

**DISEÑO CONCEPTUAL Y PRELIMINAR DE UN DISPOSITIVO PROPULSOR A  
ESCALA (MICROREACTOR)**

**ELKIN GIOVANNY CENDALES CASTELLANOS**

**DIEGO FELIPE HERNÁNDEZ ESTRADA**

**FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA AERONÁUTICA  
BOGOTÁ, D.C.**

**2015**

DISEÑO CONCEPTUAL Y PRELIMINAR DE UN DISPOSITIVO PROPULSOR A  
ESCALA (MICROREACTOR)

AUTORES

ELKIN GIOVANNY CENDALES CASTELLANOS  
DIEGO FELIPE HERNÁNDEZ ESTRADA

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Aeronáutico

DIRECTOR

Aurelio Méndez  
Profesor Ingeniero Mecánico

**FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES**  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA AERONÁUTICA  
BOGOTÁ, D.C.  
2015

**Nota de aceptación**

---

---

---

---

---

---

---

---

---

**Firma del presidente del jurado**

---

**Firma del jurado**

---

**Firma del jurado**

**Bogotá, 30 de noviembre del 2015**

Las directivas de la Fundación Universitaria Los Libertadores, los jurados calificadores y el cuerpo docente, no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

## **AGRADECIMIENTOS**

Deseamos extender nuestros agradecimientos primero que todo a Dios por darnos la sabiduría y la perseverancia para continuar durante todo el camino de nuestro trabajo de grado.

A nuestros padres y familiares que durante la preparación y realización de este trabajo, brindaron su apoyo de forma incondicional, y fueron ellos el motor principal con el cual alimentamos nuestros pensamientos y nuestras acciones, para conseguir el resultado final.

Hacemos una mención especial al Ingeniero Aurelio Méndez, que con sus extensos conocimientos en el ámbito aeronáutico y su gran experiencia en la construcción de motores a reacción, nos dio las pautas necesarias para el desarrollo del proyecto en el campo teórico y práctico. Con sus enseñanzas profesionales impulsó la tesis en momentos de duda e indecisión, y nos aconsejó para ser cada día mejores profesionales.

Hacemos una mención especial al Ingeniero Humberto Fonseca, profesor de Aeromodelismo de la Universidad Los Libertadores, a él debemos gran parte de los conocimientos adquiridos en el área práctica y en el ámbito de la construcción, con su gran visión, garantizó gran parte de la solución de inconvenientes durante el desarrollo del valor agregado de la tesis.

Agradecemos al Ingeniero Francisco González, por entregarnos tan amplios conocimientos en el área de los motores, él, nos dio las guías durante todo el trabajo teórico, y con su amplia experiencia y continua paciencia colaboró para la extensión de nuestros conocimientos profesionales.

Hacemos una mención especial al Ing. M.Sc. Hermes Castellanos por brindarnos conocimientos amplios en el área de la electrónica para el valor agregado del proyecto, y darnos guías para la solución de los problemas electrónicos en el encendido y pruebas del microreactor.

Agradecemos a las directivas de la Fundación Universitaria Los Libertadores por brindarnos el apoyo logístico y facilitarnos todos los trámites para que nuestro trabajo fuera real y perdurara en el tiempo. Por facilitarnos las instalaciones y todo el equipo necesario durante el tiempo de desarrollo de la tesis.

En general a todos y cada uno de las personas que de forma directa o indirecta nos brindaron apoyo, y que crearon una gran fuerza de conocimiento para que el proyecto saliera a flote, muchas gracias.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. JUSTIFICACIÓN	21
2. OBJETIVOS	22
2.1 OBJETIVO GENERAL	22
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
3. MARCO DE REFERENCIA	23
3.1 RESEÑA HISTÓRICA Y DESARROLLO DE LOS MICROREACTORES	23
3.1.1 Motores para Dron y APU	23
3.1.2 Hípercargadores	24
3.1.3 Los primeros motores jet a escala	26
3.1.3.1 Max Dreher`s Baby Mamba	26
3.1.3.2 El Sistema Sueco Pal y el Turbomin	26
3.1.3.3 Serie FD de Kurt Schreckling	27
3.1.3.4 Turborec T240 de JPX	28
3.1.4 Microreactores actuales	29
3.1.4.1 El J-450 por Sophia Precision	30
3.1.4.2 AMT – Advanced Micro Turbines	31
3.1.4.3 La microturbina KJ-66	32
3.1.4.4 La turbina de Artés	33
3.1.4.5 La turbina Jet Cat	33
3.1.5 Los motores más pequeños	34
3.1.6 Turboprops y Turboshafths	35
4. MARCO CONCEPTUAL	36
4.1 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES A REACCIÓN	36
4.1.1 Estatoreactores	36
4.1.2 Pulsoreactores	36
4.1.3 Turboreactores	36
4.1.3.1 Turbojet	37
4.1.3.2 Turbofan	38
4.1.3.3 Turboprop o turbohélices	38
4.1.3.4 Tirboshaft o turboejes	39
4.1.4 Motores Cohete	39
4.2 COMPONENTES MOTOR DE TURBINA DE GAS PARA AERONAVES	40
4.2.1 Ducto de entrada	40
4.2.1.1 Ducto de entrada subsónico	40
4.2.2 Compresores	41
4.2.2.1 Compresores centrífugos	41

4.2.2.2 Compresores axiales	42
4.2.3 Cámara(s) de combustión	43
4.2.4 Turbinas	43
4.2.4.1 Turbina de impulso	44
4.2.4.2 Turbina de reacción	45
4.2.5 Tobera de salida	45
4.2.5.1 Tobera convergente	46
4.3 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS	46
4.3.1 Características del gas	46
4.3.2 Ciclo Brayton	47
4.3.3 Ciclo ideal	48
4.3.4 Propiedades de estancamiento	48
4.3.4.1 Temperatura total o de estancamiento	49
4.3.4.2 Presión total o de estancamiento	49
4.4 PARÁMETROS DE PERFORMANCE DE UN MOTOR DE AERONAVE	49
4.4.1 Empuje	50
4.4.2 Consumo específico de combustible	50
4.4.3 Empuje específico	51
4.5 EFICIENCIAS DEL MOTOR	51
4.5.1 Eficiencia térmica	51
4.5.2 Eficiencia propulsiva	52
4.5.3 Eficiencia total	52
5. METODOLOGÍA	54
5.1 INVESTIGACIÓN DESCRIPTIVA	54
5.2 ETAPAS METODOLÓGICAS	54
5.2.1 Primera etapa. Condiciones operativas iniciales y requisitos de funcionamiento	54
5.2.2 Segunda etapa. Análisis y cálculos paramétricos	55
5.2.3 Tercera etapa. Diseño de los principales componentes del motor	55
5.2.4 Cuarta etapa. Modelamiento del conjunto	56
6. PROCESO DE DISEÑO DEL MICROREACTOR	57
7. DISEÑO CONCEPTUAL DEL MICROREACTOR	58
7.1 LÍNEA BASE DE LOS MICROREACTORES	58
7.2 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL MICROREACTOR	61
7.2.1 Condiciones del fluido de trabajo	61
7.2.2 Parámetros de operación del microreactor a nivel del mar	61
7.2.3 Operación en altitudes elevadas	62
8. DISEÑO PRELIMINAR DEL MICROREACTOR	64
8.1 CICLO DEL MICROREACTOR	64
8.2 ANÁLISIS DEL TIPO DE TURBOMAQUINARIA Y COMPONENTES DEL MICROREACTOR	65

8.2.1	Toma de aire	65
8.2.2	Compresor	66
8.2.2.1	¿Por qué no usar compresor del tipo axial?	67
8.2.3	Cámara de combustión	67
8.2.4	Turbina	68
8.2.5	Tobera de salida	69
8.3	DISPOSICIÓN DEL MICROREACTOR	70
8.3.1	Tipo de motor	70
8.3.2	Esquema del microreactor	71
8.3.3	Etapas del microreactor	73
8.4	ESTUDIOS TERMODINÁMICOS DE DISEÑO	73
8.4.1	Variación en las propiedades del fluido de trabajo	74
8.4.2	Rendimiento de los componentes	74
8.4.2.1	Eficiencia de la toma de entrada	74
8.4.2.2	Eficiencia de la tobera de salida	75
8.4.2.3	Eficiencias generales de componentes para cálculos de ciclo	76
8.4.3	Ciclo Brayton real del microreactor a nivel mar	76
8.4.4	Ciclo Brayton real del microreactor a nivel Bogotá	90
8.5	GRÁFICAS DE RENDIMIENTO DEL MICROREACTOR	98
8.5.1	Variación del empuje específico con la altitud. Velocidad constante	98
8.5.2	Variación del consumo específico de combustible con la altitud	99
8.5.3	Variación empuje con la altitud. Velocidad constante	99
8.5.4	Variación de la temperatura a la entrada de turbina con la altitud	100
8.5.5	Trabajo requerido para mover el compresor con la altitud	101
8.5.6	Variación del empuje específico con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá	102
8.5.7	Variación del consumo específico de combustible con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá	103
8.5.8	Variación de la temperatura de entrada a la turbina con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá	103
8.5.9	Trabajo requerido para mover el compresor con la velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá	104
8.5.10	Variación del empuje con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá	105
8.6	CÁLCULOS TERMOGASODINÁMICOS DEL MICROREACTOR	106
8.6.1	Diseño del compresor centrífugo	106
8.6.1.1	Principio de operación	106
8.6.1.2	Factor de deslizamiento y factor de potencia de entrada	107
8.6.1.3	Cálculos de geometría y diseño del compresor centrífugo	108
8.6.2	Diseño del difusor	124
8.6.2.1	Principios de operación y diseño	125
8.6.2.2	Cálculos de la geometría del difusor	125
8.6.3	Diseño de la cámara de combustión	145
8.6.3.1	Requisitos operacionales de la cámara de combustión	146
8.6.3.2	Efectos en el diseño de la cámara de combustión	147
8.6.3.3	Dimensionamiento preliminar de la cámara de combustión	147

8.6.3.4 Velocidad de referencia en la cámara de combustión	148
8.6.3.5 Ignición	149
8.6.3.6 Inyección de combustible	150
8.6.4 Diseño de la turbina axial	151
8.6.4.1 Principio de operación	151
8.6.4.2 Teoría y nomenclatura de la turbina axial	152
8.6.4.3 Parámetros adimensionales de diseño	153
8.6.4.4 Cálculos de geometría y diseño de la etapa de turbina	155
8.6.5 Diseño básico de la tobera de salida	172
8.6.5.1 Área de salida de gases	173
9. MODELAMIENTO DEL MICROREACTOR EN SOFTWARE	175
10. CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO	176
10.1 CONCLUSIONES	176
10.2 TRABAJO FUTURO	178
BIBLIOGRAFÍA	179
ANEXOS	180

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Motor <i>Williams WR 2</i>	23
Figura 2. Esquema del sistema hípercargador	25
Figura 3. Turbina de gas experimental basada en un turbocargador	25
Figura 4. La Baby Mamba	26
Figura 5. Esquema del motor PAL	27
Figura 6. FD 3/36 de Kurt Schreckling	28
Figura 7. La turbina JPX en un banco de prueba	29
Figura 8. Familia de turbinas AMT	32
Figura 9. KJ – 66	33
Figura 10. Turbina Jet Cat en aeronave Kangaroo	34
Figura 11. De izquierda a derecha: KJ-66, TK-50 y Bebotec J-66	35
Figura 12. Turbina a Escala (Turboprop)	35
Figura 13. Pulsoreactor	37
Figura 14. Turbojet	38
Figura 15. Turbofan de alta relación By-pass	38
Figura 16. Esquema de un turboprop	39
Figura 17. Esquema de un turboeje	39
Figura 18. Esquema de un motor cohete	40
Figura 19. Patrones de flujo de entrada subsónica	41
Figura 20. Partes del compresor centrífugo	42
Figura 21. Compresor axial	42
Figura 22. Cámara de combustión	43
Figura 23. Tipos de cámara de combustión	44
Figura 24. Escalón de impulso y reacción	45
Figura 25. Tobera convergente	46
Figura 26. Ciclo Brayton	48
Figura 27. Esquema del diseño del microreactor	57
Figura 28. Ciclo del microreactor	65
Figura 29. Toma de aire del microreactor	66
Figura 30. Compresor centrífugo del microreactor	67
Figura 31. Cámara de combustión del microreactor	68
Figura 32. Turbina del microreactor	69
Figura 33. Tobera del microreactor	70
Figura 34. Esquema del microreactor	72
Figura 35. Tabla de eficiencias de componentes	76
Figura 36. Relación de temperatura Vs. Rango de combustible/aire	87
Figura 37. Partes del sistema compresor-difusor	106
Figura 38. Nomenclatura para el diseño del compresor	107
Figura 39. Disposición del impeller	109
Figura 40. Diámetros del impeller	112
Figura 41. Profundidad de los vanes del impeller	119

Figura 42. Geometría del difusor	126
Figura 43. Tipos de inyección de combustible	151
Figura 44. Nomenclatura de la turbina axial	153
Figura 45. Diagrama de velocidad N y R	153
Figura 46. Ángulos de entrada y salida de la estación 5	160
Figura 47. Ángulos de entrada y salida de la estación 6	160
Figura 49. Geometría de la turbina	172

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Información de microreactores	59
Tabla 2. Datos técnicos y operativos del microreactor (nivel del mar)	61
Tabla 3. Datos técnicos y operativos del microreactor (altitudes elevadas)	52
Tabla 4. Condiciones del análisis termodinámico	74
Tabla 5. Condiciones del aire a nivel del mar, día estándar para cálculos de ciclo	77
Tabla 6. Condiciones del análisis termodinámico a nivel Bogotá	91
Tabla 7. Condiciones del aire a nivel Bogotá en un día estándar	91
Tabla 8. Valores de geometría para cálculos del <i>impeller</i> y el difusor	109
Tabla 9. Datos técnicos para cálculo de la geometría del difusor	125
Tabla 10. Dimensiones preliminares de la cámara de combustión	147
Tabla 11. Temperatura de ignición espontánea	150
Tabla 12. Datos técnicos para cálculo de la geometría de la turbina	155
Tabla 13. Valores de geometría de la turbina	172
Tabla 14. Datos de diseño de la tobera	173
Tabla B1. Nomenclatura estándar para motores	182

## LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Características operacionales del motor <i>Williams WR2</i>	24
Cuadro 2. Características operacionales del APU KHD T112	24
Cuadro 3. Características de algunos microreactores actuales	30

## LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Empuje específico Vs. Altitud	98
Gráfica 2. SFC Vs. Altitud	99
Gráfica 3. Empuje Vs. Altitud	100
Gráfica 4. Temperatura de entrada a la turbina Vs. Altitud	101
Gráfica 5. Trabajo requerido por el compresor Vs. Altitud	102
Gráfica 6. Empuje específico Vs. Número Mach. Nivel del mar y Bogotá	102
Gráfica 7. SFC Vs. Velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá	103
Gráfica 8. Temperatura de entrada a la turbina Vs. Número Mach. Nivel del mar y nivel Bogotá	104
Gráfica 9. Trabajo requerido por el compresor Vs. Número Mach. Nivel del mar y nivel Bogotá	105
Gráfica 10. Empuje Vs. Velocidad de vuelo	105

## LISTA DE ECUACIONES

		pág.
Ecuación 1.	Ecuación de los gases ideales	47
Ecuación 2.	Temperatura de estancamiento	49
Ecuación 3.	Presión de estancamiento	49
Ecuación 4.	Ecuación de empuje, expansión atmosférica	50
Ecuación 5.	Ecuación de SFC	51
Ecuación 6.	Ecuación de empuje específico	51
Ecuación 7.	Ecuación de la eficiencia térmica	52
Ecuación 8.	Ecuación de la eficiencia propulsiva	52
Ecuación 9.	Ecuación de la eficiencia total	52
Ecuación 10.	Eficiencia <i>ram</i> tomas de entrada subsónicas y supersónicas	75
Ecuación 11.	Ecuación del rango de presión de la toma de aire	78
Ecuación 12.	Ecuación de diferencia de temperatura en el compresor	80
Ecuación 13.	Ecuación de trabajo de la turbina para mover el compresor	81
Ecuación 14.	Ecuación de pérdida de presión de la combustión	82
Ecuación 15.	Ecuación de temperatura de salida de la turbina	82
Ecuación 16.	Ecuación de relación de presión crítica	84
Ecuación 17.	Diferencia de temperatura a la salida	85
Ecuación 18.	Ecuación de velocidad de escape	85
Ecuación 19.	Ecuación de eficiencia de la combustión	87
Ecuación 20.	Ecuación de potencia de salida de la turbina	88
Ecuación 21.	Ecuación de la tasa de energía liberada	89
Ecuación 22.	Ecuación de factor de deslizamiento del compresor	108
Ecuación 23.	Ecuación del trabajo realizado por el compresor	108
Ecuación 24.	Ecuación de vel. Tangencial en la punta del ojo del <i>impeller</i>	110
Ecuación 25.	Ecuación de aumento de temperatura en el <i>impeller</i>	110
Ecuación 26.	Ecuación de la relación de presión estancamiento en <i>impeller</i>	111
Ecuación 27.	Ecuación de potencia requerida del <i>impeller</i>	111
Ecuación 28.	Ecuación de área del ojo del <i>impeller</i>	112
Ecuación 29.	Ecuación de vel. Tangencial en la punta del ojo del <i>impeller</i>	117
Ecuación 30.	Ecuación de ángulos del <i>impeller</i>	118
Ecuación 31.	Ecuación de velocidad periférica en la punta del <i>impeller</i>	120
Ecuación 32.	Ecuación temperatura dinámica de la velocidad absoluta	120
Ecuación 33.	Distancia de los <i>vanes</i> del <i>impeller</i>	124
Ecuación 34.	Ecuación de coeficiente de carga de álabe	154
Ecuación 35.	Ecuación de grado de reacción	154
Ecuación 36.	Ecuación de coeficiente de flujo A	155
Ecuación 37.	Ecuación de coeficiente de flujo B	155
Ecuación 38.	Ecuación de grado de reacción	157
Ecuación 39.	Ecuación del ángulo en la estación 5	158
Ecuación 40.	Ecuación del ángulo de salida del NGV	159
Ecuación 41.	Ecuación de altura de álabes	171

Ecuación 42. Ecuación de ancho de álabes	171
Ecuación 43. Ecuación de espacio de álabes	171

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Atmósfera estándar hasta 2600 metros	178
Anexo B. Estación de motor y nomenclatura según ARP 755-A	179
Anexo C. Ciclo-Variación del empuje específico con la altitud. Velocidad constante	182
Anexo D. Ciclo-Variación del Consumo Específico de Combustible con la Altitud, velocidad Constante	184
Anexo E. Ciclo – Variación del Empuje con la Altitud, velocidad constante	186
Anexo F. Ciclo – Variación de la Temperatura de Entrada a la Turbina con la altitud, Velocidad Constante	188
Anexo G. Ciclo – Variación del Trabajo Requerido para Mover el Compresor con la Altitud, Velocidad Constante	190
Anexo H. Ciclo – Variación del Empuje Específico con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá	192
Anexo I. Ciclo – Variación del Consumo Específico de Combustible con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá	193
Anexo J. Ciclo – Variación de la Temperatura de Entrada a la Turbina con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá	194
Anexo K. Ciclo – Variación del Trabajo Requerido para Mover el Compresor con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá	195
Anexo L. Ciclo – Variación del Empuje con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá	196
Anexo M. Planos de las partes principales del microreactor	197

## GLOSARIO

**ART:** aeronave remotamente tripulada.

**ATMÓSFERA ESTÁNDAR:** propiedades del aire según registros tomados bajo ciertas condiciones atmosféricas.

**DRAG:** fuerza opuesta al empuje

**DRON:** aeronave tripulada a control remoto.

**FLAME-OUT:** condición de un motor que se caracteriza por la extinción de la llama. Falta de combustión.

**IMPELLER:** rueda compresora.

**MANIFOLD:** colector.

**MICROREACTOR:** motor a reacción a escala reducida.

**NGV:** del inglés *Nozzle Guide Vanes*, que significa vanos guías de escape.

**RPM:** revoluciones por minuto.

**TERMOGASODINAMICA:** concepto para denotar un estudio que involucra la termodinámica y la dinámica de gases.

**TURBOMAQUINARIA:** componentes de un motor a reacción que son móviles.

## RESUMEN

En el desarrollo de este documento o trabajo de investigación, los autores iniciaron planteando el problema que sugiere el diseño de un turborreactor a escala en sus fases conceptual y preliminar, planteando los objetivos que ello supone.

