninguna variación de las propiedades en el transcurso del tiempo; se escogió el modo *celdas básico* ya que es el modelo básico, el cual nos va dar un resultado mas rápido pues este se interpola entre los centros de las celdas.

**Solver**

Pressure Based  
 Density Based

**Formulation**

Implicit  
 Explicit

**Space**

2D  
 Axisymmetric  
 Axisymmetric Swirl  
 3D

**Time**

Steady  
 Unsteady

**Velocity Formulation**

Absolute  
 Relative

**Gradient Option**

Green-Gauss Cell Based  
 Green-Gauss Node Based  
 Least Squares Cell Based

**Porous Formulation**

Superficial Velocity  
 Physical Velocity

OK Cancel Help

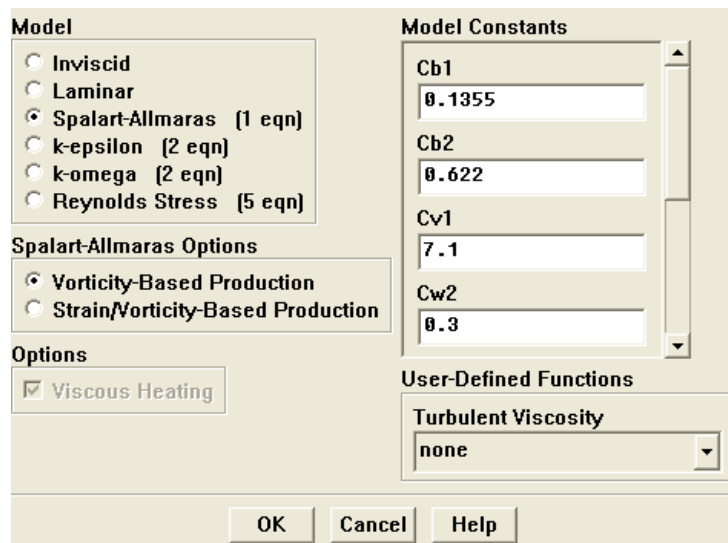
5. Al programar la ecuación de la energía se tiene cuenta la transferencia de temperatura dentro del sistema a manejar.

**Energy**

Energy Equation

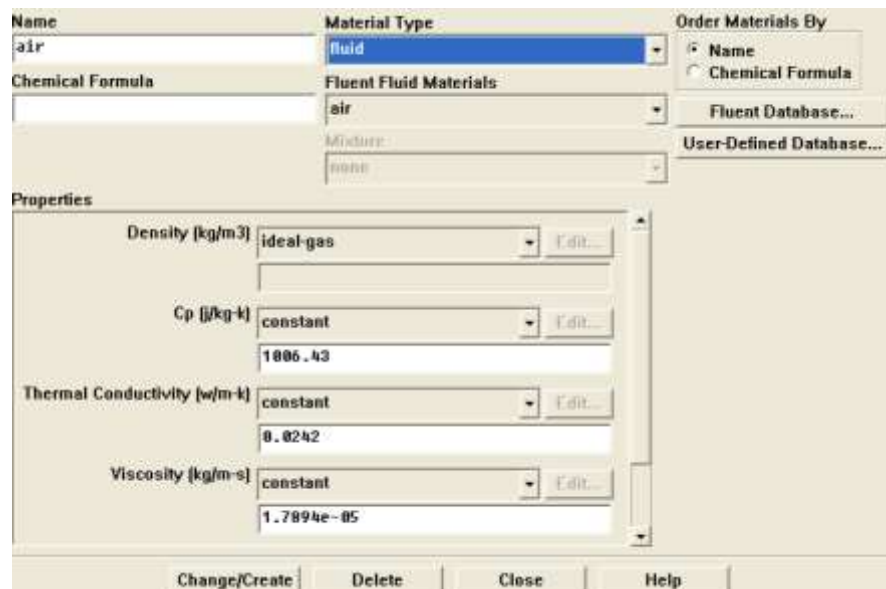
OK Cancel Help

6. En viscosidad se escoge el modelo *Spalart-Allmaras* ya que es el más usado para aplicaciones aeronáuticas y da buenos resultados.



## 7. Materiales

Se utiliza aire donde se asume que no existe una combinación de aire combustible y existe un cambio de densidad a gas ideal ya que esta es compatible con la opción *Densitybased*.



Para sólido, se utiliza el material titanio o acero que será aplicado en otra simulación; el sólido en este caso se aplica en el alabe del rotor y de estator. Para proporcionarle ciertas propiedades al material se deben dar las siguientes condiciones:

7.1 Enmallar internamente el perfil.

7.2 Importar materiales sólidos en la base de datos de Fluent.

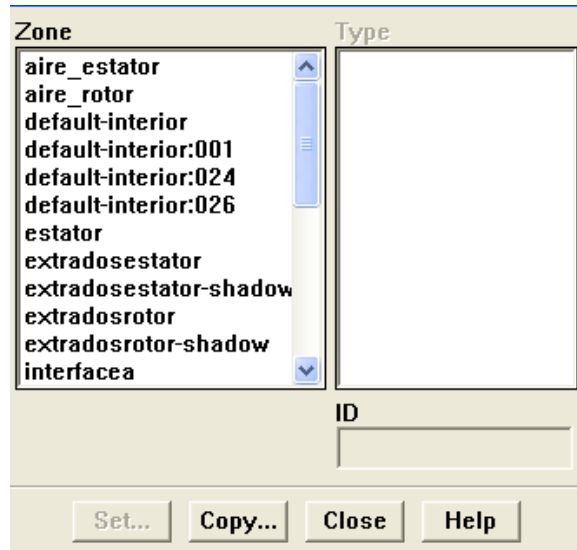
7.3 Se deben definir las Propiedades físicas como lo es la densidad, la transmisión de calor y la conductividad térmica.

Name	Material Type	Order Materials By
aluminum	solid	<input checked="" type="checkbox"/> Name <input type="checkbox"/> Chemical Formula
Chemical Formula	Fluent Solid Materials	Fluent Database...
al	aluminum [al]	User-Defined Database...
<b>Properties</b>		
Density (kg/m3)	constant	2719
Cp (J/kg-K)	constant	871
Thermal Conductivity (W/m-K)	constant	202.4

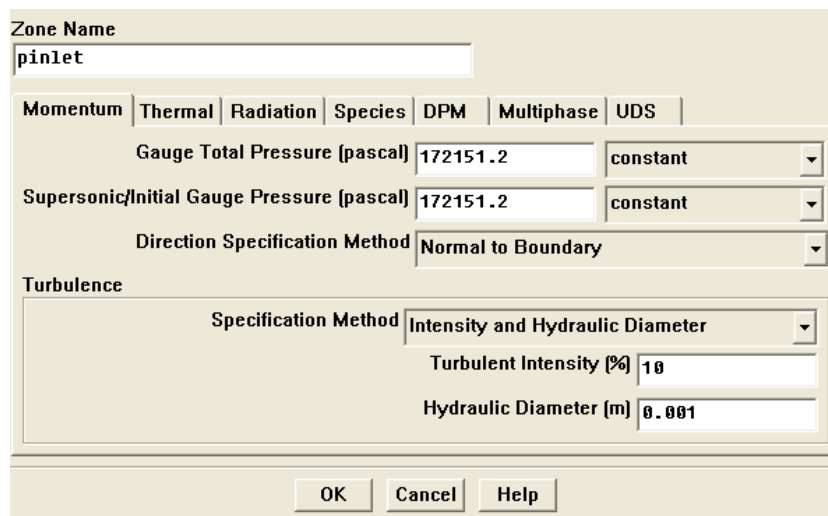
8. Las condiciones de operación se asumen a nivel del mar (presión).