Se realizó el marco de referencia, planteando los principales microreactores que existen en el mercado y que contribuyeron al desarrollo, dando un contenido general a las especificaciones técnicas de cada uno de ellos.

Se plantearon las principales leyes y principios físicos que hacen parte del análisis de un microreactor. Se hicieron descripciones conceptuales básicas de dinámica de fluidos y termodinámica.

A continuación, se realizó una línea base con microreactores actuales, se seleccionaron algunos parámetros, y se desarrolló el ciclo del motor, con características del aire a nivel del mar y nivel Bogotá. Se desarrollaron gráficas de rendimiento del motor con los datos obtenidos.

Paso siguiente, se realizó el diseño preliminar, con los cálculos termogasdinámicos para cada uno de los componentes principales del motor, obteniendo datos geométricos. Se presentaron los planos de los principales componentes con base en los datos que se obtuvieron del análisis anterior.

Finalmente se enuncian las conclusiones del trabajo en general y se plasman sugerencias para un análisis a futuro.

***Por último, los autores del proyecto decidieron realizar como valor agregado a la tesis la construcción, encendido y funcionamiento estable del modelo físico. Las pruebas del funcionamiento se documentaron de forma gráfica en videos, adjunto con el cd de la tesis presente en la biblioteca de la universidad, dejando constancia de la correcta operación del microreactor.***

Para mayor información comunicarse a los siguientes correos:

[elkincen.0308@hotmail.com](mailto:elkincen.0308@hotmail.com)

[dieher0906@hotmail.com](mailto:dieher0906@hotmail.com)

**PALABRAS CLAVE:** aeronáutica, propulsión, motores a reacción, turborreactores, microreactores, aeromodelismo, motores a escala

## INTRODUCCIÓN

Desde el nacimiento de la idea de volar por parte del hombre, donde muchos pensadores, ingenieros y técnicos en sus distintas épocas aportaron grandes desarrollos para la industria naciente aeronáutica; una configuración para hacer realidad ese “sueño”, era el de las alas fijas y un cuerpo principal donde se acarreara el sistema capaz de mantener en el aire una aeronave.

El sistema propulsor de las aeronaves, es uno de los elementos más importantes en el conjunto en general; sin menospreciar ninguno de los otros. Brinda el empuje necesario para el avance de la aeronave; hace parte del rendimiento general de la aeronave para realizar las diferentes maniobras que se requieran de la misión; y entrega energía necesaria para el movimiento o funcionamiento de algunos componentes y sistemas suplementarios.

Desde la aparición de los motores de reacción, grandes avances y aportes tecnológicos se han realizado en términos de eficiencia de dichas máquinas térmicas, logrando que estas eficiencias sean mayores de lo que se pensaba en un inicio.

El avance tecnológico de los motores a reacción, va de la mano con otras áreas de la ciencia, que se destacan en la consecución de los diseños avanzados actuales presentes en la industria. La aerodinámica, entrega la fórmula para que el aire o el gas que pasa a través del motor, tengan pérdidas mínimas y sea en su mayor medida apta para asegurar la fiabilidad de los diseños de turbomaquinaria. La termodinámica, pone los datos del comportamiento de los gases en los motores, reconociéndolos, y por medio de metodologías matemáticas optimizar el ciclo que comprende cada motor.

Las dos áreas nombradas anteriormente, son las que más intervienen en el desarrollo del diseño de un motor (conocida como termogasdinámica), que junto con los procesos de manufactura y las características de los materiales logran una sinergia, para el proceso de diseño y construcción de un motor de aeronave. Aún si se trabaja con un motor a escala reducida, el cual, tiene el mismo proceso de diseño y construcción (variando algunos de ellos), las áreas y los procesos son semejantes, ya que las leyes básicas aplicables a estos motores son iguales.

## 1. JUSTIFICACIÓN

Los microrreactores tienen como premisa de diseño, las mismas teorías (principios físicos) desarrolladas para turborreactores de escala grande (*full size*), es por ello, que los conocimientos científicos, pueden ser aplicados sin ningún inconveniente en sus etapas; tanto de diseño preliminar, como conceptual; para ambos. Esta analogía se realiza teniendo en cuenta la similitud de la operación; así como el comportamiento de las partes, dada la igualdad de las mismas. De lo anterior, el fundamento teórico del proyecto, tiene un alcance finito a las ecuaciones de funcionamiento y ecuaciones de diseño, presentes en los textos de motores a reacción. En ningún momento se realizarán deducciones de ecuaciones, pero si, la correspondiente justificación de su uso en cada etapa de desarrollo del proyecto; por lo tanto, el conocimiento teórico que se puede extraer de este, servirá para realizar proyectos semejantes.

El desarrollo del presente proyecto, no solo puede servir a futuros investigadores como medio de información, sino también puede ser parte integral en la conjunción de proyectos innovadores, que permitan el crecimiento de Colombia en varios sectores de la industria aeronáutica, en especial, en el dominio de los motores a reacción; al adquirir los microrreactores, una aplicación particular en el campo comercial, militar o meramente investigativo.

En la actualidad el desarrollo de la aeronáutica está enfocado en las Aeronaves Remotamente Tripuladas (ART), parte de la aplicación de los microrreactores (por nombrar una, de las muchas que se pueden obtener con el proyecto). En el campo comercial: permitiendo reconocimiento de zonas; en el campo militar: integrando la necesidad de abarcar zonas más extensas, en un corto tiempo; y en el investigativo: desarrollando proyectos innovadores que funcionen o mejoren las características del motor.

El modelado del microrreactor, brinda una información importante y de gran utilidad en el campo de los motores a reacción, permitiendo incluir “detalles” que no pueden ser vistos con conocimientos básicos en esta área. Además, facilita una metodología para el estudio (teorías, diseño, comportamiento, modelado, etc.), que no resulta tan compleja y es válida, en el momento que se desee realizar el proyecto, aún fuera de las lindes del diseño, es decir, la construcción.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar un motor a reacción (microrreactor) en sus fases preliminar y conceptual, el cual, estará a escala de los motores convencionales, con el fin de instalarlo en aviones pequeños, por ejemplo, Aeronaves Remotamente Tripuladas o ART.

### **2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Realizar un diseño conceptual del microrreactor, en donde se determinen las especificaciones iniciales y requisitos de funcionamiento en diferentes condiciones.
- Realizar un análisis paramétrico del conjunto, con el fin de establecer características iniciales de desempeño y límites de diseño.
- Calcular y diseñar los componentes principales del motor (diseño preliminar): compresor centrífugo, cámara de combustión y turbina, partiendo del diseño conceptual.
- Modelar la estructura del microrreactor con software especializado, en donde se observe los datos obtenidos.

### 3. MARCO DE REFERENCIA

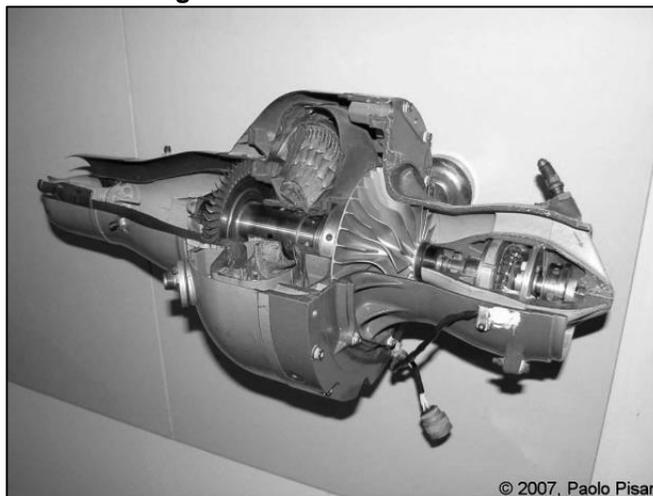
#### 3.1 RESEÑA HISTÓRICA Y DESARROLLO DE LOS MICRORREACTORES

Se presenta una breve cronología de los primeros microrreactores, con algunas características técnicas. Además del desarrollo de estos en la actualidad, junto con datos de sus inventores y aeronaves a las que se instalaron estos dispositivos.

**3.1.1 Motores para Dron y APU (Auxiliary Power Unit)<sup>1</sup>.** Los motores para *Drones* o aeronaves no tripuladas, se han desarrollado conforme las exigencias de su misión. Son principalmente diseñados para vuelos de poco rango, minimizando en lo posible, su peso y costo de producción.

Uno de los motores a escala más conocidos se presenta en la figura 1, el *Williams WR 2*, desarrollado por la compañía *Williams Research Corp.*, en 1962, el cual, fue implementado en el *drone Canadair C189*. El disco compresor y disco de turbina de este motor, se realizaron en una sola pieza, utilizando métodos muy avanzados de fundición; por lo tanto, la relación de compresión y la velocidad de salida de los gases que suministró durante pruebas, fueron bastante altos, y brindaron un desempeño avanzado, similar a diseños de motores a reacción de escala completa. Debido a las altas temperaturas y esfuerzos presentes durante su operación, el disco de turbina sólo funcionaba por pocos minutos. En el cuadro 1 se presentan las características operacionales.

**Figura 1.** Motor *Williams WR 2*



Fuente. Disponible en [http://www.enginehistory.org/Museums/Deutsches/Pisani/WIWR2\\_56.jpg](http://www.enginehistory.org/Museums/Deutsches/Pisani/WIWR2_56.jpg)  
imagen 22 de noviembre 2015

<sup>1</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 18; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**Cuadro 1.** Características operacionales del motor *Williams WR 2*

Empuje	Velocidad Rotacional	Flujo Másico	Relación de Compresión	Diámetro	Masa
550 Newtons	60000 rpm	1 kg/s	4:1	274mm	13,6 kg

Fuente: KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005, p. 29.

*APU (Auxiliary Power Unit)*, o por su traducción al castellano, unidad de potencia auxiliar, es una de las aplicaciones profesionales de las turbinas a gas más avanzadas en nuestra era. Este, brinda pequeñas cantidades de potencia cuando la aeronave lo requiera: movimiento de los generadores eléctricos, sistemas hidráulicos o a menudo, suministran aire comprimido a los motores principales, para que inicien su operación. Algunos ejemplos son: *KHD T112*, en el año de 1963, el *T212*, y el *T312*; todos, de la compañía *Oberursel*, y el último usado en la aeronave *Tornado*. En el cuadro 2 se presentan las características operacionales del *KHD T112*.

**Cuadro 2.** Características operacionales del *APU KHD T112*

Potencia al Eje	Velocidad Rotacional	Flujo Másico	Relación de Compresión	Diámetro	Longitud	Masa
104 kW	64000 rpm	0,86 kg/s	4,96:1	368mm	789mm	34,1 kg

Fuente: KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005, p. 29

Estos motores consisten en: una etapa compresora axial y una radial, cámara de combustión de flujo reversible (para reducir espacio), y dos etapas de turbina axial. Muchos de estos motores, están siendo desarrollados actualmente por compañías fabricantes de turbinas a gas, como *Rolls Royce* y *BMW*.

**3.1.2 Hípercargadores<sup>2</sup>.** Otra área de investigación que no está directamente relacionada con los motores a reacción, y que supone un recurso imprescindible a la hora de esquematizar las turbinas a escala, son los turbocargadores.

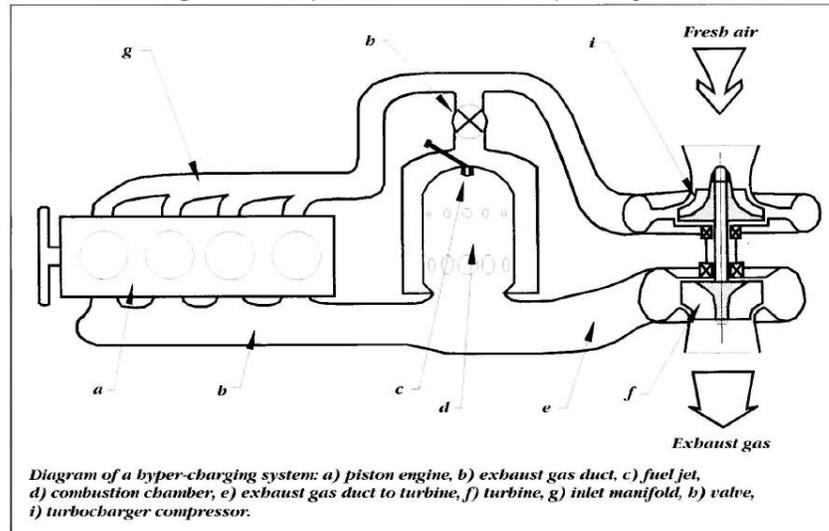
Este dispositivo, básicamente es un compresor que suministra al motor recíproco aire con una presión mayor a la estándar; incrementando la cantidad de aire consumida, la cantidad de combustible y por lo tanto la potencia.

Para la aplicación de las turbinas a gas, es necesario establecer condiciones similares del flujo de aire a las de una turbina a gas de escala normal; por ello, la solución más efectiva, como se presenta en la figura 2, es adaptar al turbocargador una cámara de combustión (hípercargador), adicionar combustible y

<sup>2</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 19; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

generar los gases de escape con velocidades elevadas producto de la combustión, para mantener la turbina en movimiento y que ésta mueva el compresor, incluso a bajas revoluciones.

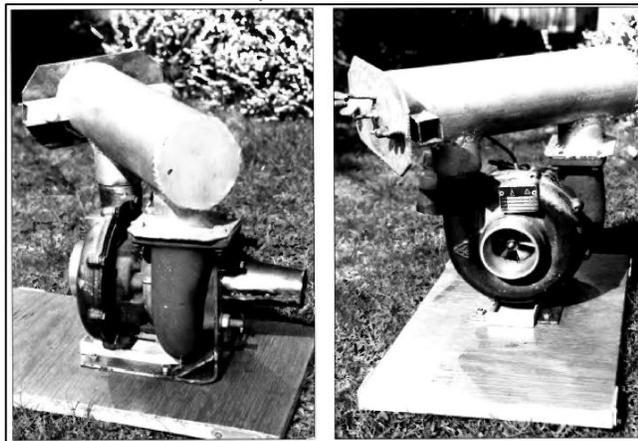
**Figura 2.** Esquema del sistema hípercargador



Fuente: KAMPS, Thomas. Diagrama del sistema Hípercargador. 2005, p. 21

En la figura 3, se muestra la aplicación inicial experimental de una mini turbina de gas basada en el concepto del turbocargador, adicionando varios componentes que contribuyen al proceso del establecimiento del empuje como premisa.

**Figura 3.** Turbina de Gas Experimental Basada en un Turbucargador



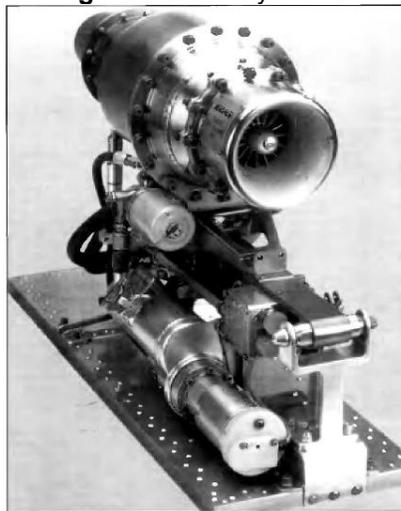
Fuente: KAMPS, Thomas. Turbina de gas experimental con base en un Turbucargador. 2005, p. 20

El mismo principio funciona si se suministra, entre la etapa de compresión y de turbina, una cámara de combustión, y retirando el conjunto del motor recíproco; aquí se obtendría una turbina a gas a escala.

**3.1.3 Los primeros motores jet a escala.** Los desarrollos de las turbinas a gas siempre han tenido dos características en común: utilizar principios físicos básicos para la operación y técnicas factibles de construcción. Con esto en mente, muchos diseños se han plasmado a lo largo del siglo XX, algunos continúan su operación, pero otros, dieron paso a métodos tecnológicos más avanzados y más sofisticados, sin arrebatárles su importancia histórica.

**3.1.3.1 Max Dreher's Baby Mamba<sup>3</sup>.** La *Baby Mamba*, más conocida como la TJD-76C, presentada en la figura 4, fue desarrollada y construida a mediados de los 50s por *Dreher Engineering*. Pesaba 6.5 Kg, su diámetro de 151mm y tenía una longitud de 416mm. Producía 200 Newtons de empuje a 96.000 rpm.

**Figura 4.** La Baby Mamba



Fuente: KAMPS, Thomas. La Baby Mamba – fotografía del catálogo Karvan. 2005, p. 23

La turbina y la cámara de combustión estaban hechas de aleaciones de Níquel, con características de resistencia a las altas temperaturas. Usaba un compresor diagonal (rango de compresión de 2.8:1), acarreado con ello, una menor relación de compresión que uno radial, pero con la ventaja de disminuir el diámetro frontal del motor, resultando en un motor muy liviano. Su principal desarrollo estaba dirigido como potencia adicional en planeadores y drones.

**3.1.3.2 El Sistema Sueco PAL y El Turbomin<sup>4</sup>.** Su nombre se tomó de sus eminentes diseñadores; *Prisel, Alme y Lyrsell*, en 1982. Como se presenta en la figura 5, consistía en un compresor radial y una etapa de turbina radial extraídos de un turbocargador Garret. La principal característica fue el diseño de la cámara de combustión anular, rodeada por el cono de escape. Producía 120 Newtons de

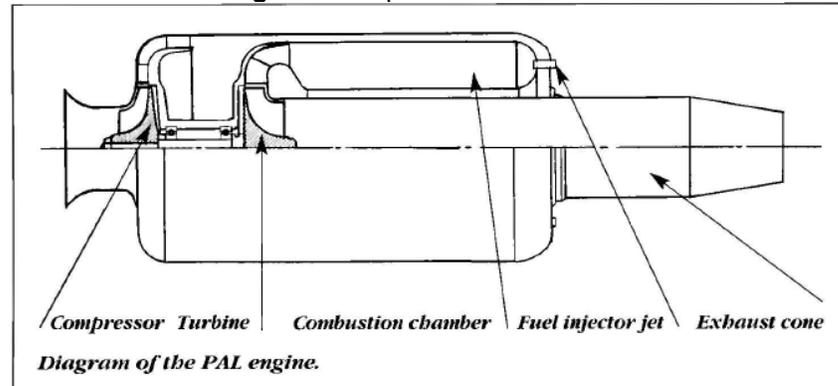
---

<sup>3</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 23; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>4</sup> Ibid., p. 23; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

empuje a 105.000 rpm. La PAL tenía 460 mm de longitud, 150 mm de diámetro y su masa de 4 kg. Usaba combustible tipo keroseno JP4.

Figura 5. Esquema del motor PAL



Fuente: KAMPS, Thomas. Diagrama del motor PAL. 2005, p. 23

La marca sueca Turbomin desarrolló la TN 75; su diseño básico se basaba en un largo diseño de cámara de combustión de flujo reversible, con la posibilidad de incluir Keroseno de aviación JET A1 como combustible. Utilizaba cinco inyectores de los atomizadores de un quemador de gasoil. Con el acelerador abierto completamente, consumía 330 ml de keroseno por minuto, desarrollando un empuje de 75 Newtons a 100.000 rpm, y un rango de presión de 2:1. Sus características eran: 3 kg de masa, diámetro de 148 mm y longitud máxima de 425 mm.

**3.1.3.3 Serie FD de Kurt Schreckling<sup>5</sup>.** Su diseño, fue uno de los aportes más significativos a las turbinas de gas a escala, siendo considerado el primero en lograr realizar un motor jet a escala con medios comunes. Se basaba en un compresor radial, y un sistema rotor con aspas curvadas y una cubierta de placa. El compresor era accionado por una etapa única de turbina axial, tenía 2.5 mm de espesor. La FD 2, se basaba en el combustible utilizado: una mezcla de diesel y 15% de petrol. La cubierta de la rueda del compresor estaba hecha de madera contrachapada y reforzada con fibra de carbono, la cual, fue sometida a velocidades periféricas de 300m/s, soportando muy bien todas las cargas.

Después, el desarrollo de la FD 3 mostrada en la figura 6, se fundamentaba en la construcción del compresor hecho en aleación de aluminio; además, el sistema de inyección, contaba con vaporizadores dentro de la cámara de combustión, que mediante una bomba de combustible impulsaba el gas por medio de ellos.

La ubicación de los vaporizadores lograba que el combustible al llegar a su punto de ignición fuera en estado gaseoso y no líquido. Entregaba una relación de

<sup>5</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 23; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

compresión del 1,5 con el acelerador completo. Producía 30 Newtons de empuje, con una masa de 750 gramos, y presentaba las siguientes medidas: 265 mm de longitud, 110 mm de diámetro.

**Figura 6.** FD 3/36 de Kurt Schreckling



Fuente. Disponible en <http://www.gasturbine.pwp.blueyonder.co.uk/topten.htm> imagen 22 de noviembre 2015

**3.1.3.4 Turborec T240 de JPX<sup>6</sup>.** Presentada en la figura 7, esta microturbina fue desarrollada en el año de 1991 con el nombre de T240, y su diseño es atribuido al francés Mechel Serrier, quien produjo un modelo práctico de una microturbina a mediados de los 80s.

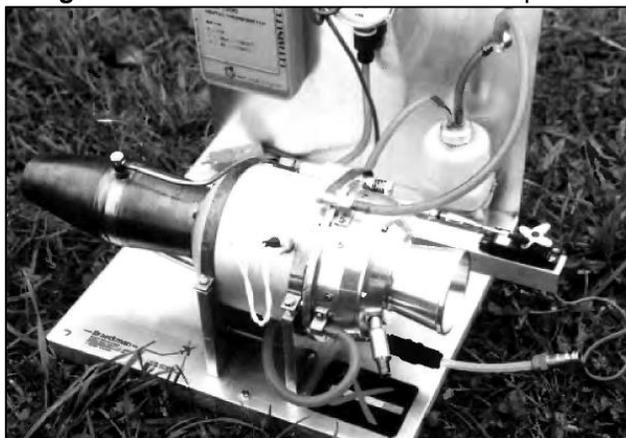
Para sus experimentos utilizó un pequeño turbocargador de 60mm de diámetro. El sistema difusor del compresor consistía en un anillo radial y un anillo guía axial, hechos en aleación de aluminio. La cámara de combustión, estaba diseñada para funcionar con gas propano, pero necesitaba una válvula que controlara el paso de combustible a la cámara; la explosión del gas producía temperaturas de 750°C, a una velocidad de 300 m/s.

La microturbina producía 45 Newtons de empuje a 122.000 rpm. La relación de compresión era de 2,15:1, y una temperatura de salida de 650°C. Dados los datos arrojados por esta microturbina, se realizaron cálculos que entregaban una velocidad de escape de 345 m/s, y una temperatura en la cámara de combustión de 830°C. La masa de la T240 era de 1,7 kg, con una longitud de 335mm y un diámetro máximo de 116mm.

---

<sup>6</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 26; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**Figura 7.** La turbina JPX en un banco de prueba



Fuente: KAMPS, Thomas. La JPX T240, la primera de la serie microturbinas, 2005. p. 26

**3.1.4 Microrreactores actuales<sup>7</sup>.** En la actualidad, se pueden encontrar motores que entregan un empuje de hasta 140 Newtons o más. Al mismo tiempo, las industrias pioneras en el desarrollo de los microrreactores, lograron obtener altas velocidades de rotación (180.000rpm o mayores), en motores cada vez más pequeños (diámetros de disco compresor de 50 milímetros o menores) comerciales.

El diseño general de los microrreactores, es hoy en día, muy similar uno de otro: el compresor se extrae del turbocargador de un automóvil. La turbina, es de una etapa y del tipo axial, se utilizan aleaciones de alta resistencia (Inconel 713 y Nimonic), y buen comportamiento a temperaturas elevadas. La cámara de combustión, tiene una corta longitud y puede ser de flujo inverso. La pre vaporización del combustible, se realiza por el sistema de *sticks* o estacas, dentro de la cámara de combustión. Métodos cómodos para la operación incluye, arrancadores automáticos eléctricos que dan rotación inicial al rotor, ubicados en el conducto de entrada de aire, al principio del dispositivo.

Algunas partes dinámicas, especialmente el conjunto rotor (Compresor – Eje – Turbina), deben estar convenientemente balanceados para evitar restricciones operativas. Por ello, las industrias y compañías especializadas no escatiman gastos en esta labor.

El sistema de control de los microrreactores, puede realizarse remotamente. Esto incluye, una unidad *software* que garantiza el encendido secuencial del motor: inyección de gas, encendido de la bujía y, el monitoreo constante de la *EGT* (*Exhaust Gas Temperature*) o Temperatura de salida de gases y las velocidades de rotación; previniendo daños en el conjunto durante su operación.

---

<sup>7</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 28; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

A continuación en el cuadro 3, se presentan algunas características de motores con operación reciente en el ámbito comercial. Estos datos son los que presenta el vendedor, para su reconocimiento comercial.

**Cuadro 3.** Características de algunos microreactores actuales

	AMT Olympus	KJ-66	WREN MW54	JF-50 Bee
Diámetro del motor (mm)	130	112	87	80
Longitud (mm)	267	230	150	173
Diámetro del compresor (mm)	84	66	54	50
Diámetro de la turbina (mm)	84	66	55	50
Peso del motor (sin bomba de combustible ni ECU)	2475	930	800	800
Máximas rpm	108.000	115.000	160.000	180.000
Ralentí rpm	34.000	35.000	45.000	50.000
Empuje a máximas rpm	230	75	54	63
Rango de presión	4.0	2.2	2.3	2.3
Consumo de combustible (ml/min)	800	300	210	220
Flujo másico (Kg/s)	0.45	0.23	0.18	0.2

Fuente: KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005, p. 29; modificado por el autor

**3.1.4.1 El J-450 por Sophia Precision<sup>8</sup>.** Este modelo de turbina, es similar al diseño del francés T240 (ver numeral 4.1.3.4.), con una etapa de compresor radial y de turbina, también radial. La mayor diferencia, se encuentra en el diseño de la cámara de combustión. El J-450, usa como combustible una mezcla de *Petrol* y Keroseno. Por otra parte, el T240, utiliza gas propano, el cual, debía ser

<sup>8</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 29; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

correctamente vaporizado y atomizado para una excelente combustión. En el diseño de la compañía *Sophia Precision*, se optó por utilizar la inyección directa a través de atomizadores tipo *jet*, a una presión de 10 bares producida por una bomba eléctrica.

Sus características son: el motor produce un empuje de 55 Newtons. Su máxima relación de compresión es de 2,4:1 a 130.000 rpm. Peso de 1,8 kilogramos, sin la bomba de combustible. Para el proceso de arranque, necesita una botella de aire comprimido.

**3.1.4.2 AMT – Advanced Micro Turbines<sup>9</sup>.** Es una empresa holandesa que innovó con el desarrollo de microreactores en la década de 1990 y que actualmente continúa con sus investigaciones y avances tecnológicos en el campo. La primera turbina desarrollada por ellos es la *Pegasus Mk-2*, y por muchos años fue la más potente de su género. Comprendía una etapa de compresor extraído del turbocargador de un carro y, una etapa de turbina axial.

En 1992, comenzó su desarrollo, donde el motor entregaba a la fecha un empuje de 70 Newtons. Con mejoras, principalmente, en la etapa de cámara de combustión y *NGV (Nozzle Guide Vanes)*, se logró incrementar su empuje a 100 Newtons, con una velocidad rotacional de 95.000 rpm. Los primeros test se realizaron a bordo de la aeronave *Heinkel Salamander*.

El siguiente prototipo, el *Pegasus Mk-3*: con similar sistema rotor, el cual, incluía un disco compresor *Garret* y una turbina del tipo axial, y perfeccionamiento en su tecnología; alcanzaba 150 Newtons de empuje estático, con una relación de compresión de 3,5:1. Este empuje resultó ser muy alto para darle una aplicación en aeromodelismo, lo que decantó en la creación de un dispositivo comercial con las siguientes características: diámetro del disco compresor de 76 milímetros, separado de un turbocargador *Garret* de alto rendimiento. El sistema difusor consistía en dos anillos de *vanes*; uno, ubicado radialmente, y el otro, axialmente.

El disco de turbina, del tipo axial, se construía por medio de un proceso de fundición al vacío, usando como material aleación de Níquel, resistente a altos esfuerzos y altas temperaturas. La cámara de combustión del *Pegasus Mk-3*, funcionaba con keroseno *Jet A1* o similar, inyectado por tubos de mezcla en el interior de la cámara. Para el encendido, era necesario pre calentar la cámara. Los ingenieros, diseñaron un sistema de lubricación para los rodamientos híbrido junto con el combustible.

Las características de operación del motor comercial, eran: empuje de 100 Newtons, con velocidad rotacional de 105.000 rpm. Relación de compresión de 3:1

---

<sup>9</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 29 – 31; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

y con un flujo másico de 0,28 kg/s, con una velocidad de salida de gases de 360 m/s. Consumía 350 ml/minuto de combustible.

Otro diseño de la *Advanced Micro Turbines*, es la serie *Olympus* que utilizaba un disco compresor *Garret* de 84 milímetros. La etapa de turbina era la misma que la usada en el motor *Pegasus*, pero con un diámetro mayor. Entregaba un empuje de 230 Newtons, el cual, se encontró muy pronto fuera del rango operativo para los aeromodelistas principiantes. Pesaba 2400 gramos; con una relación de compresión de 4:1. La temperatura de los gases de escape se aproximaba a los 650°C. A máximas revoluciones (108.000 rpm), consumía 800 ml/minuto de combustible.

El siguiente desarrollo de la misma casa fabricante se dio a conocer como *Mercury*, basaba su diseño en los motores arriba mencionados, pero con diámetros de 100 milímetros y longitud de 225 milímetros más de los referenciados. Produce 88 Newtons de empuje. Relación de compresión de 2,8:1, con una temperatura de gases de escape de 650°C y consumo por minuto de combustible de 350 ml.

**Figura 8.** Familia de turbinas AMT



Fuente: KAMPS, Thomas. La Familia AMT, *Olympus*, *Pegasus* y *Mercury*. 2005. p. 30

**3.1.4.3 La microturbina KJ-66<sup>10</sup>.** Desarrollo de Kurt Shreckling, y diseñada al abandonar su diseño original de la serie FD. El nombre proviene del diseñador arriba mencionado y del español Jesús Artés. Esta turbina es similar al desarrollo inicial FD 3/64.

El disco compresor es de un turbocargador de diámetro de 66 milímetros, más efectivo que su antecesor. El difusor del compresor es maquinado en aluminio, cuyos vanos toman la forma de cuñas gordas en la dirección del flujo. El disco de

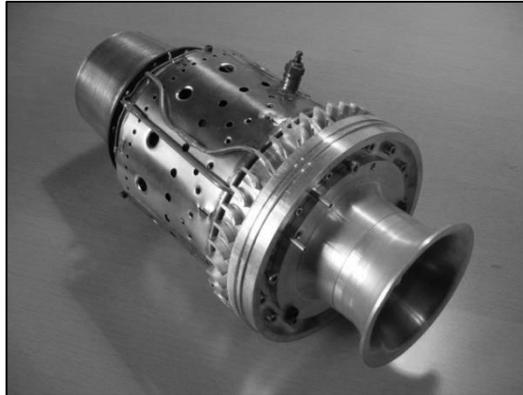
---

<sup>10</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 31 – 32; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

turbina es axial y su proceso de manufactura es de elevada precisión; de material Inconel 713, con 23 vanos dispuestos radialmente.

La cámara de combustión emplea el sistema de estacas y es muy compacta. El eje es de una corta longitud y está apoyado sobre 2 rodamientos y resortes de pre carga. A 115.000 rpm produce 75 Newtons de empuje, pesa 950 gramos, dependiendo de la versión.

Figura 9. KJ - 66



Fuente. Disponible en <http://www.molotec.de/galerie/historisches-2/> imagen 22 de noviembre 2015

**3.1.4.4 La turbina de Artés<sup>11</sup>.** Jesús Artés y su equipo español, perfeccionaron la *KJ-66* con nuevas partes. La *JG-100 Eagle*, diseño de Artés y Gaspar Espiell, fue el siguiente desarrollo en estas turbinas, con las siguientes características. Entregaba un empuje de 150 Newtons con un diámetro de 108 milímetros. La nueva cámara de combustión tenía 12 estacas y el disco compresor 16 aspas. A máximas revoluciones brindaba 132.000 rpm con una relación de compresión de 3,4:1.

Otra versión se está desarrollando en México, llamada JF-120 Super Eagle con Felipe Nieto, la cual, entrega 135 Newtons de empuje.

**3.1.4.5 La turbina *Jet Cat*<sup>12</sup>.** El principal desarrollo de la compañía que toma como nombre el título del numeral, es el desarrollo de un motor eléctrico adaptado en la toma de entrada. La *Jet Cat P80* utiliza un diámetro de disco compresor de 66 milímetros, proveniente de turbocargadores *KKK*; y una turbina del tipo axial.

La cámara de combustión tiene 6 estacas en donde el Keroseno es pulverizado. En muchos de los casos para la ignición se utiliza gas Propano para el calentamiento de la cámara, y, se realiza ignición con una bujía eléctrica. Para

<sup>11</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 32 – 33; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>12</sup> Ibid., p. 32 – 34; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

esta configuración se utilizan dos rodamientos con un sistema independiente de lubricación.

**Figura 10.** Turbina *Jet Cat* en aeronave *Kangaroo*



Fuente: KAMPS, Thomas. Un arrancador eléctrico en la *Jet Cat*. 2005. p. 33

El empuje que entrega es de 80 Newtons con una relación peso máximo de aeronave al despegue de 12 Kilogramos o más. La turbina pesa 1,3 kilogramos incluidos todos los accesorios. Los circuitos eléctricos, junto con la computadora muestran las características operacionales. Realizan de forma autónoma el encendido; desde la inyección electrónica de combustible, hasta el monitoreo de las rpm y temperatura de salida de gases.

**3.1.5 Los motores más pequeños<sup>13</sup>.** Con el desarrollo de los turbocargadores se ha dado lugar a nuevos desarrollos en el campo micro, que brindan un empuje de 50 a 60 Newtons. El compresor más pequeño tiene un diámetro de 35 milímetros, las aspas tienen un espesor de 0,4 milímetros generalmente de 6 a 10 de forma retrocurva. Alcanzan rpm tan altas como 180.000 rpm y en ralentí alrededor de 50.000 rpm. Un ejemplo típico es el diseño de Jesús Artés; en la figura 11 se presenta la *JF-50 Bee*, con un diámetro de salida de 80 milímetros, una longitud de 173 milímetros. Con las revoluciones máximas arriba mencionadas entrega 60 Newtons de empuje; tiene un sistema de arranque controlado digitalmente. Pesa 800 gramos.

En Inglaterra John G. Wright y Mike Murphy, patentaron el diseño de *MW 54*. Usa un compresor de un turbocargador *Garret* de 54 milímetros. La turbina tiene 55 milímetros de diámetro, hecha en Inconel 713. El diámetro exterior oscila entre 87 milímetros y su longitud es de 150 milímetros. Pesa 650 gramos; brinda 54 Newtons de empuje a 100.000 rpm.

---

<sup>13</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 34 – 36; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**Figura 11.** De izquierda a derecha: KJ-66, TK-50 y Bebotec J-66



Fuente: SCHRECKLING, Kurt. De izquierda a derecha: KJ-66, TK-50 y Bebotec J-66. 2005. p. 40

En Inglaterra John G. Wright y Mike Murphy, patentaron el diseño de *MW 54*. Usa un compresor de un turbocargador *Garret* de 54 milímetros. La turbina tiene 55 milímetros de diámetro, hecha en Inconel 713. El diámetro exterior oscila entre 87 milímetros y su longitud es de 150 milímetros. Pesa 650 gramos; brinda 54 Newtons de empuje a 100.000 rpm.

**3.1.6 Turboprops y Turboshaf<sup>14</sup>**. Una aplicación importante para el campo de las microturbinas se muestra en la figura 12; se presenta a través de la entrega de potencia al eje. El mecanismo propulsor usado para los *turbojets* (el cono de escape), es reemplazado por un segundo sistema de engranajes para reducir las revoluciones, posteriormente, se acopla una hélice (*turboprop*), o para impulsar el rotor de un helicóptero (*turboshaf*). Pueden entregar hasta 50 kW de potencia al eje.

**Figura 12.** Turbina a Escala (*Turboprop*)



Fuente. Disponible en <http://www.barnardmicrosystems.com/UAV/engines/turbine.html> imagen 22 de noviembre 2015

<sup>14</sup> KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 36; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

## 4. MARCO CONCEPTUAL

### 4.1 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES A REACCIÓN

Los motores a reacción, son llamados así porque su principio de funcionamiento está basado en los postulados de Isaac Newton. Estos motores utilizan gases a alta velocidad en sus etapas finales y ejercen una fuerza en sentido contrario llamada empuje.

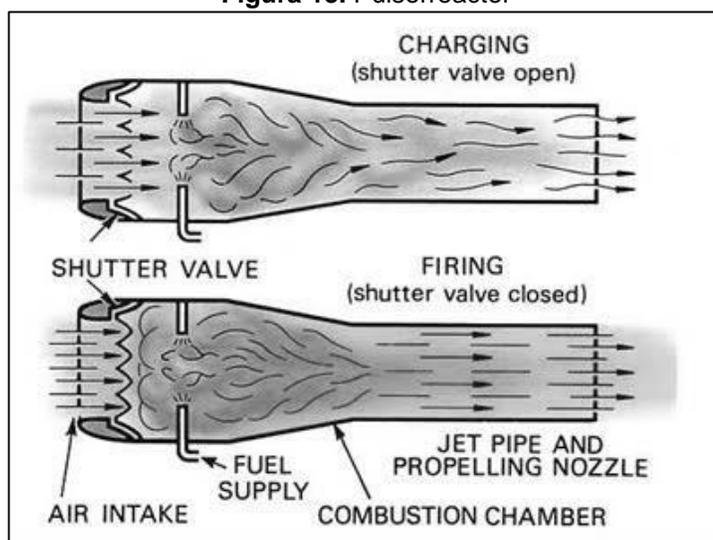
Se pueden clasificar en cuatro grandes grupos: estatorreactores, pulsorreactores, turborreactores y motores cohete.

**4.1.1 Estatoreactores.** Estos motores trabajan con características de flujo superiores a *Mach* 1, donde el aire a la entrada del motor llega con una elevada presión y temperatura dadas las características de flujo supersónico, suprimiendo la necesidad de un sistema compresor de aire. La toma de aire tiene un difusor supersónico, el cual, reduce la velocidad de entrada del aire para transformar el flujo en subsónico (*Mach* <1). Este aire presurizado tiene características ideales para que su mezcla con el combustible sea óptima en el proceso de explosión en la cámara de combustión. Por otra parte, los inyectores suministran el combustible pulverizado en periodos de tiempo continuos para generar la ignición de la mezcla. Los gases calientes producto de la explosión se dirigen axialmente hacia su etapa final. Allí tienen el componente necesario para generar empuje, llamado tobera de escape.

**4.1.2 Pulsoreactores.** Se presenta en la figura 13 este tipo de motores; su funcionamiento es muy parecido al de los estatorreactores; sin componentes como el compresor y turbinas. La principal diferencia radica en el área donde se realiza la ignición de la mezcla, en esta área se acoplan válvulas que pulverizan e inyectan el combustible de manera intermitente. El resultado es la generación de alta potencia a intervalos espaciados (pulsos).

**4.1.3 Turboreactores.** Este tipo de motores se utilizan principalmente para la aviación tanto comercial como militar de escala completa o aeronaves de tamaño reducido. En comparación con los dos grupos anteriormente presentados, los componentes utilizados en los turborreactores, desde la entrada del aire hasta la salida de gases, son: difusor de entrada, compresor, cámara de combustión, turbina, y tobera de escape. Cada uno de estos componentes varía según el diseño y las características de operación a las cuales va a estar sometido, presentando etapas compresoras axiales o centrifugas; cámaras de combustión anulares, cilíndricas, cilíndrico-anulares; turbinas axiales; y toberas de escape variable (divergente o convergente), o fijo. Algunos motores presentan un componente adicional llamado *post combustor* que genera empuje adicional al motor.