Pressure	Gravity
Operating Pressure (pascal)	<input type="checkbox"/> Gravity
101325	
Reference Pressure Location	
X (m)	0
Y (m)	0

9. Se establecen las condiciones de frontera las cuales son: la presión y temperatura, la velocidad de entrada y salida de la etapa de acuerdo a las cálculos del libro Metodología de Diseño para Turborreactores de bajo flujo másico, Arnold Escobar Garzón



10. Se define una presión de entrada de 17215,2 Pa y una temperatura de entrada de 1000° de la etapa de la turbina.



11. Después se especifican las condiciones de la presión de salida 110444,3 Pa y la temperatura de salida de la etapa 878 K° .

The screenshot shows the 'Zone Name' dialog box for the 'poutlet' zone. The 'Momentum' tab is selected. The 'Gauge Pressure (pascal)' is set to 110444.3 with a 'constant' dropdown. The 'Backflow Direction Specification Method' is 'Normal to Boundary'. There are checkboxes for 'Target Mass Flow Rate' and 'Non-Reflecting Boundary', both of which are unchecked. Under the 'Turbulence' section, the 'Specification Method' is 'Modified Turbulent Viscosity' and the 'Backflow Modified Turbulent Viscosity (m2/s)' is 0.001 with a 'constant' dropdown. Buttons for 'OK', 'Cancel', and 'Help' are at the bottom.

The screenshot shows the 'Zone Name' dialog box for the 'poutlet' zone, with the 'Thermal' tab selected. The 'Backflow Total Temperature (K)' is set to 878 with a 'constant' dropdown. Buttons for 'OK', 'Cancel', and 'Help' are at the bottom.

12. Se escoge el material del alabe tanto del estator como del rotor donde en este caso será titanio seleccionan un movimiento estacionario.

The screenshot shows the 'Zone Name' dialog box for the 'estator' zone. The 'Material Name' is 'titanium' with an 'Edit...' button. The 'Source Terms' checkbox is unchecked. The 'Motion' tab is selected. The 'Rotation-Axis Origin' section has 'X (m)' and 'Y (m)' both set to 0. The 'Motion Type' is 'Stationary'. Buttons for 'OK', 'Cancel', and 'Help' are at the bottom.

13. Se inicializa la simulación y se escoge Pinlet como valor de referencia para la simulación y se edita la velocidad en x para que sea igual a la de los cálculos.

Compute From: [Dropdown]

Reference Frame:  Relative to Cell Zone,  Absolute

Initial Values:

- Gauge Pressure (pascal): 172151.2
- X Velocity (m/s): 243
- Y Velocity (m/s): 0
- Modified Turbulent Viscosity (m2/s): 1.037621e-06

Buttons: Init, Reset, Apply, Close, Help

14. Se activan la ventana de gráficos para así obtener los resultados residuales.

Options:  Print,  Plot

Storage: Iterations 1000

Normalization:  Normalize,  Scale

Convergence Criterion: absolute

Residual	Check Monitor	Convergence	Absolute Criteria
continuity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.001
x-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.001
y-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.001
energy	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.001
nut	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.001

Plotting: Window 0, Iterations 1000, Axes..., Curves...

Buttons: OK, Plot, Renorm, Cancel, Help

15. Se inicia la simulación.

Iteration:

- Number of Iterations: 1
- Reporting Interval: 1
- UDF Profile Update Interval: 1