**Figura 13.** Pulsorreactor



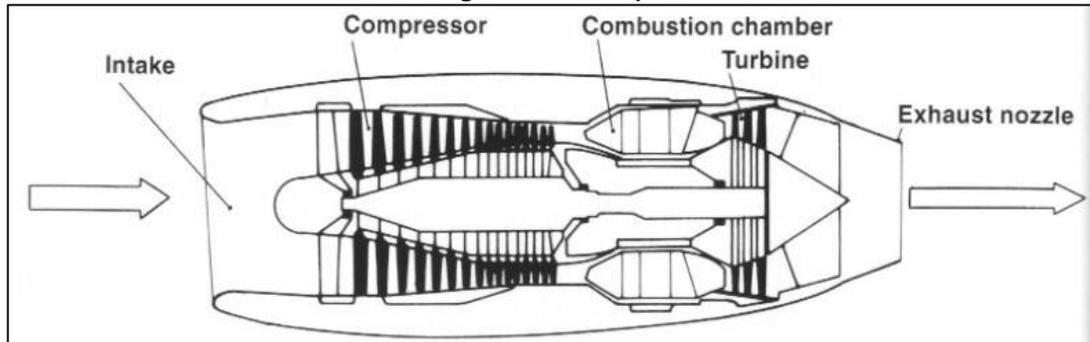
Fuente: ROLLS-ROYCE. Fig. 1-7. A pulse jet engine. 1986. p. 4

El funcionamiento básico es el siguiente: el aire es succionado por el difusor de entrada con una presión y temperatura dadas; el compresor al rotar a altas revoluciones eleva la temperatura y la presión del aire; en la cámara de combustión este aire se mezcla con el combustible y genera la explosión de la mezcla; los gases producto de la combustión pasan a la siguiente etapa donde una parte de ellos transmite movimiento a la turbina que por medio de un eje acoplado al compresor genera movimiento a éste; y la otra parte, pasa por la tobera de escape generando empuje o impulso que finalmente es el que mueve el avión hacia adelante.

La clasificación general de los turborreactores se divide en cuatro: *Turbojet*, *Turbofan*, *Turboprop* y *Turboshaft*.

**4.1.3.1 Turbojet.** Tienen los componentes anteriormente descritos y presentan generalmente difusor de entrada, etapas de compresión múltiples, cámara de combustión, etapas simple o múltiple de turbina axial, y tobera de escape, como se presenta en la figura 14. Algunos de ellos se les adaptan la postcombustión para generar un empuje adicional por periodos de tiempo cortos.

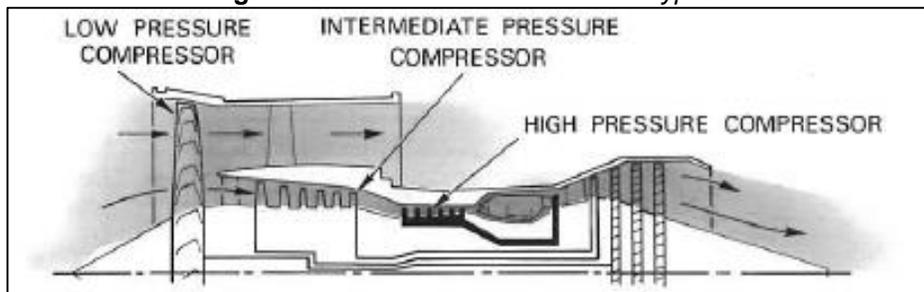
Figura 14. Turbojet



Fuente: HUNECKE, Klaus. Fig 1-2. Components of a turbojet engine , 2003. p. 4

**4.1.3.2 Turbofan.** Tienen características similares de funcionamiento de los *turbojets*, pero con la diferencia de que en la etapa de entrada de aire se ajusta un *fan* (ventilador), que tiene varias funciones. Primero, funciona como primera etapa de compresión de aire. Segundo, genera un flujo de aire secundario, utilizado para la refrigeración del motor o para generar un empuje secundario, además del que pasa por el motor. Y tercero, succiona mayor masa de aire. La división principal de los motores *turbofan* se presenta por la relación *bypass*, de alto y bajo; donde esta relación es la cantidad de aire que pasa por el ducto del fan, dividido por la cantidad de aire que pasa por el motor (*core*). En *turbofan* de alta relación *bypass*, como el que se presenta en la figura 15, la cantidad de aire que pasa por el ducto del fan es mucho mayor que la que pasa por el motor. Y en relaciones *bypass* bajos la cantidad de aire que pasa por el ducto es menor o igual a la cantidad de aire que pasa por el motor.

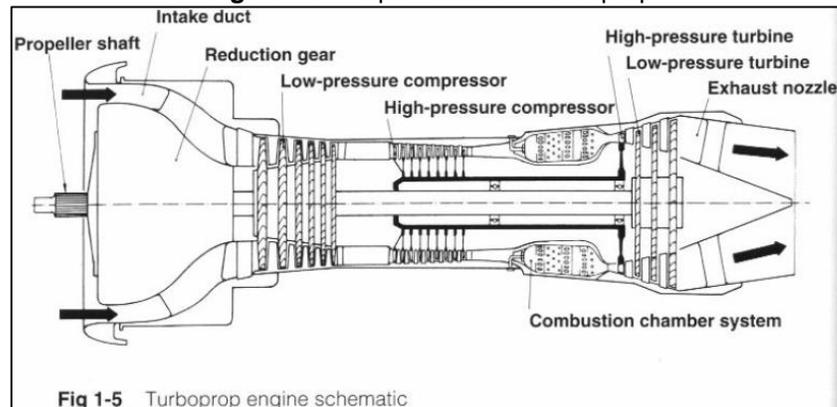
Figura 15. Turbofan de alta relación Bypass



Fuente: ROLLS-ROYCE. Fig. 2-5-2. Airflow Systems. 1986. p. 16

**4.1.3.3 Turboprop o turbohélices.** Tienen un funcionamiento similar a los motores *turbojet*. Como se presenta en la figura 16, son llamados así porque al eje donde se acopla los componentes compresor y turbina se le ajusta una caja reductora de velocidades cuya función es proporcionar las adecuadas revoluciones para que se pueda adaptar una hélice (*propeller*). La hélice genera empuje por medio de la rotación de sus aspas. Una parte del empuje es generado por la hélice y la otra parte, en una mínima proporción, se da por los gases de escape en la tobera de salida.

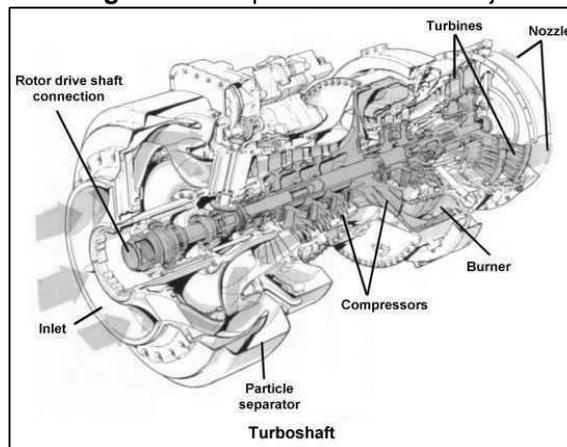
**Figura 16.** Esquema de un Turboprop



Fuente: HUNECKE, Klaus. Fig 1-5. Turboprop engine schematic. 2003. p. 8

**4.1.3.4 Turboshaft o turboejes.** Como se presenta en la figura 17, son utilizados principalmente en helicópteros, tienen el mismo funcionamiento de los motores turbohélice, pero la principal diferencia radica en que el empuje lo entrega completamente la adaptación de la hélice a la caja reductora. Es decir, el empuje adicional producido por los gases de escape es prácticamente nulo.

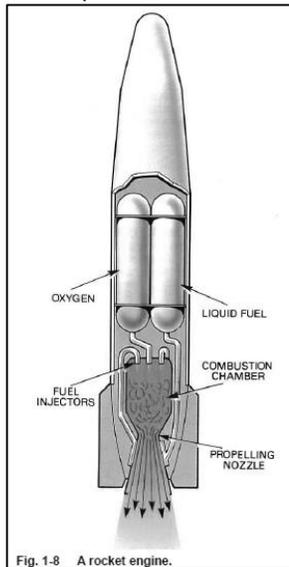
**Figura 17.** Esquema de un Turboeje



Fuente. Disponible en <http://www.aerospaceweb.org/question/propulsion/q0033.shtml> imagen 22 de noviembre 2015

**4.1.4 Motores cohete.** Estos motores tienen su principal diferencia con el resto en el hecho de que para su funcionamiento no usan aire de la atmósfera como fluido principal de trabajo. De hecho, éste, usa su propio fluido de propulsión por la combustión de combustible líquido o una derivación química de combustible mezclado con el oxígeno; ambos son llevados en el dispositivo al cual se va a propulsar. Estos se usan generalmente para operaciones fuera del rango del aire atmosférico. También el proceso de la combustión se realiza por cortos periodos de tiempo a diferencia del rango operativo de los *turbojet*. En la figura 18, se presenta un esquema de un motor cohete.

**Figura 18.** Esquema de un Motor Cohete



Fuente: ROLLS-ROYCE. Fig. 1-8. A rocket engine. 1986. p. 4

## 4.2 COMPONENTES DEL MOTOR DE TURBINA DE GAS PARA AERONAVES

Los principales componentes del motor son: ducto de entrada, compresor, cámara de combustión, turbina y tobera.

**4.2.1 Ductos de entrada**<sup>15</sup>. La entrada es la encargada de reducir la velocidad y aumentar la presión del aire, para que sea adecuado a la hora de pasar al compresor. El diseño y la operación de la toma de entrada se describen en términos de eficiencia en el proceso de compresión, el *drag* externo de la toma, y el flujo másico que ingresa a la cámara. Así como también dependerá de la “calidad” del flujo; si es subsónico o supersónico.

A medida que el flujo se aproxima a velocidades de Mach 1, el aire tenderá a comprimirse más y aparecerán ondas de choque conforme aumenta esta velocidad. Es válido decir que esta compresión es ineficiente. Por otra parte, la compresión para un flujo subsónico, donde no intervienen las ondas de choque es muy eficiente.

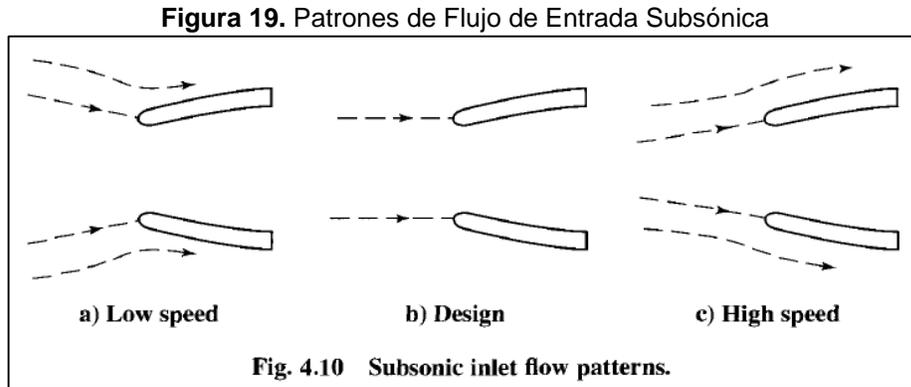
**4.2.1.1 Ducto de entrada subsónico**<sup>16</sup>. Puede ser de ducto divergente, muy eficiente hasta que se llega a Mach 1, donde aparecen las ondas de choque y el proceso de difusión se vuelve ineficiente.

---

<sup>15</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 244; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>16</sup> Ibid., p. 244; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

La toma de entrada opera en un alto rendimiento a una velocidad característica (punto de diseño), y a otras velocidades el proceso se vuelve poco eficiente, como se presenta en la figura 19.



Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-10. Subsonic inlet flow patterns. 2006. p.245

**4.2.2 Compresores<sup>17</sup>.** La función del compresor es aumentar la presión del aire entrante, así, el proceso de combustión y la potencia que se extrae a la salida de éste proceso puedan ser más eficientes. Debido al incremento de la presión, el volumen que ocupa el aire es menor, es decir, la mezcla de aire/combustible se puede realizar en un volumen más reducido.

**4.2.2.1 Compresores centrífugos<sup>18</sup>.** Durante el desarrollo del turborreactor, en la época de primaria de los motores a reacción, este tipo de compresores fue el que se utilizó para solucionar el problema de la compresión del aire, antes de ingresar al proceso de combustión. Actualmente este tipo de compresores se siguen utilizando en motores de turbina de gas, los del tipo a escala.

Como se presenta en la figura 20, el compresor centrífugo consiste de tres partes principales: el *impeller*, el difusor, y el *manifold* del compresor.

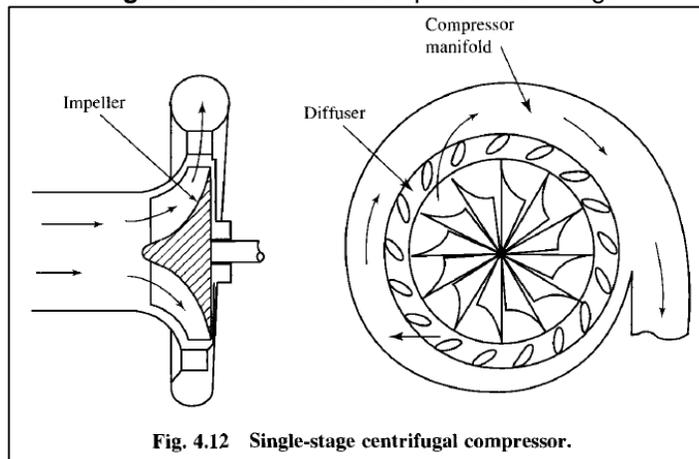
La compresión del aire ocurre, en primera instancia, por el giro del *impeller* y la velocidad que se le “inyecta” al aire, dada la rotación. Aquí, la velocidad del aire disminuye y su presión aumenta. El difusor redirige el patrón del flujo y aumenta también la presión del fluido. Finalmente el *manifold*, sirve como colector para la entrega a la siguiente etapa del proceso.

El compresor centrífugo de etapa simple, alcanza relaciones de compresión del orden de 4:1 a 5:1, máximo. Casualmente se emplean etapas múltiples, pero, en ese caso los compresores del tipo axial son más eficientes.

<sup>17</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 245; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>18</sup> Ibid., p. 246; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**Figura 20.** Partes del Compresor Centrífugo

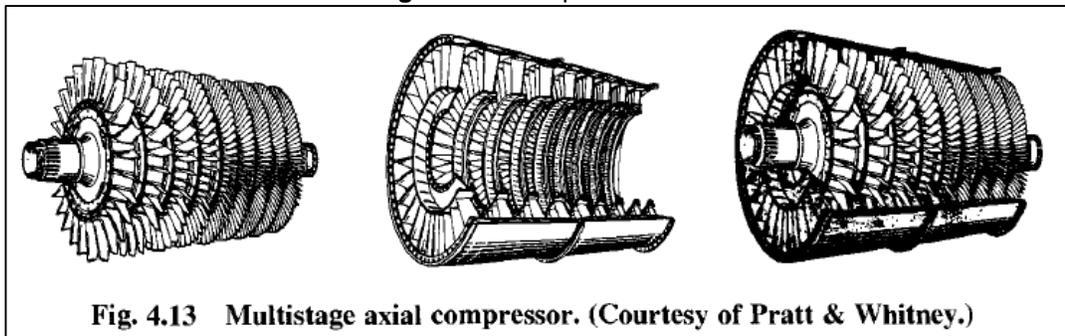


**Fig. 4.12** Single-stage centrifugal compressor.

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-12. Single-stage centrifugal compressor. 2006. p.246

**4.2.2.2 Compresores axiales<sup>19</sup>.** El flujo de aire en este tipo de compresores tiene una trayectoria axial, mientras pasa por una serie de *blades (rotor)*, y *vanes (stator)*, como se muestra en la figura 21; los cuales son concéntricas con el eje de rotación. Cada grupo de *rotor blades* y *stator vanes*, se conoce como escalón (*stage*).

**Figura 21.** Compresor Axial



**Fig. 4.13** Multistage axial compressor. (Courtesy of Pratt & Whitney.)

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-13. Multistage axial compressor. 2006. p.246

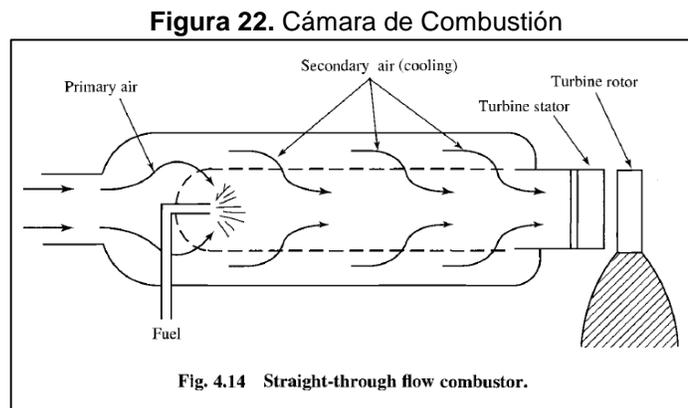
Cada escalón de un compresor axial, produce un rango de compresión muy bajo con una alta eficiencia (1.1:1 a 1.2:1). Una ventaja significativa de los compresores axiales, con respecto a los compresores centrífugos, es que los primeros son más compactos y no necesitan un área frontal para desarrollar altos rangos de presión. Para obtener la más alta eficiencia que se puede extraer de un compresor axial, éste debe operar a una velocidad axial del aire constante.

<sup>19</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 246; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**4.2.3 Cámara(s) de combustión<sup>20</sup>.** La cámara de combustión es diseñada para “quemar” una mezcla de aire y combustible, y llevar los gases resultantes a la turbina con una temperatura uniforme.

Como se presenta en la figura 22, alrededor del 10% aire que ingresa a la cámara de combustión se mezcla con el combustible para producir el calentamiento de la mezcla. La otra parte del aire, llamado aire secundario, es utilizado para refrigerar los productos de la combustión y las superficies que se encuentren a elevadas temperaturas.

En la actualidad, las cámaras de combustión, tienen un rango de 40:1, es decir, 40 partes de aire por 1 de combustible que ingresan a la cámara. De estas 40 partes de aire que ingresan a la cámara de combustión, 15 son utilizadas efectivamente para la realización del proceso de combustión.



Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-14. Straight-through flow combustor. 2006. p.247

La cámara de combustión puede ser de diferentes tipos: a) *can*, b) *annular*, c) *can-annular*. Como se presenta en la figura 23.

Para lograr una eficiencia alta en la cámara de combustión, deben existir varios factores: el proceso de combustión debe tener una alta eficiencia; los quemadores (o inyectores), no deben tener tendencia al apagado o *flame-out*; y, el proceso debe ser enteramente en la cámara de combustión.

**4.2.4 Turbinas<sup>21</sup>.** La turbina se encarga de extraer la energía cinética de los gases producto del proceso de combustión ocurrido en la cámara, es decir, en la etapa inmediatamente anterior. La energía cinética es convertida en potencia al

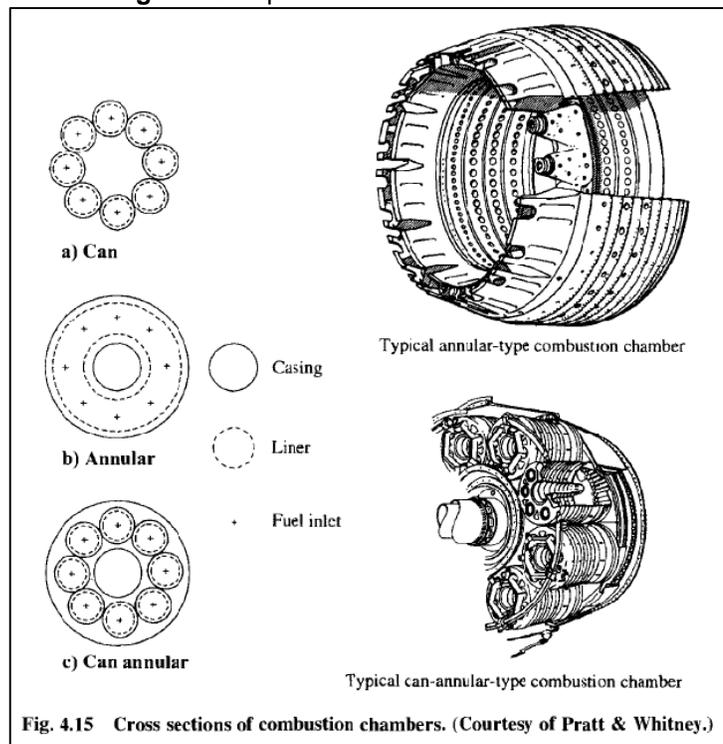
<sup>20</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 247; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>21</sup> Ibid., p. 248; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

eje para mover el compresor y otros accesorios. Cerca de tres cuartos de la energía es requerida para el movimiento del compresor.

La turbina de flujo axial consiste (como en el compresor del tipo axial), en unos escalones conformados de *blades* rotatorios y *vanes* estáticos, que pueden ser de etapa múltiple. Cuando se utiliza un solo escalón de turbina los *vanes*, se conocen normalmente como NGV (*nozzle guide vanes*); estos, son los encargados de dirigir el flujo hacia la turbina para realizar la descarga y generar la potencia mecánica al eje. En términos físicos: la energía cinética del aire se transforma en energía mecánica. Este proceso se conoce regularmente como expansión, y se incluye en el ciclo de las turbinas de gas; ciclo Brayton.

**Figura 23.** Tipos de Cámara de Combustión



Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-15. Cross sections of combustión chambers. 2006. P.248

Como se presenta en la figura 24, las turbinas también se pueden dividir en dos: turbina de impulso y turbina de reacción.

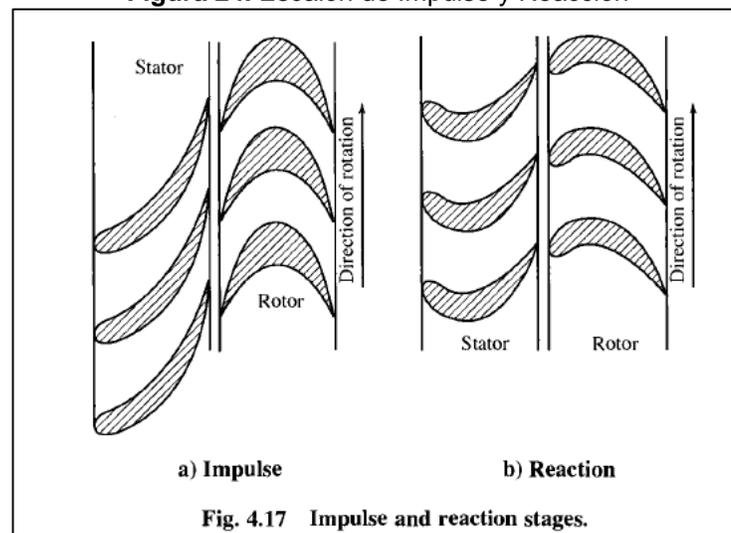
**4.2.4.1 Turbina de impulso.** En éste tipo de turbina, la velocidad relativa de descarga del rotor es la misma que la velocidad relativa de entrada, debido a que no hay cambio de presión entre la entrada y la salida del rotor. El conjunto estator de una turbina de impulso, está diseñada para que los pasajes incrementen la velocidad y reduzcan la presión.

**4.2.4.2 Turbina de reacción.** En esta turbina, la velocidad relativa de descarga del rotor aumenta y la presión disminuye en los pasajes entre las *blades* del rotor. Los pasajes del conjunto rotor, cambian por muy poco la dirección del flujo. La mayoría de las turbinas son una combinación de turbina de impulso y de reacción.

En el diseño de las turbinas se debe tener en cuenta los siguientes puntos:

1. Velocidad rotacional del eje.
2. Flujo másico.
3. Temperaturas de entrada y salida.
4. Presiones de entrada y salida.
5. Velocidad de escape.
6. Potencia de salida requerida.

**Figura 24.** Escalón de Impulso y Reacción



**Fig. 4.17** Impulse and reaction stages.

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-17. Impulse and reaction stages. 2006. P.250

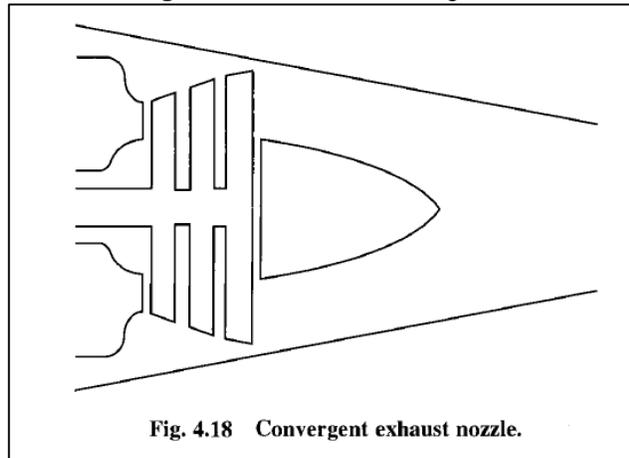
**4.2.5 Tobera de salida<sup>22</sup>.** El propósito de la tobera de salida o de escape, es incrementar la velocidad de flujo de salida que viene de la turbina. Es la encargada de generar el empuje debido al cambio de momento del aire de entrada con respecto al de salida. La tobera suministra una alta velocidad por la expansión de los gases de escape, en un proceso de expansión que requiere la disminución de la presión.

El rango de presión a lo largo de la tobera de escape controla el proceso de expansión, y el máximo empuje para un motor dado, es obtenido cuando la presión de salida es igualada a la presión ambiente.

<sup>22</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 250; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**4.2.5.1 Tobera convergente**<sup>23</sup>. Esta tobera es un ducto convergente simple, como se muestra en la figura 25. Cuando el rango de presión entre la presión de salida de la turbina y la presión de salida de la tobera es bajo, menor de 2, se utiliza dicha configuración. El uso de éste tipo se realiza generalmente en motores de bajo empuje para aeronaves subsónicas.

**Figura 25.** Tobera Convergente



**Fig. 4.18** Convergent exhaust nozzle.

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-18. Convergent exhaust nozzle. 2006. p. 251

### 4.3 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS

Se presentan conceptos importantes para realizar cálculos de diseño, gráficas y análisis de rendimiento del motor.

**4.3.1 Características del gas**<sup>24</sup>. Las turbinas de aeronaves utilizan como sustancia de trabajo gases calientes, los cuales, están compuestos de aire atmosférico y productos gaseosos de la quema del combustible. Estos productos de la combustión resultan de una reacción química entre el oxígeno del flujo del aire y el combustible.

El oxígeno es el principal actor en el proceso de la combustión. El nitrógeno, es un gas inerte que genera productos oxidantes y contribuyen en una proporción mínima a la polución atmosférica.

En las turbinas a gas, la energía que contiene las moléculas del aire o de los productos de la combustión, se presenta en términos de propiedades o variables de estado de las mismas como la temperatura y la presión. El nivel de energía de

<sup>23</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 250; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>24</sup> HUNECKE, Klause. Jet Engines, Fundamentals of Theory, Design and Operation. Great Britain: Motorbooks International Publishers & Wholesalers, 2003. p.26; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

un gas, puede describirse por las propiedades de un punto en el motor (estación), por medio de la presión, la temperatura y la densidad.

La interrelación que existe entre las propiedades anteriormente mencionadas, se plasma en la ecuación de los gases ideales o perfectos:

**Ecuación 1.** Ecuación de los gases ideales

$$\frac{P}{\rho} = RT$$

Fuente: HUNECKE, Klaus. Jet Engines, Fundamentals of Theory, Design and Operation. Great Britain: Motorbooks International Publishers & Wholesalers, 2003. p. 28.

Donde,

$P$ : Presión del gas.

$\rho$ : Densidad del gas.

$T$ : Temperatura del gas.

$R$ : Constante de los gases ideales.

**4.3.2 Ciclo Brayton<sup>25</sup>.** El ciclo de potencia Brayton es un modelo termodinámico para un gas ideal en un ciclo de turbina a gas. Se compone de los siguientes cuatro procesos en orden de entrada al ducto, y salida en la tobera:

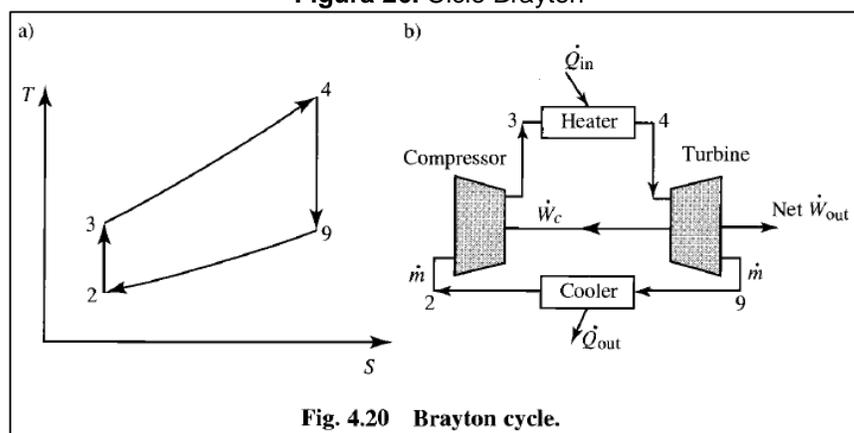
1. Compresión Isentrópica (2 a 3)
2. Adición de Calor a presión constante (3 a 4)
3. Expansión isentrópica (4 a 9)
4. Expulsión de Calor a presión constante (9 a 2)

Este proceso se realizó con base en los componentes básicos. Como se indica en la figura 26. En este ciclo ideal, los procesos que pasan a través del compresor y de la turbina, son considerados reversibles y adiabáticos, es decir, isentrópicos. Los procesos que van a través del *heater* (puede ser, cámara de combustión) y del *cooler* (puede ser, tobera de escape), son considerados de presión constante en el ciclo ideal.

---

<sup>25</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 252; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**Figura 26. Ciclo Brayton**



**Fig. 4.20 Brayton cycle.**

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Fig. 4-20. Brayton cycle. 2006. p. 253

**4.3.3 Ciclo ideal<sup>26</sup>.** En éste ciclo se asume la perfección de los componentes individuales de la turbina de gas. Estas condiciones de perfección o ideales, implican los siguientes puntos:

- La compresión y la expansión son procesos reversibles y adiabáticos, es decir, isentrópicos.
- El cambio de la energía cinética del fluido de trabajo entre la entrada y la salida de cada componente es despreciable.
- No existen pérdidas de presión en: el ducto de entrada, cámara de combustión, ducto de escape y ductos conectores en cada componente.
- El fluido de trabajo tiene la misma composición a través del ciclo; es un gas perfecto y con calores específicos constantes.
- El flujo másico de gas es constante a lo largo del ciclo.

Con base en este numeral se inició un proceso de cálculo matemático en el aspecto termodinámico más adelante. Y se usó igualmente para la obtención de los cálculos paramétricos necesarios.

**4.3.4 Propiedades de estancamiento<sup>27</sup>.** Se presenta algunas de las propiedades termodinámicas para realizar un análisis matemático con relación a las propiedades de presión y temperatura.

<sup>26</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 37 – 38; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>27</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 262; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**4.3.4.1 Temperatura total o de estancamiento.** Está definida como la temperatura a la cual un fluido fluyendo en estado estable, es llevado al reposo (estancamiento), adiabáticamente. La ecuación que representa éste valor se expresa de la siguiente manera

**Ecuación 2.** Temperatura de estancamiento

$$T_0 = T + C^2/2c_p$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 2.7. 1996. p. 46

Donde,

$T_0$ : Temperatura de estancamiento

$T$ : Temperatura estática

$C$ : Velocidad del fluido

$c_p$ : Calor específico a presión constante del fluido de trabajo

**4.3.4.2 Presión total o de estancamiento.** Se define como la presión de un fluido en estado estable que es llevado al reposo, en un proceso adiabático y reversible, es decir, isentrópico. Se puede optar por la siguiente ecuación:

**Ecuación 3.** Presión de estancamiento

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 2.8. 1996. p. 47

Donde,

$P_0$ : Presión de estancamiento

$P$ : Presión estática

$T_0$ : Temperatura de estancamiento

$T$ : Temperatura estática

$\gamma$ : Relación de calores específicos del fluido de trabajo

#### 4.4 PARÁMETROS DE PERFORMANCE DE UN MOTOR DE AERONAVE

Se especifica las características principales con las que los motores son comparados unos con otros. También este numeral sirvió para realizar las gráficas de desempeño de la microturbina.

**4.4.1 Empuje**<sup>28</sup>. La propulsión de aeronaves se da por el principio de la reacción; un “chorro” de gases a alta velocidad que sale de una tobera genera una fuerza en dirección opuesta.

La cantidad de empuje depende del flujo másico de aire que pasa a través del motor y la velocidad con que éste sale. El producto de la masa  $m$ , y de la velocidad  $v$ , se denomina momentum (Descartes, 1644).

Cuando se presenta una variación del momentum en un tiempo determinado, se genera una fuerza. Ésta fuerza en los motores de aeronaves se denomina empuje y es el principio de propulsión, también conocido como teorema del momentum. Para conocer el empuje que genera un motor específico, no se necesita conocer el funcionamiento de las partes interiores; con las condiciones de frontera será suficiente, para determinar dicho parámetro.

La ecuación para el empuje de un motor a reacción, de única entrada y única salida, para cuando la presión de salida es igual a la presión de entrada se presenta como,

**Ecuación 4.** Ecuación de empuje, expansión atmosférica

$$F = (\dot{m}_0 + \dot{m}_f)V_e - \dot{m}_0 * V_0 \quad \text{Para } P_e = P_0$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Ecuación 1.6. 2006. p.17; modificada por el autor

Donde,

$F$ : Empuje.

$\dot{m}_0$ : Flujo másico de aire.

$\dot{m}_f$ : Flujo másico de combustible.

$V_e$ : Velocidad de salida.

$V_0$ : Velocidad de aire de entrada.

$P_e$ : Presión de salida.

$P_0$ : Presión de entrada.

$A_e$ : Área de salida.

**4.4.2 Consumo específico de combustible**<sup>29</sup>. Se define como la cantidad de combustible usado para alcanzar una unidad de empuje en un tiempo determinado. También se conoce por sus siglas en inglés como *SFC (Specific Fuel Consumption)*. Se representa como,

---

<sup>28</sup> HUNECKE, Klaus. Jet Engines, Fundamentals of Theory, Design and Operation. Great Britain: Motorbooks International Publishers & Wholesalers, 2003. p. 32 - 35; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>29</sup> Ibid., p. 40; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

**Ecuación 5.** Ecuación de TSFC

$$SFC = \frac{f}{T_{sp}}$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Ecuación 1.11. 2006. p.17

Donde,

$f$ : Rango combustible/aire

$T_{sp}$ : Empuje específico

**4.4.3 Empuje específico**<sup>30</sup>. El parámetro de qué tan efectivo es el flujo de aire en ser transformado en empuje ( $T_{sp}$ ) puede usarse cuando se establece, cuánto empuje es obtenido por unidad de flujo másico.

**Ecuación 6.** Ecuación de empuje específico

$$T_{sp} = \frac{T}{\dot{m}}$$

Fuente: HUNECKE, Klaus. Jet Engines, Fundamentals of Theory, Design and Operation. Great Britain: Motorbooks International Publishers & Wholesalers, 2003. p.41.

Donde,

$\dot{m}$ : Flujo másico

$T$ : Empuje instalado del motor

## 4.5 EFICIENCIAS DEL MOTOR

Los parámetros más importantes para analizar el rendimiento de un motor son: 1) la eficiencia de los componentes y 2) la temperatura de trabajo máxima.

El primer punto, está relacionado con las pérdidas que se generan en la operación de los componentes. El segundo con la calidad de los materiales y su disponibilidad en el mercado.

Uniendo las eficiencias de los componentes se obtiene la eficiencia general del motor.

**4.5.1 Eficiencia térmica**<sup>31</sup>. Se define como la tasa total de energía organizada (potencia al eje o energía cinética) que sale del motor, dividido, la tasa de energía térmica disponible del combustible que entra al motor.

---

<sup>30</sup> HUNECKE, Klaus. Jet Engines, Fundamentals of Theory, Design and Operation. Great Britain: Motorbooks International Publishers & Wholesalers, 2003. p. 40.

<sup>31</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 22; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

Esta energía térmica del combustible está representada por el flujo másico de combustible y multiplicado por el valor más bajo de calentamiento del combustible, denominado  $h_{PR}$ . En palabras algebraicas la eficiencia térmica se escribe así,

**Ecuación 7.** Ecuación de la eficiencia térmica

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{Q}_{in}}$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Ecuación 1.13. 2006. p.22

Donde,

$\dot{W}_{out}$ : Potencia total de salida

$\dot{Q}_{in}$ : Tasa de energía térmica liberada.

**4.5.2 Eficiencia propulsiva**<sup>32</sup>. Es la medida de qué tan efectivamente la potencia del motor, es usada para propulsar la aeronave. En otras palabras es el rango de la potencia de la aeronave (empuje por velocidad) y la potencia de salida. En lenguaje matemático se puede expresar como,

**Ecuación 8.** Ecuación de la eficiencia propulsiva

$$\eta_p = \frac{TV_o}{\dot{W}_{out}}$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Ecuación 1.14. 2006. p.22

Donde,

$T$ : Empuje del sistema

$V_o$ : Velocidad de la aeronave

$\dot{W}_{out}$ : Potencia de salida del motor.

**4.5.3 Eficiencia total**<sup>33</sup>. La combinación de las dos anteriores eficiencias se denomina eficiencia total y se denota como  $\eta_o$ . Se expresa como,

**Ecuación 9.** Ecuación de la eficiencia total

$$\eta_o = \eta_p * \eta_T$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Ecuación 1.17. 2006. p.22

---

<sup>32</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 22; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

<sup>33</sup> Ibid., p. 24; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

Donde,

$\eta_o$ : Eficiencia total

$\eta_p$ : Eficiencia propulsiva

$\eta_T$ : Eficiencia térmica

## 5. METODOLOGÍA

La metodología que se va a seguir tuvo como propósito dar unas pautas para llevar a cabo la investigación, respetando los lineamientos del objetivo general y siguiendo las características plasmadas en los objetivos específicos.

### 5.1 INVESTIGACIÓN DESCRIPTIVA

El método que se adaptó durante la investigación para el desarrollo del proyecto, presenta como característica principal la descripción de una serie de metas o actividades para cubrir y solucionar el problema presentado. Las características de este proceso de investigación descriptiva, brinda las pautas necesarias para que el desarrollo del motor a escala en su etapa preliminar y conceptual, sea adecuado; mostrando durante el camino, datos de diseño técnicos, datos conceptuales, ecuaciones matemáticas, características físicas e interpretación de los datos obtenidos.

### 5.2 ETAPAS METODOLÓGICAS

**5.2.1 Primera etapa. Condiciones operativas iniciales y requisitos de funcionamiento.** Diseñar un turborreactor a escala en su fase conceptual donde se evidencien los parámetros de performance o rendimiento general.

En la presente etapa, se mostraron las variables que participan en la operación de un microreactor, teniendo en cuenta como punto de partida las condiciones en el que éste iba a operar. La premisa de esta etapa, se presentó de forma conceptual y algo teórica con el fin de que posteriormente se apliquen dichos fundamentos en las etapas consecuentes.

En el diseño total, esta etapa es fundamental ya que presenta los cimientos de todo el mecanismo, es decir, de ella se rigen los cálculos y configuraciones posteriores y finales. También se divisa superficialmente el proceso de diseño y posterior fabricación de un motor a reacción a escala, con base en un modelo usado en la industria aeronáutica.

Los pasos de esta fase fueron los siguientes:

- Realizar una línea base, con las características principales de algunos de los microreactores construidos a la fecha.
- Con base en el tópico anterior, establecer los parámetros de operación del microreactor.

**5.2.2 Segunda etapa. Análisis y cálculos paramétricos.** Realizar un diseño preliminar del microreactor dentro de los límites operativos establecidos en la primera etapa.

La descripción de cuántas etapas va a tener el microreactor, las condiciones a las que van a operar, el tipo de ciclo que lo va a regir, las variables de estado que se deben presentar en cualquier movimiento operativo; son los puntos principales de esta segunda etapa del proyecto.

Se hace menester que se publiquen y apliquen algunas ecuaciones matemáticas que representan la operación a rangos diferentes. Además de postular algunos conceptos ideales para la simplificación del proceso de cálculo paramétrico, que son válidos en términos teóricos, mas no, operativos.

Los pasos son los siguientes:

- Determinar la cantidad de etapas y realizar un esquema simplificado para esta clase de motores.
- Establecer los principios fundamentales de los microreactores.
- Escoger el ciclo termodinámico el cual aplica a este motor.
- Aplicar los conceptos básicos, termodinámicos y/o de mecánica de fluidos al sistema establecido.

**5.2.3 Tercera etapa. Diseño de los principales componentes del motor.** Diseñar y calcular aisladamente los componentes principales del conjunto microreactor.

En esta etapa se realizó un cálculo y diseño de los principales componentes del microreactor, teniendo como base las interpretaciones realizadas en las dos anteriores etapas. Para ello, se remitió a la literatura básica, donde se evidencian ecuaciones y desarrollos simples; sin extenderse a cálculos avanzados y complejos. También, se evaluó el desempeño unitario de los componentes, los posibles cambios que se deben realizar, y las dificultades establecidas durante la obtención de dichos datos.