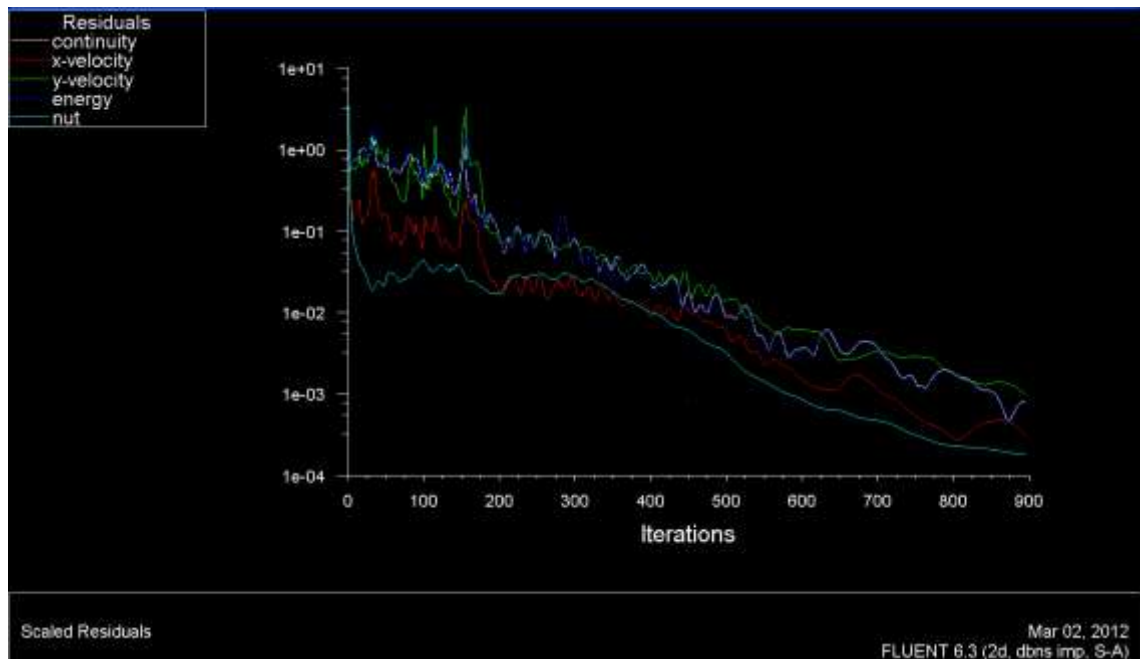
Buttons: Iterate, Apply, Close, Help

16. La simulación converge después de 895 iteraciones.

```

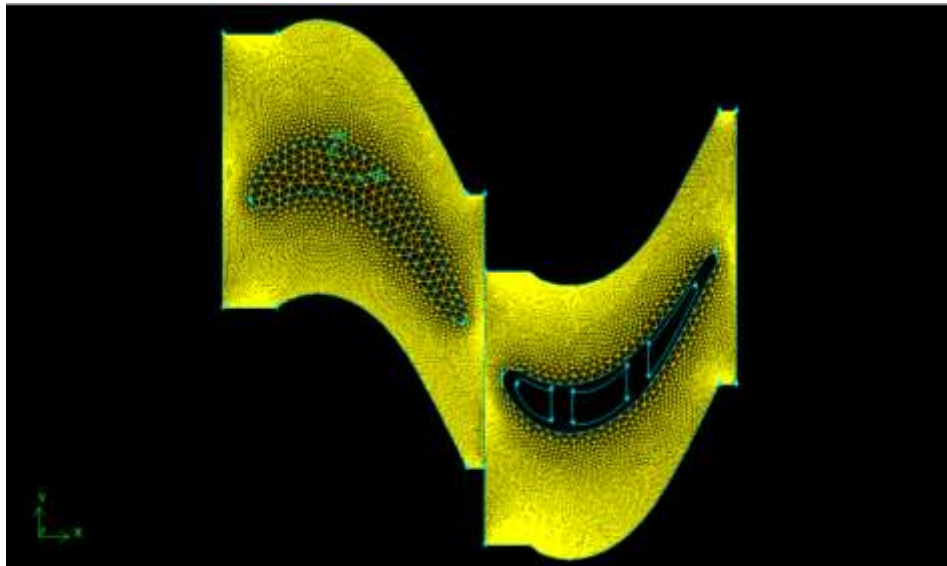
878 5.3125e-04 4.3531e-04 1.2761e-03 5.1221e-04 1.8808e-04 0:01:33 222
879 5.5562e-04 4.2990e-04 1.2632e-03 5.3626e-04 1.8749e-04 0:01:14 221
880 5.8212e-04 4.2416e-04 1.2498e-03 5.6229e-04 1.8694e-04 0:01:43 220
iter continuity x-velocity y-velocity energy nut time/iter
881 6.0978e-04 4.1811e-04 1.2361e-03 5.8937e-04 1.8640e-04 0:01:22 219
882 6.3701e-04 4.1178e-04 1.2217e-03 6.1591e-04 1.8587e-04 0:01:05 218
883 6.6366e-04 4.0512e-04 1.2069e-03 6.4179e-04 1.8539e-04 0:01:35 217
884 6.8877e-04 3.9816e-04 1.1914e-03 6.6611e-04 1.8493e-04 0:01:16 216
885 7.1178e-04 3.9092e-04 1.1754e-03 6.8831e-04 1.8449e-04 0:01:00 215
886 7.3246e-04 3.8344e-04 1.1588e-03 7.0819e-04 1.8408e-04 0:01:31 214
887 7.5009e-04 3.7567e-04 1.1415e-03 7.2503e-04 1.8371e-04 0:01:12 213
888 7.6508e-04 3.6763e-04 1.1240e-03 7.3926e-04 1.8334e-04 0:00:58 212
889 7.7714e-04 3.5943e-04 1.1064e-03 7.5061e-04 1.8298e-04 0:01:28 211
890 7.8648e-04 3.5106e-04 1.0886e-03 7.5928e-04 1.8262e-04 0:01:10 210
891 7.9324e-04 3.4253e-04 1.0706e-03 7.6537e-04 1.8226e-04 0:01:38 209
iter continuity x-velocity y-velocity energy nut time/iter
892 7.9739e-04 3.3390e-04 1.0526e-03 7.6891e-04 1.8190e-04 0:01:18 208
893 7.9897e-04 3.2521e-04 1.0345e-03 7.6995e-04 1.8152e-04 0:01:02 207
894 7.9835e-04 3.1655e-04 1.0164e-03 7.6880e-04 1.8113e-04 0:01:30 206
! 895 solution is converged
895 7.9482e-04 3.0805e-04 9.9866e-04 7.6483e-04 1.8073e-04 0:01:12 205