Los conceptos plasmados en el marco conceptual sirvieron como guía para el éxito de esta etapa. Cada uno de los diseños de los componentes debe brindar resultados variables, de los cuales sólo uno de ellos servirá para la posterior construcción del microreactor.

Las pautas de esta etapa son las siguientes:

- Establecer las condiciones de estado del fluido de trabajo ideal.

- Determinar el conjunto de compresor-difusor, y desarrollar los modelos matemáticos que gobiernan su diseño y funcionamiento ideal.
- Establecer el tipo de cámara de combustión, y desarrollar las ecuaciones matemáticas que gobiernan su diseño y funcionamiento ideal.
- Determinar el tipo de turbina, su funcionamiento y conocer las ecuaciones matemáticas sobre su diseño.

**5.2.4 Cuarta etapa. Modelamiento del conjunto.** Durante el modelamiento en software se requiere un conocimiento de programas utilizados comúnmente, tanto en proyectos desarrollados por la universidad, como proyectos de la industria aeronáutica en general. Esto garantiza la presentación virtual del dispositivo, diagnosticando las cantidades físicas que son predominantes en cada componente.

Modelar los componentes primarios del microreactor y realizar un ensamble por medio de software con los componentes secundarios, para obtener una visión espacial del conjunto.

Los pasos de este proceso son:

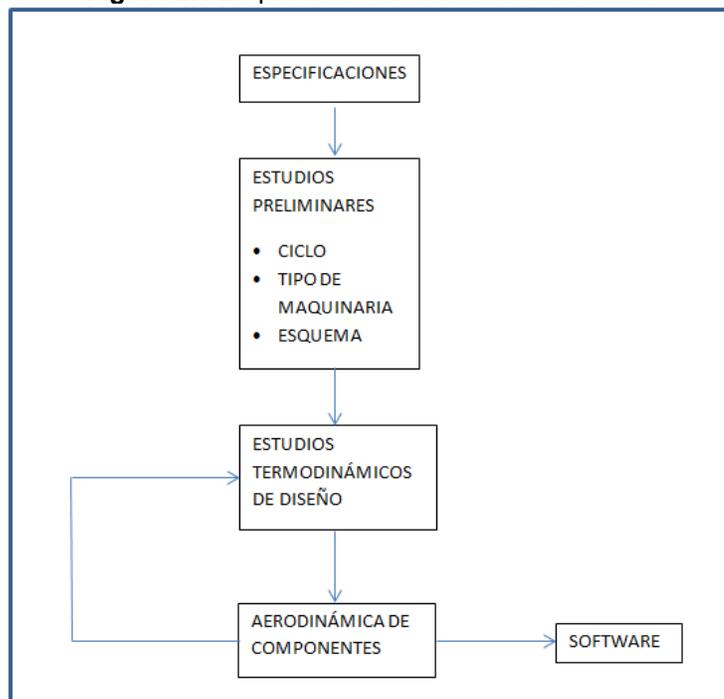
- Obtener los planos de los componentes principales.

## 6. PROCESO DE DISEÑO DEL MICROREACTOR

A partir de este punto se inició el proceso de diseño preliminar y conceptual del microreactor. Como todo proceso de ingeniería en donde el cumplimiento de etapas de diseño es de vital importancia, en este documento se establecerán esos mismos decretos para el alcance de todos los objetivos propuestos.

Basado en el método de fabricación de turbinas de gas de Saravanamuttoo propuesto en su libro "*gas turbine theory*"<sup>34</sup>; junto con otros autores, que utilizan un esquema similar. Para este documento se estableció un diagrama semejante que ayudará durante todo el proceso, pero, haciendo énfasis en temas teóricos tanto termodinámicos como de mecánica de fluidos (por no llegar al punto del diseño detallado).

Figura 27. Esquema del diseño del microreactor



Fuente: Autores

Este es un esquema simplificado del esquema desarrollado por las grandes industrias fabricantes de motores a reacción de escala grande o normal. También cabe resaltar que el desarrollo por estas industrias es de millones de personas, y con un presupuesto alto, en donde, todo un grupo de talento humano y capacidad tecnológica se fusionan para entregar un producto confiable y seguro.

<sup>34</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 34

## **7. DISEÑO CONCEPTUAL DEL MICROREACTOR**

Durante este t3pico, se establecieron las caracter3sticas iniciales operativas del microreactor.

Se realiz3 una investigaci3n de los productos similares al que se quiere obtener en el presente proyecto, y se basa el dise1o conceptual en la informaci3n que se adquiere y sintetice. Lo anterior, se realiz3 dada la calidad y la cantidad de la informaci3n disponible.

### **7.1 L3NEA BASE DE LOS MICROREACTORES**

En la tabla 5, se muestran las caracter3sticas principales de los microreactores m3s comerciales, y que disponen de informaci3n para realizar un an3lisis comparativo. Algunos de estos motores de reacci3n a escala, presentan como soporte comercial, el nombre de grandes compa1as industriales con equipos tecnol3gicos de vanguardia.

La siguiente informaci3n est3 limitada a los datos suministrados por el fabricante de cada uno de los microreactores.

**Tabla 1.** Información Microreactores

	<b>Diámetro del Motor (mm)</b>	<b>Longitud (mm)</b>	<b>Diámetro del Compresor (mm)</b>	<b>Diámetro de la Turbina (mm)</b>	<b>Peso del Motor (No Bomba de Combustible. No ECU) (gr)</b>	<b>Máximas Rpm</b>	<b>Máximo Empuje (N)</b>	<b>Flujo Másico (kg/s)</b>	<b>Temperatura máxima (°C)</b>
AMT Olympus <sup>1</sup>	130	267	84	84	2475	108.000	230	0.45	750
KJ-66 <sup>2</sup>	112	230	66	66	930	115.000	49	0.22	570
WREN 44 K GOLD <sup>3</sup>	75	215	-----	-----	600	195.000	45	-----	-----
JF-50 Bee <sup>4</sup>	80	173	50	50	800	180.000	40	0.126	495
Mercury Hp <sup>5</sup>	100	292	-----	-----	2235	151.900	88	0.25	750
P20-SX <sup>6</sup>	59	178	-----	-----	362	245.000	24	-----	690
P140-RX <sup>7</sup>	111	328	-----	-----	1588	125.000	>143	-----	710
P60-SE <sup>8</sup>	83	-----	-----	-----	1315	165.000	58	-----	690
P80-SE <sup>9</sup>	112	-----	-----	-----	1315	125.000	98	-----	690
P100-RX <sup>10</sup>	97	245	-----	-----	1080	152.000	100	-----	730

	<b>Diámetro del Motor (mm)</b>	<b>Longitud (mm)</b>	<b>Diámetro del Compresor (mm)</b>	<b>Diámetro de la Turbina (mm)</b>	<b>Peso del Motor (No Bomba de Combustible. No ECU) (gr)</b>	<b>Máximas Rpm</b>	<b>Máximo Empuje (N)</b>	<b>Flujo Másico (kg/s)</b>	<b>Temperatura máxima (°C)</b>
P180-RX <sup>11</sup>	111	328	-----	-----	1590	125.000	>178	-----	730
P200-SX <sup>12</sup>	140	347	-----	-----	2500	112.000	231	-----	750
Pegasus Hp <sup>13</sup>	120	264	-----	-----	2125	119.500	167	0.375	675
Olimpus Hp <sup>14</sup>	130	267	-----	-----	2475	108.500	230	0.45	750
Titan <sup>15</sup>	147	268	-----	-----	3183	96.000	392	0.66	850

Fuente: Autores

1. [En línea] [http://www.amtjets.com/pdf/Olympus\\_HP\\_specification.pdf](http://www.amtjets.com/pdf/Olympus_HP_specification.pdf) [Consultado en Junio 2015]
2. SCHRECKLING, Kurt. Home Built, Model Turbines. Great Britain: Traplet Publications, p.40.
3. [En línea] <http://www.wrenturbines.co.uk/manuals/wren-44-K-gold-manual.pdf> [Consultado en Junio 2015]
4. [En línea] <http://www.electrodynam.com/rc/turbines/Artes/bee.shtml> [Consultado en Junio 2015]
5. [En línea] [http://www.amtjets.com/pdf/Mercury\\_HP\\_specifications.pdf](http://www.amtjets.com/pdf/Mercury_HP_specifications.pdf) [Consultado en Junio 2015]
6. [En línea] [http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store\\_Code=JetCat&Product\\_Code=P20-SE&Category\\_Code=TURB](http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store_Code=JetCat&Product_Code=P20-SE&Category_Code=TURB) [Consultado en Junio 2015]
7. [En línea] [http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store\\_Code=JetCat&Product\\_Code=P120-SX&Category\\_Code=TURB](http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store_Code=JetCat&Product_Code=P120-SX&Category_Code=TURB) [Consultado en Junio 2015]
8. [En línea] <http://www.jetcatusa.com/p60.html> [Consultado en Junio 2015]
9. [En línea] <http://www.jetcatusa.com/p80.html> [Consultado en Junio 2015]
10. [En línea] <http://www.jetcatusa.com/p100.html> [Consultado en Junio 2015]
11. [En línea] [http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store\\_Code=JetCat&Product\\_Code=P160-SX&Category\\_Code=TURB](http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store_Code=JetCat&Product_Code=P160-SX&Category_Code=TURB) [Consultado en Junio 2015]
12. [En línea] [http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store\\_Code=JetCat&Product\\_Code=P200-SX&Category\\_Code=TURB](http://www.sitewavesstores5.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store_Code=JetCat&Product_Code=P200-SX&Category_Code=TURB) [Consultado en Junio 2015]
13. [En línea] <http://www.amtjets.com/specs.php> [Consultado en Junio 2015]
14. [En línea] <http://www.amtjets.com/specs.php> [Consultado en Junio 2015]
15. [En línea] <http://www.amtjets.com/specs.php> [Consultado en Junio 2015]

## 7.2 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL MICROREACTOR

En esta etapa del proyecto de investigación se dieron las pautas iniciales de operación del motor, en donde se solidifiquen las bases primigenias para el desarrollo preliminar. Se plasman puntos iniciales y parámetros de performance, del cómo el microreactor operará; teniendo en cuenta datos técnicos y físicos para su posterior aplicación.

Primero, se realizó una línea base de los motores a la fecha. Esta comparación entre los motores comerciales, brindó unas características específicas para el desarrollo exitoso del objetivo general del presente proyecto.

Es de gran importancia subrayar las condiciones del fluido de trabajo, en este caso, aire, en donde, algunas propiedades del mismo varían según la ubicación geográfica en la que opere el motor.

Por último, es importante aclarar que los datos aquí plasmados, difieren en el momento que se logre llegar a una etapa de construcción del motor o en una etapa de simulación completa.

**7.2.1 Condiciones del fluido de trabajo.** En esta fase se presentaron dos condiciones fundamentales durante la etapa de diseño conceptual:

- a) Se toma las condiciones del aire en un día estándar, dadas por la ISA (*International Standard Atmosphere*).
- b) Se toma las condiciones del aire según tablas de la ISA, para una altitud de 2.600 metros sobre el nivel del mar. Esta condición se da, dada la ubicación de la ciudad de Bogotá.

El seguimiento de este numeral se realizó con datos del **apéndice A** (al final del documento) de la tabla de atmósfera estándar.

**7.2.2 Parámetros de operación del microreactor a nivel del mar.** Teniendo en cuenta la línea base, los datos proporcionados, en la tabla 6, se dedujo un promedio de las especificaciones de los motores actuales. Se obtuvo una visión a grandes rasgos del comportamiento del conjunto a diseñar junto con algunos datos técnicos que son requeridos para entregar resultados teóricos.

Más adelante, se especificará el porqué de cada valor en esta tabla, para algunos valores específicos.

**Tabla 2.** Datos técnicos y operativos del microreactor (Nivel del mar)

<b>Datos técnicos y operativos del microreactor (Nivel del mar)</b>	
<b>Especificación</b>	
Diámetro máximo	112 mm
Longitud	230 mm
Diámetro de turbina	66 mm

**Tabla 2.** (Continuación)

<b>Especificación</b>	
Volumen de la cámara de combustión	430 ml
Diámetro de entrada	52,2 mm

Máxima velocidad rotacional permitida	120.000 rpm
---------------------------------------	-------------

<b>Datos a velocidad rotacional máxima</b>	
Empuje	84,5 N
Temperatura gases de escape	580 °C
Rango de presión	2,15:1
Velocidad de salida	365 m/s
Consumo de keroseno	300 ml/min
Consumo de lubricante	10 ml/min
Flujo másico	0,23 kg/s

Máximo empuje recomendado	75 N
Velocidad rotacional al máximo empuje recomendado	114.600 rpm

Velocidad rotacional mínima	40.000 rpm
Empuje mínimo	7 N
Temperatura gases de escape a velocidad rotacional mínima	550 °C

Aceleración: ralentí a máximo	3 s
Desaceleración	3 s
Máxima temperatura durante aceleración	750 °C

Fuente: Autores

**7.2.3 Operación en altitudes elevadas.** Debido a que según las tablas de la atmósfera internacional estándar, las propiedades del fluido de trabajo utilizado en la operación del motor cambian, a medida que la altitud varía, tanto positiva como negativamente; es necesario especificar algunos de los valores de la tabla anterior que puedan sufrir alguna modificación y con cuál de las propiedades de las tablas sufre dicho traslado.

**Tabla 3.** Datos técnicos y operativos del microreactor (Altitudes Elevadas)

<b>Datos técnicos y operativos del microreactor (Altitudes Elevadas)</b>		
<b>Especificación</b>	<b>Valor</b>	<b>Varía</b>
Diámetro máximo	112 mm	-----
Longitud	230 mm	-----
Diámetro de turbina	66 mm	-----

**Tabla 3.** (Continuación)

<b>Especificación</b>	<b>Valor</b>	<b>Varía</b>
Volumen de la cámara de combustión	430 mm	-----
Diámetro de entrada	52,2 mm	-----

Máxima velocidad rotacional permitida	120000 rpm	-----
---------------------------------------	------------	-------

<b>Datos a velocidad rotacional máxima</b>		
Empuje	84,5 N	SI
Temperatura gases de escape	580 °C	SI
Rango de presión	2,15:1	SI
Velocidad de salida	365 m/s	SI
Consumo de keroseno	300 ml/min	-----
Consumo de lubricante	10 ml/min	-----
Flujo másico	0,23 kg/s	SI

Máximo empuje recomendado	75 N	SI
Velocidad rotacional al máximo empuje recomendado	114600 rpm	SI

Velocidad rotacional mínima	40000 rpm	-----
Empuje mínimo	7 N	SI
Temperatura gases de escape a velocidad rotacional mínima	550 °C	SI

Aceleración: ralentí a máximo	3 s	-----
Desaceleración	3 s	-----
Máxima temperatura durante aceleración	750 °C	SI

Fuente: Autores

Todos los campos marcados con la palabra "SI", hace referencia a que a medida que hay un aumento en la altitud del prototipo, estas características operativas modifican sus valores.

Más adelante se observan y especifican algunos cambios de forma gráfica y numérica. Ya sea en el análisis termodinámico del ciclo o en el análisis cinético de gases o aerodinámico de los componentes.

## **8. DISEÑO PRELIMINAR DEL MICROREACTOR**

En esta etapa del diseño se presentó un aporte significativo del numeral 8, ya que se logró establecer las bases de lo que se busca. Para ello, realizar un estudio termodinámico del conjunto primero, y después separar las partes para una observación detallada, será primordial durante esta etapa.

En este proceso se hace menester recurrir a la literatura acerca del campo de las turbinas de gas (especialmente en el área de diseño), como también a la literatura en temas termodinámicos, cinética de gases, y por supuesto, en turborreactores de bajo flujo másico, del cual, este proyecto hace parte.

La composición de este numeral es el más amplio en todo el proyecto, ya que es allí donde se aplicaron los conceptos teóricos de los campos de estudio que intervienen en el diseño.

De forma celera, la estructura del numeral se compone así: ciclo del microreactor, tipo de turbo maquinaria, esquema del microreactor. Análisis termodinámico del ciclo. Diseño aerodinámico de los componentes. Evaluación de componentes.

### **8.1 CICLO DEL MICROREACTOR**

En esta etapa del proceso, se requiere ver las características más importantes que están presentes a la hora de determinar el ciclo del microreactor. La estructura del motor es de ciclo simple que se compone de compresor, cámara de combustión y turbina; este esquema se diagramó con el fin de extraer información rápida y concreta del motor analizado.

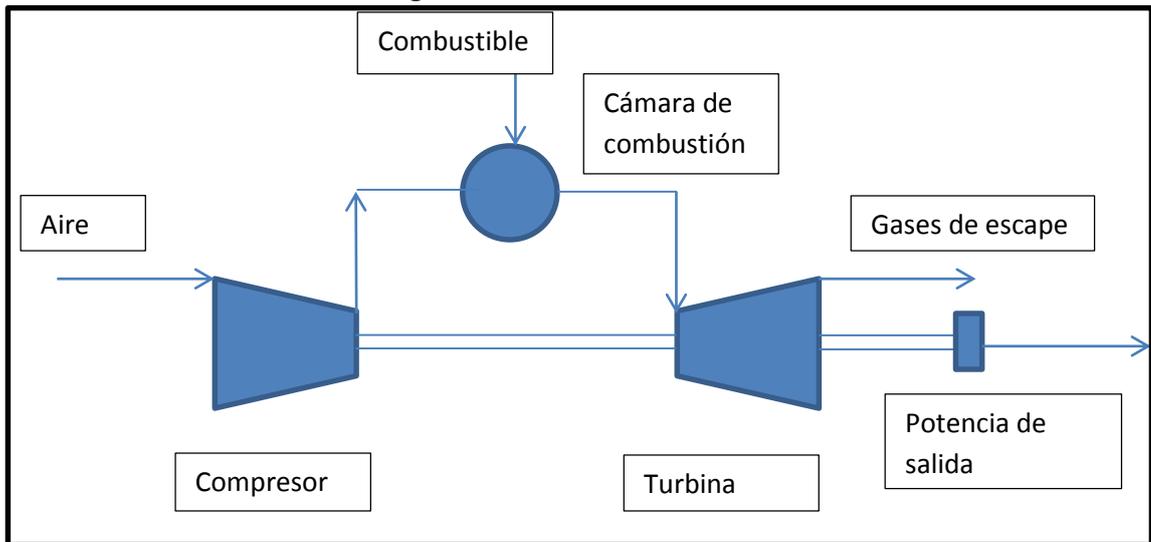
El microreactor sometido a estudio maneja el ciclo simple y abierto. Comprendiendo que el ciclo simple es la forma más básica de turbinas de combustión interna, cuya estructura se basa en tres componentes principales (arriba mencionados).

En la figura 28 se observa el esquema del ciclo del microreactor.

El ciclo de turbina de gas para aeronaves se diferencia del ciclo de turbina de potencia al eje debido a que el trabajo que se extrae a la salida del ciclo, se realiza en forma de empuje. Éste empuje se realiza totalmente mediante la tobera propulsora. De igual forma, se necesita una toma de aire antes del compresor para evitar turbulencias en el aire entrante.

Estos dos componentes no se muestran en esta figura, debido a que, siendo un diagrama explicativo, no se requiere que la figura del ciclo sea demasiado detallada.

Figura 28. Ciclo del Microreactor



Fuente: Autores.

## 8.2 ANÁLISIS PRELIMINAR DEL TIPO DE TURBOMAQUINARIA Y COMPONENTES DEL MICROREACTOR

En este numeral se enunciaron los componentes que participaron durante todo el proceso de diseño del microreactor. Dada la variedad de modificaciones con que cuenta cada componente a nivel industrial, se especifica cuál es el aplicable al producto del diseño y por qué.

Este numeral también se basa en la tabla de los microreactores comerciales actuales y algunas de las disposiciones en diagrama que se encuentran de dichos prototipos.

Se mostrará la disposición de los componentes secuencialmente de forma axial y desde que el aire entra al motor hasta que sale, es decir, para el diagrama del ciclo, de izquierda a derecha.

**8.2.1 Toma de aire.** La toma de aire se optó que sea del tipo subsónico, ya que el rango de las posibles velocidades a las que opera una aeronave (que se acople a las especificaciones técnicas del microreactor), no superaría la velocidad Mach =1.

Es decir, el microreactor operará por debajo de flujos de aire con características sónicas o supersónicas.