```



## Anexo E. Estudio de Malla

Al simular un cuerpo teniendo cuenta el gas que fluye a través de la etapa es necesario generar una geometría y la malla del volumen de control para que Fluent pueda analizar nodo por nodo.



Donde en la primera simulación errónea como en las demás simulaciones se utilizó una malla rectangular en donde se ve claramente que la concentración de nodos es muy poca; la geometría triangular se utiliza en geometrías irregulares como fue en este caso. La malla va tener una mayor facilidad de concentrar los nodos en las partes complicadas de la geometría donde se puede apreciar en la simulación la cual debido a la concentración de nodos en la malla los resultados son más exactos ya que dependiendo de la calidad de la malla se va generar un enmallado correcto.

Caso 1:

Cells	Faces	Nodes
14911	30540	15725

Para en este caso tanto las celdas, las caras y los nodos tiene un valor muy pequeño; donde respecto al caso 2 debido tiene un menor grado de celdas lo que produce que la densidad en dicha malla es muy poca produciendo una malla muy pobre.



Caso 2:

<b>Cells</b>	<b>Faces</b>	<b>Nodes</b>
22367	45810	23588

Debido a la complejidad a la geometría se utilizan en simulaciones de perfiles; donde al aumentar el número de celdas se crea una malla fina lo cual produce un valor más preciso; donde hubo un mejoramiento gracias a la geometría ya que no está dando unos mejores resultados ya que la geometría y la densidad ayudan a que el resultado de la malla sea más exacto y más suave donde se ajusta a geometría complejas donde la malla es más densa debido al número de nodos y celdas la cual se ajusta perfectamente a la superficie mostrando una mejor distribución de nodos; aumentando la densidad y la concentración de nodos.

En cada una de las caras se utilizó elemento llamado tipo Tri donde al implementar este tipo de malla se observa una gran ventaja ya que se ajusta perfectamente a la figura. El tipo de malla triangular se utiliza ya que la geometría del perfil aerodinámico causa que no se pueda utilizar una malla estructurada, ya que la única forma por la cual se podía utilizar malla cuadrada es generando una "boundarylayer", en este caso y de acuerdo a la bibliografía estudiada se decidió utilizar una malla triangular con mayor cantidad de nodos tanto en los intradós como en los extrados del rotor y estator de turbina.