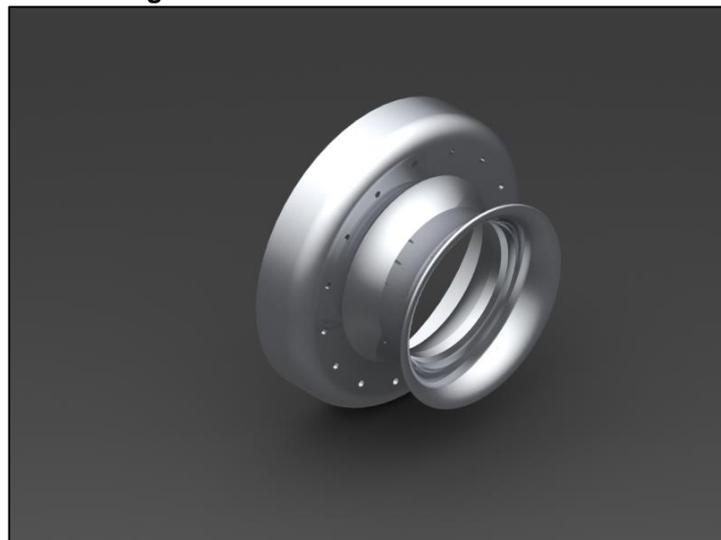
Una de las características principales para una buena entrada de aire al motor es que se garantice un flujo estable y sin perturbaciones durante el recorrido hacia la etapa del compresor. Como se exhibió en el marco conceptual, cuando un flujo de fluido atraviesa un ducto con geometría variable a lo largo de su eje axial, las propiedades de dicho fluido cambian debido a la aceleración o desaceleración que este pueda experimentar.

Partiendo del postulado anterior, al inicio de la toma de aire es necesario realizar una modificación donde el área de sección transversal de la toma de aire, sea primero mayor en su diámetro y reduzca el mismo, a medida que el aire recorre el ducto. Lo anterior con el fin de garantizar al motor, una mayor cantidad de aire succionada para evitar posible “*flame-out*”. Adicionalmente esta variante en la geometría del ducto, que lo hace del tipo divergente, ayuda al aumento en la presión, en un porcentaje mínimo.

De allí en adelante, se optó porque la geometría del ducto sea sin variación del área de sección transversal en cualquier punto del recorrido del aire, hasta que la etapa compresora recibe el flujo.

Después de la geometría constante, el ducto cambia, rigiendo sus dimensiones a las de la etapa del compresor, donde la premisa sea la poca tolerancia entre los componentes, para evitar pérdidas de presión, durante el movimiento del fluido, accionado por el compresor. Como se muestra en la figura 29 , esta pieza también ayuda a evitar las pérdidas de presión en el proceso de difusión del fluido de trabajo hacia la cámara de combustión.

**Figura 29.** Toma de Aire del Microreactor



Fuente: Autores del proyecto

**8.2.2 Compresor.** Una de las etapas, y por lo tanto, de los componentes más representativos e importantes en el proceso de una turbina de gas, es la etapa de compresor. Es en esta etapa donde el aire aumenta algunas de sus propiedades; las cuales son indispensables para la correcta combustión en la cámara.

En el área de los microreactoras, el compresor del tipo centrífugo, como se muestra en la figura 30, es el que más ha tenido acogida, esto debido a que: 1) son fáciles de encontrar en el mercado, ya que hacen parte de la industria automotriz, en el campo de los turbocargadores. 2) El rango de presión al cual operan, garantiza que no entren en velocidades de flujo supersónicas,

generando pérdidas de presión importantes. 3) su adaptabilidad a la geometría del motor en general es óptima.

Junto con estos tres puntos, la mayoría de los microreactores funcionales de vanguardia, utilizan el compresor centrífugo, como medio de compresión de aire.

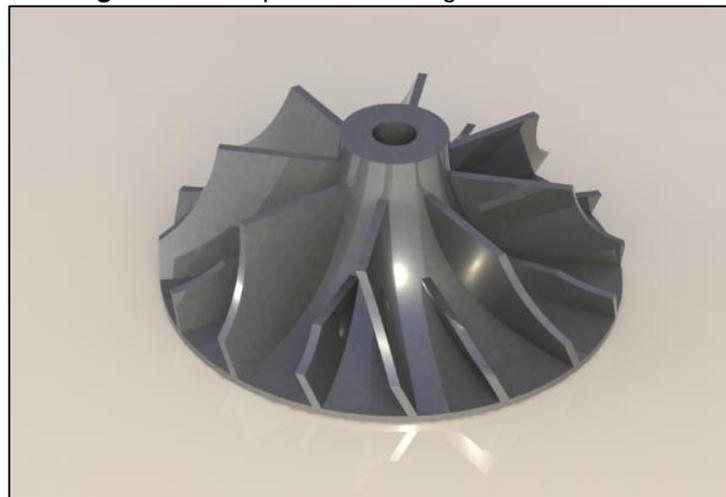
Como conclusión, **el tipo de compresor a utilizar es del tipo centrífugo y de una etapa**; lo cual garantiza el acople con las necesidades del motor. Este tipo de compresor, viene acompañado de otro componente llamado difusor, cuya función es: continuar el aumento de la presión de aire; y dirigir un flujo estable, con poca turbulencia, hacia la cámara de combustión.

Más adelante se abarca el tópico de la geometría: diámetros, ángulos de álabes, entre otros temas teóricos.

**8.2.2.1 ¿Por qué no usar compresor del tipo axial?** Dada la complejidad en procesos de manufactura al disminuir el tamaño de algo tan complicado, el compresor de tipo axial, no es común verlo en los motores a reacción a escala.

Como segunda medida: para obtener el rango de presión entregado por compresores centrífugos, en motores de bajo flujo másico; se necesitarían alrededor de 4 etapas de compresor axial para garantizar un rango de presión óptimo en las etapas subsecuentes. Todo lo anterior se presenta debido al bajo número Reynolds presente en las aspas del componente, lo que lo hace menos eficiente.

**Figura 30.** Compresor Centrífugo del Microreactor



Fuente: Autores del proyecto

**8.2.3 Cámara de combustión.** El tipo de cámara que mejor se adapta a las especificaciones del microreactor es la del tipo anular, dada la facilidad en la aplicación y debido a la geometría donde va a ser instaurada.

Por otra parte, en este mismo tópico, también la mayoría de microreactores comerciales presentan este tipo de cámara, por no decir que todos presentan esta cámara.

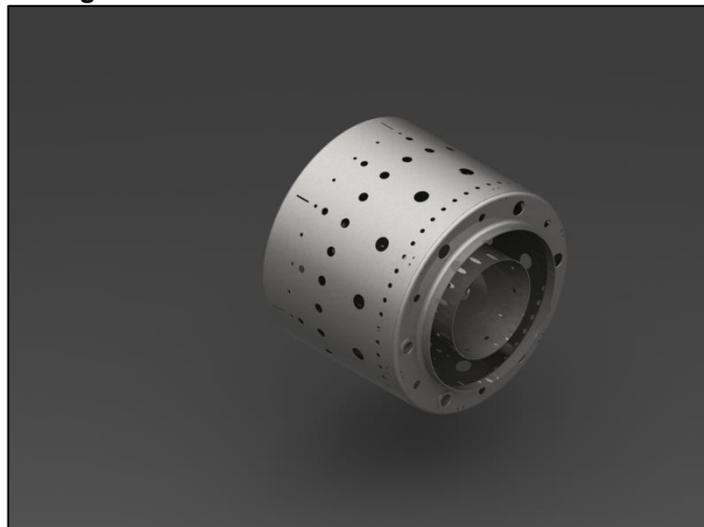
Como propiedades más significativas es que garantizan un campo de temperatura uniforme a lo largo de todo el anillo, evitando posibles fatigas del componente más próximo.

En el tema de la combustión, la cámara también tiene su tipo de desarrollo. Conocida como cámara de combustión de flujo inverso, donde adquiere su nombre debido a la disposición de los inyectores y a que los productos de los gases de la combustión primero se dirigen hacia la toma de aire y luego, con ayuda del aire secundario, se dirigen hacia la tobera de salida.

La principal razón por la que se usa este tipo de cámara es el poco espacio que presentan estos dispositivos para la realización de toda la etapa.

Se optó por la selección de una **cámara de tipo anular y de flujo inverso**, como se muestra en la figura 31, para el desarrollo del diseño del microreactor del presente proyecto.

**Figura 31.** Cámara de combustión del Microreactor



Fuente: Autores del Proyecto

**8.2.4 Turbina.** En esta etapa del microreactor, como en las anteriores etapas, se tomó información de los motores construidos actualmente. La mayoría de los motores a escala presentan turbinas del tipo axial, donde su principal característica es que el flujo que las atraviesa se dirige en el plano axial.

La turbina tiene como función principal, brindar el movimiento necesario para que el compresor cumpla la tarea asignada. Es decir, debe garantizar la extracción de la potencia suficiente para que el motor sea autónomo y no termine su operación. Para llevar a cabo dicha tarea, es necesario ver las

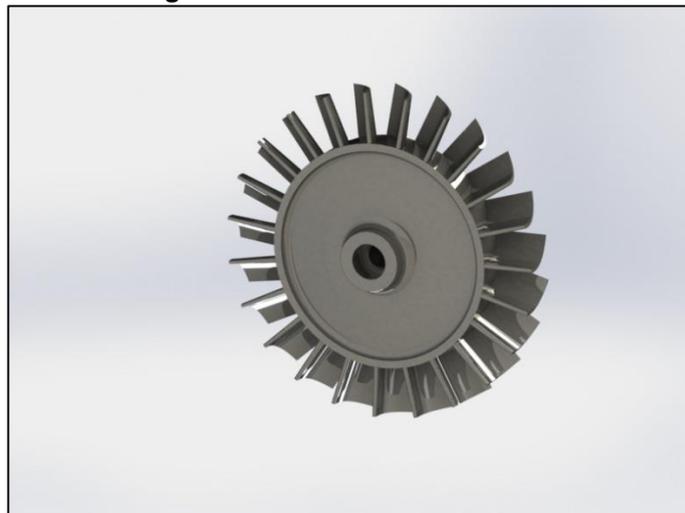
condiciones geométricas, donde, dependiendo de ellas se clasifica, en un segundo grupo como de impulso o de reacción.

Las condiciones geométricas tratadas en el párrafo anterior son a grandes rasgos: ángulo de entrada de flujo, ángulo de salida de flujo y la longitud de los álabes.

Actualmente en los motores de escala normal, es menester que se garantice una vida útil de los álabes de la turbina. El método de enfriamiento interno de los álabes garantiza una temperatura elevada de operación de la cámara de combustión, lo que refleja una eficiencia alta en el conjunto. Debido al tamaño de los álabes, este tema no se tuvo en cuenta.

La conclusión en esta etapa es que se optó por el uso de una **turbina de tipo axial**, que mediante cálculos garantice una adecuada extracción de potencia al disco compresor.

**Figura 32.** Turbina del Microreactor



Fuente: Autores del Proyecto

**8.2.5 Tobera de salida.** En el marco conceptual se trató el tema de la conservación de la masa. Donde teniendo un ducto de geometría variable, se lograba cambiar las condiciones del flujo que atravesaba el mismo.

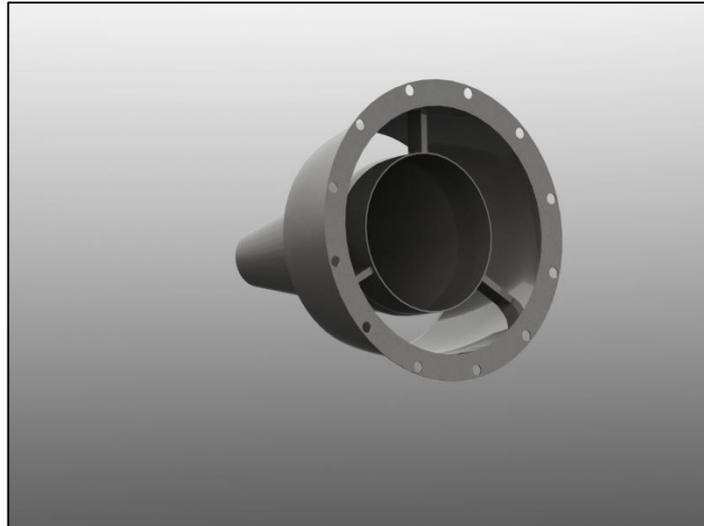
Si se modifica la geometría de un ducto, puede presentar dos reacciones: 1) un ducto convergente hace que el flujo de gases se acelere y aumente el momentum del motor. 2) Si se hace divergente, el flujo de gases se desacelera.

Para producir empuje, es necesario que el momentum del motor cambie, esto se logra mediante el cambio de la velocidad de los gases que pasan por el dispositivo, en un tiempo determinado. El ducto de salida genera un porcentaje bastante alto de empuje y es el principal actor que genera dicha fuerza.

Desde otro punto de vista, el cambio en la velocidad de entrada de aire y velocidad de salida de los gases es la principal razón para que una aeronave sea propulsada.

Con lo anterior en mente, se optó porque el ducto de salida, llamado tobera, sea del **tipo convergente**, como en la figura 33, el cual ayuda a obtener más diferencia de velocidad del motor.

**Figura 33.** Tobera del Microreactor



Fuente: Autores del Proyecto

***NOTA IMPORTANTE: LOS COMPONENTES DE TOMA DE AIRE Y TOBERA SE PRESENTAN COMO UN CONOCIMIENTO SIGNIFICATIVO A LA HORA DE REALIZAR EL ANÁLISIS DEL CICLO DEL MICROREACTOR; MAS NO SE EXTIENDE SU ANÁLISIS AL DISEÑO TERMOGASODINAMICO DE ESTOS COMPONENTES.***

### **8.3 DISPOSICIÓN DEL MICROREACTOR**

Se realizó en el manto de este numeral, el tipo de motor a reacción escogido, el esquema para el análisis, las etapas del microreactor para los cálculos termodinámicos y finalmente los estudios termodinámicos de diseño.

**8.3.1 Tipo de motor.** Dentro de la clasificación general de los motores a reacción, expuesta en el marco conceptual, y más específicamente dentro de los motores atmosféricos que usan el aire como fluido de trabajo durante su operación; el microreactor a analizar en este documento, se establece dentro de la siguiente clasificación.

El microreactor es un motor de la familia de los turborreactores, que tienen como característica principal el uso de turbo-maquinaria para la producción de empuje. Sistema caracterizado por una etapa de compresión, una etapa de combustión y una etapa de expansión; del fluido de trabajo.

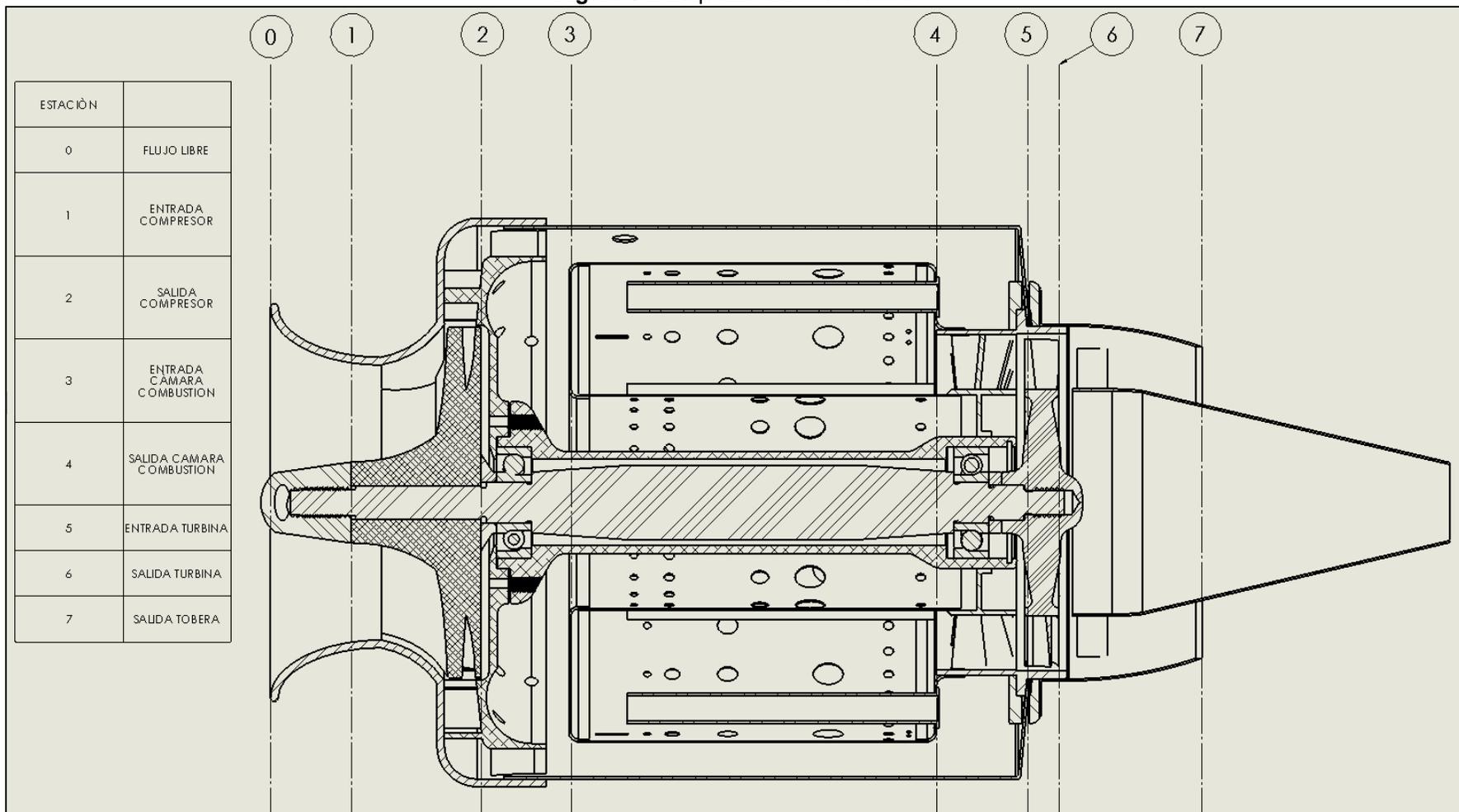
Dentro de la familia de los turborreactores, el microreactor ingresa en el campo de los llamados *turbojet*. No hace parte del dominio de los *turbofan*, debido a que presenta un flujo único por el corazón del motor y no tiene un ventilador o *fan* principal. No hace parte de los *turboshaft* o *turboprop*, ya que no presenta accesorios de reducción de salida de torque, ni presenta acople de aspas o hélice en él.

De lo anterior, se concluyó que el microreactor se encuadra dentro de las especificaciones de los motores *turbojet*. Con una toma de aire, una etapa de compresión, una cámara de combustión, un escalón de turbina, y finalmente, una tobera de salida de gases.

**8.3.2 Esquema del microreactor.** A seguir, se enfatizó en el gráfico en corte transversal de la **Figura 34** de la disposición del microreactor, con base en el análisis de los anteriores numerales. Con este esquema se pretende que sea la base de los cálculos termodinámicos de las diferentes estaciones comprometidas en el desarrollo. Además de servir de jerarca, y de secuenciar los procesos de diseño, para evitar incurrir en errores conceptuales.

En esta fase del diseño, es importante acompañar el proceso de software especializado de diseño de partes mecánicas. Es decir, los diagramas expuestos son en su totalidad realizados en este tipo de programas computacionales, dado el avance significativo de este campo y la facilidad de acceso que presentan.

**Figura 34. Esquema del Microreactor**



Fuente: Autores del Proyecto

**8.3.3 Etapas del microreactor.** Para realizar un análisis termodinámico del ciclo del motor y establecer las variables de estado del fluido de trabajo, que cambian o permanecen durante la trayectoria por el motor; es imperioso realizar un diagrama donde se evidencie el tipo de ciclo del motor que se va a diseñar, el número de etapas y los principales componentes involucrados en la operación del dispositivo; como anteriormente se especificó.

Este esquema da la posibilidad de evaluar las partes por separado, observar el comportamiento (eficiencia); y garantizar que las propiedades del fluido sean las óptimas para avanzar a la siguiente etapa. Si no se logra este cometido, es necesario volver a la etapa donde se incurre en fallo, evaluar y replantear los conceptos.

Con estas etapas del motor también se construyen los diagramas termodinámicos y se evalúan cálculos del rendimiento del conjunto.

Este esquema será citado en innumerables ocasiones a lo largo de los siguientes numerales, ya que es el punto de partida para los progresos que se vayan a realizar a lo largo del documento.

La numeración de las estaciones se realizó con respecto a las ARP (Aerospace Recommended Practice), o Prácticas Recomendadas Aeroespaciales; 755A **(Anexo B)**.

## **8.4 ESTUDIOS TERMODINÁMICOS DE DISEÑO**

El análisis termodinámico para los motores a reacción usados en las aeronaves, difiere del análisis termodinámico de las turbinas de gas en tierra, debido a que se debe tener en cuenta dos parámetros para su operación. Primero, la altitud a la cual la aeronave este volando, lo que resulta en un cambio en las propiedades del fluido de trabajo. Segundo, la velocidad a la cual la aeronave realice su desplazamiento, generando cambios en las propiedades del fluido de trabajo a la entrada del motor (difusor de entrada o toma de aire); y por consiguiente una variación en el empuje específico de la turbina de gas.

Por otra parte, comparando los análisis termodinámicos de las turbinas de gas en tierra y las turbinas de gas dispuestas en las aeronaves, las últimas presentan dos dispositivos al inicio y al final de su eje longitudinal que es importante tratar, como lo son, la toma de entrada y la tobera de salida. Al tratarse de dispositivos separados, al igual que los componentes principales de los generadores de gas (es decir, compresor, cámara de combustión y turbina), se deben tratar individualmente: realizar su diseño, hallar sus eficiencias, realizar testeo y construcción específica.

En este numeral primero se abarcó el tema del rendimiento de los componentes, cuántas eficiencias tienen y su método de cálculo. Se incluyó un numeral acerca de la variación de las propiedades de los gases a lo largo del

motor. Después, se realizó el análisis del ciclo Brayton del microreactor con base en los datos disponibles hasta el momento mostrados.

**8.4.1 Variación en las propiedades del fluido de trabajo**<sup>35</sup>. La entalpía  $h$  y el calor específico  $c_p$  a presión constante de cualquier gas perfecto, varía a medida que la temperatura lo hace. Puede ser aire, combustible, o los productos de la combustión.

Estas variables, solamente cambian su magnitud con el cambio de temperatura. Cuando se presenta disociación en los productos de la combustión, se debe tener en cuenta el cambio de presión. El fenómeno de disociación no aplica al microreactor, ya que se presenta a temperaturas de alrededor 1500 K.

Para cálculos preliminares de diseño y cálculos comparativos de ciclo, usar los siguientes valores es suficientemente preciso para los procesos de compresión y expansión, y otros.<sup>46</sup>

Para el aire:

$$c_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kg} * K; \gamma_a = 1,40$$

Para los gases de la combustión:

$$c_{pg} = 1,148 \text{ kJ/kg} * K; \gamma_g = 1,333$$

Para un diseño detallado de los componentes, es necesario conocer las condiciones exactas del fluido de trabajo. Para este proyecto, los valores anteriores sirvieron.

**8.4.2 Rendimiento de los componentes.** Antes de pasar al diseño de los componentes, se debe analizar el tipo de cambios que se presentan cuando estos están en operación de forma real.

Algunos de los valores que se muestran a continuación se asumieron en el cálculo del ciclo del numeral siguiente. Aquí, se explicará de dónde provienen cada uno de los valores y su importancia numérica dentro del diseño preliminar del microreactor.

Como nota importante, cada sub numeral del presente numeral se presenta cuando los valores del calor específico a presión constante no varían en su paso por los componentes individuales.

**8.4.2.1 Eficiencia de la toma de entrada.** En la toma de aire, el principal requisito es minimizar las pérdidas de presión de cara a la entrada del

---

<sup>35</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 57; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

compresor; garantizando un flujo uniforme y sin distorsión, todo ello producto de la fricción del aire.

A razón de disminuir los efectos producto de la fricción, es necesario y recomendado, para los cálculos del ciclo, tratar el ducto de entrada como un conducto adiabático.

La eficiencia del ducto de entrada puede aplicarse de dos formas principalmente: eficiencia isentrópica  $\eta_i$  (definida en términos del aumento de temperatura); y la eficiencia ram  $\eta_r$  (definida en términos del aumento de presión).

“La eficiencia isentrópica de la toma de aire, depende de la ubicación del motor en la aeronave, pero **se asume un valor de  $\eta_i$  de 0,93 para cálculos numéricos**; para tomas supersónicas el valor disminuye cuando la velocidad Mach aumenta”<sup>36</sup>

Para el concepto de **eficiencia ram  $\eta_r$** , se usa la referencia siguiente: Military Specification 5008B, la cual indica que,

**Ecuación 10.** Eficiencia *ram* para tomas de entrada subsónicas y supersónicas

$$\eta_r = \left\{ \begin{array}{ll} 1 & M_0 \leq 1 \\ 1 - 0,075(M_0 - 1)^{1.35} & 1 < M_0 < 5 \\ \frac{800}{M_0^4 + 935} & 5 < M_0 \end{array} \right\}$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Ecuación 6.6. 2006. p. 359

Donde,

$\eta_r$ : Eficiencia ram

$M_0$ : Número Mach del aire a la entrada

**8.4.2.2 Eficiencia de la tobera de salida.** Siendo la tobera del microreactor restrictiva al tipo convergente, el comportamiento de la eficiencia se puede ver por dos métodos: por eficiencia isentrópica  $\eta_j$  y por un coeficiente de empuje específico  $K_F$ . El último no se abarcará, dado que es una medida experimental (práctica), que no se usa en casos teóricos.

La eficiencia de la tobera de salida depende de muchos factores. En este documento un valor aproximado para esta eficiencia de 0,95, será acorde para realizar los posteriores cálculos del ciclo, según el siguiente postulado:

El valor de  $\eta_j$  es obvio que depende de un sin número de factores, como la longitud de la tobera y si varias características auxiliares anteriormente mencionadas, son incorporadas, debido a que estas proporcionan indudablemente pérdidas de presión

<sup>36</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 94; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

adicionales. Otro factor es la cantidad de remolinos (*swirl*), en los gases de salen de la turbina, los cuales deben reducirse al máximo. **Se asume un valor de 0,95 para  $\eta_j$ , en los cálculos del ciclo.**<sup>37</sup>

### 8.4.2.3 Eficiencias generales de componentes para cálculos de ciclo

A continuación se presenta una tabla con las eficiencias promedio de los componentes de una turbina de gas. Dentro de las filas se presenta el nivel de tecnología desde 1985 a 2005 para todos los componentes.

Algunos valores se toman de esta tabla para el numeral siguiente, en los cálculos termodinámicos del ciclo. Y otros no se tienen en cuenta para ningún análisis.

**Figura 35.** Tabla de Eficiencias de componentes

Table 6.2 Component efficiencies, total pressure ratios, and temperature limits						
Component	Figure of merit	Type <sup>a</sup>	Level of technology <sup>b</sup>			
			1	2	3	4
Diffuser	$\pi_{d\max}$	A	0.90	0.95	0.98	0.995
		B	0.88	0.93	0.96	0.98
		C	0.85	0.90	0.94	0.96
Compressor	$e_c$		0.80	0.84	0.88	0.90
Fan	$e_f$		0.78	0.82	0.86	0.89
Burner	$\pi_b$		0.90	0.92	0.94	0.95
Turbine	$\eta_b$	Uncooled	0.88	0.94	0.99	0.999
		Cooled	0.80	0.85	0.89	0.90
Afterburner	$\pi_{AB}$		0.83	0.87	0.89	0.90
			0.90	0.92	0.94	0.95
Nozzle	$\eta_{AB}$		0.85	0.91	0.96	0.99
		D	0.95	0.97	0.98	0.995
		E	0.93	0.96	0.97	0.98
Mechanical shaft	$\pi_n$	F	0.90	0.93	0.95	0.97
		Shaft only	0.95	0.97	0.99	0.995
		With power takeoff	0.90	0.92	0.95	0.97
Maximum $T_{t4}$		(K)	1110	1390	1780	2000
		(R)	2000	2500	3200	3600
Maximum $T_{t7}$		(K)	1390	1670	2000	2220
		(R)	2500	3000	3600	4000

<sup>a</sup>A = subsonic aircraft with engines in nacelles      D = fixed-area convergent nozzle  
<sup>b</sup>B = subsonic aircraft with engine(s) in airframe      E = variable-area convergent nozzle  
C = supersonic aircraft with engine(s) in airframe      F = variable-area convergent-divergent nozzle  
<sup>b</sup>Notes: Stealth may reduce  $\pi_{d\max}$ ,  $\pi_{AB}$ , and  $\pi_n$ . The levels of technology can be thought of as representing the technical capability for 20-yr increments in time beginning in 1945. Thus level 3 of technology presents typical component design values for the time period 1985–2005.

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Tabla 6.2. Component efficiencies, total pressure ratios, and temperature limits. 2006. p. 373

### 8.4.3 Ciclo Brayton real del microreactor a nivel del mar<sup>38</sup>. Este numeral se adelanta a los análisis termodinámicos en cualquier libro de motores a reacción, donde se realiza un análisis del ciclo ideal del motor, primero, y luego

<sup>37</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 99; traducido y adaptado por los autores.

<sup>38</sup>: Ibid., p. 65 y 99; traducido y adaptado por los autores del documento, del ejemplo 2.2 y 3.1 del libro citado

se pasa al ciclo real. Incluyendo las eficiencias de cada uno de los componentes en las variables de estado y los parámetros que varían a lo largo del mismo.

La finalidad de este numeral es determinar el empuje específico del microreactor y el consumo específico de combustible, SFC por sus siglas en inglés. Se presentan los estados del aire o gas en condiciones estándar a nivel del mar.

**Tabla 4.** Condiciones del análisis termodinámico

Rango de presión del compresor	2,15 : 1
Temperatura entrada a la turbina ( $T_{03}$ )	580 °C----853,15 K
<b>Eficiencia isentrópica</b>	
Compresor, ( $\eta_c$ )	0,87
Turbina, ( $\eta_t$ )	0,90
Ducto de entrada, ( $\eta_i$ )	0,93
Tobera de salida, ( $\eta_j$ )	0,95
Eficiencia en la transmisión mecánica, ( $\eta_m$ )	0,99
Eficiencia de combustión, ( $\eta_b$ )	0,98
Pérdida de presión en la combustión, ( $\Delta_{pb}$ )	4% de la presión entregada por el compresor
Calor específico del aire a presión constante, ( $c_p$ )	1,005 kJ/kg*K
Flujo másico ( $\dot{m}_0$ )	0,23 Kg/s

Fuente: autores del proyecto

De la tabla de la ISA (*International Standard Atmosphere*), para 0 metros de altitud (**Apéndice A**), se tiene que,

**Tabla 5.** Condiciones del aire a nivel del mar en un día estándar para cálculos de ciclo

Velocidad del sonido, ( $a_0$ )	340 m/s
Temperatura ambiente, ( $T_a$ )	288 K
Presión ambiente, ( $P_a$ )	1 bar

Es válido hacer una aclaración para el tipo de motores que se maneja. La máxima velocidad a la que un aeromodelo que se implemente un microreactor es de aproximadamente 300 km/h, es decir, 84 m/s aproximadamente. Para el caso del numeral, **se usó un valor de 70 m/s para la velocidad inicial**, es decir, 250 km/h aproximadamente.

1. Se obtienen las condiciones de estancamiento después de la entrada. Primero se halla la temperatura dinámica, una parte de la **Ecuación 4** como sigue,

$$\frac{c_a^2}{2c_p} \quad [1]$$

Donde,

$c_a$ : Velocidad al ducto de entrada

$c_p$ : Calor específico del aire a presión constante

Reemplazando en [1] por valores numéricos,

$$\frac{c_a^2}{2c_p} = \frac{\left(70 \frac{m}{s}\right)^2}{2(1,005 \text{ kJ/kg} \cdot K) \cdot 1000} = 2,437 \text{ K} \quad (8.4.1)$$

2. Usando las propiedades de estancamiento, se obtuvo la temperatura de entrada al compresor, mediante la **Ecuación 2**, y el resultado (9.4.1):

$$T_{01} = T_a + \frac{c_a^2}{2c_p} \quad [2]$$

Donde,

$T_{01}$ : Temperatura a la entrada del compresor

$T_a$ : Temperatura ambiente

$c_a$ : Velocidad a la entrada del ducto

$c_p$ : Calor específico del aire a presión constante

Numéricamente en [2], con el valor de la temperatura ambiente de la **Tabla 5**:

$$T_{01} = 288 \text{ K} + 2,437 \text{ K} = 290,43 \text{ K} \quad (8.4.2)$$

3. Ahora, se obtuvo la relación de presión de la toma de aire, mediante la expresión matemática:

**Ecuación 11.** Ecuación del rango de presión de la toma de aire

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[ 1 + \eta_i \frac{c_a^2}{2c_p T_a} \right]^{\gamma/\gamma-1}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 3.10a. 1996. p. 93

Donde,

$P_{01}$ : Presión en la entrada del compresor

$P_a$ : Presión ambiente

$\eta_i$ : Eficiencia isentrópica del ducto de entrada

$c_a$ : Velocidad a la entrada del ducto

$c_p$ : Calor específico del aire a presión constante

$T_a$ : Temperatura ambiente

$\gamma$ : Relación de calores específicos del aire

Numéricamente, reemplazando en la **Ecuación 11**, con el resultado (9.4.1), y los valores en la tabla 5, se tiene que,

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[ 1 + \frac{0,93 * 2,437 K}{288 K} \right]^{1,4/(1,4-1)}$$

Entonces,

$$\frac{P_{01}}{P_a} = 1,0278 \quad (8.4.3)$$

4. Ahora, se halló la presión a la entrada del compresor,  $P_{01}$ , como sigue, algebraicamente, por el resultado **(8.4.3)**:

$$P_{01} = (1,0278) * (P_a) \quad [3]$$

Donde,

$P_{01}$ : Presión a la entrada del compresor

$P_a$ : Presión ambiente

Sustituyendo por valores numéricos en [3], con **(8.4.3)** y el valor de la presión atmosférica de la **Tabla 5**, se obtiene que:

$$P_{01} = (1,0278) * (1 \text{ bar}) = 1,0278 \text{ bar} \quad (8.4.4)$$

5. Se halló la presión a la salida del compresor, por igualdad de la relación de compresión en el compresor, como sigue:

$$P_{02} = \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right) * P_{01} \quad [4]$$

Donde,

$P_{02}$ : Presión a la salida del compresor

$P_{02}/P_{01}$ : Rango de compresión del compresor

$P_{01}$ : Presión a la entrada del compresor

Sustituyendo por valores numéricos en [4], por el resultado **(8.4.4)** y el valor del rango de presión del compresor de la **Tabla 4**, se obtiene:

$$P_{02} = (2,15) * (1,0278 \text{ bar})$$

$$P_{02} = 2,21 \text{ bar} \quad (8.4.5)$$

6. Se halló la diferencia de temperatura entre la temperatura de salida y la entrada del compresor, mediante la siguiente ecuación,

**Ecuación 12.** Ecuación de diferencia de temperatura en el compresor

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

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 2.11. 1996. p. 49

Donde,

$T_{02}$ : Temperatura de salida del compresor

$T_{01}$ : Temperatura de entrada del compresor

$\eta_c$ : Eficiencia isentrópica del compresor

$P_{02}/P_{01}$ : Relación de compresión del compresor

$\gamma$ : Relación de calores específicos del aire

Sustituyendo en la **Ecuación 12** por los valores numéricos, **(8.4.2)**, **(8.4.4)** y **(8.4.5)**; y con el valor de la eficiencia del compresor de la Tabla 4, se tiene que:

$$T_{02} - T_{01} = \frac{290,43 \text{ K}}{0,87} [(2,15)^{0,286} - 1]$$

$$T_{02} - T_{01} = 81,45 \text{ K} \quad (8.4.6)$$

7. A partir de la ecuación anterior, resultado **(8.4.6)**, se obtiene la temperatura a la salida del compresor, como sigue:

$$T_{02} = (T_{02} - T_{01}) + T_{01}$$

$$T_{02} = 81,45 \text{ K} + T_{01} \quad [5]$$

Donde,

$T_{02}$ : Temperatura a la salida del compresor

$T_{01}$ : Temperatura a la entrada del compresor

Desarrollando **[5]**, junto con el resultado **(8.4.6)** y el resultado **(8.4.2)**, se tiene que:

$$T_{02} = 81,45 \text{ K} + 290,43 \text{ K}$$

$$T_{02} = 371,88 \text{ K} \quad (8.4.7)$$

8. Dado que el trabajo extraído de la turbina, es igual al trabajo realizado por el compresor, y una eficiencia mecánica. El trabajo se representa mediante la siguiente ecuación:

**Ecuación 13.** Ecuación de trabajo de la turbina para mover el compresor

$$W_t = \frac{W_c}{\eta_m} = \frac{c_{pa}(T_{02} - T_{01})}{\eta_m}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 56; modificada por los autores

Donde,

$W_t$ : Trabajo extraído de la turbina

$W_c$ : Trabajo realizado por el compresor

$\eta_m$ : Eficiencia isentrópica mecánica

$c_{pa}$ : Calor específico a presión constante del aire

$T_{02}$ : Temperatura a la salida del compresor

$T_{01}$ : Temperatura a la entrada del compresor

Sustituyendo por valores numéricos en la **Ecuación 13**, resultado **(8.4.6)**, y la eficiencia mecánica de la **Tabla 4**, se obtiene el trabajo requerido por la turbina para mover el compresor por unidad de flujo másico, como sigue:

$$W_t = \frac{(1,005 \text{ kJ/kg} * K)(81,45 \text{ K})}{0,99}$$

$$W_t = 82,68 \text{ kJ/kg} \quad (8.4.8)$$

9. Posteriormente se halló la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada de la turbina, teniendo en cuenta que el calor específico del aire varía, por pasar por el proceso de combustión, así,

$$T_{03} - T_{04} = \frac{W_t}{c_{pg}} \quad [6]$$

Donde,

$T_{03}$ : Temperatura a la entrada de la turbina

$T_{04}$ : Temperatura a la salida de la turbina

$W_t$ : Trabajo extraído de la turbina

$c_{pg}$ : Calor específico a presión constante del gas producto de la combustión

Numéricamente en **[6]**, con el resultado **(8.4.8)**, y el calor específico de los gases, es:

$$T_{03} - T_{04} = \frac{82,68 \text{ kJ/kg}}{1,148 \text{ kJ/kg} * K}$$

$$T_{03} - T_{04} = 72,02 \text{ K} \quad (8.4.9)$$

10. Se obtiene la temperatura de salida de la turbina algebraicamente del resultado **(8.4.9)**, como sigue,

$$T_{04} = T_{03} - (T_{03} - T_{04})$$

$$T_{04} = T_{03} - 72,02 K \quad [7]$$

Donde,

$T_{04}$ : Temperatura de salida de la turbina

$T_{03}$ : Temperatura de entrada a la turbina

Desarrollando la ecuación **[7]** con el valor **(8.4.9)**, se tiene que:

$$T_{04} = 853,15 K - 72,02 K$$

$$T_{04} = 780,98 K \quad (8.4.10)$$

11. Ahora, se halla la presión a la entrada de la turbina, mediante la siguiente ecuación,

**Ecuación 14.** Ecuación de pérdida de presión de la combustión

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

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 54; modificada por los autores

Donde,

$P_{03}$ : Presión a la entrada de la turbina

$P_{02}$ : Presión a la salida del compresor

$\Delta P_b/P_{02}$ : Pérdida de presión en la combustión

Sustituyendo por valores numéricos, resultado **(8.4.5)**, y el valor de la pérdida de presión en la compresión de la **Tabla 4**, se obtiene,

$$P_{03} = (2,21 \text{ bar}) * (1 - 0,04)$$

$$P_{03} = 2,1216 \text{ bar} \quad (8.4.11)$$

12. Ahora, se halla la temperatura ideal a la salida de la turbina, como sigue,

**Ecuación 15.** Ecuación de temperatura de salida de la turbina

$$T^*_{04} = T_{03} - \left[ \frac{1}{\eta_t} (T_{03} - T_{04}) \right]$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 2.12. 1996. p. 49; modificada por los autores

Donde,

$T^*_{04}$ : Temperatura a la salida de la turbina ideal

$T_{03}$ : Temperatura a la entrada de la turbina

$\eta_t$ : Eficiencia isentrópica de la turbina

$T_{03} - T_{04}$ : Diferencia de temperatura entre la entrada de la turbina y la salida de la turbina

Dando valores numéricos a la **Ecuación 15**, con el valor **(8.4.9)**, y los valores de temperatura máxima del ciclo y la eficiencia de la turbina de la **Tabla 4**, se tiene que:

$$T_{04} = 853,15 \text{ K} - \left[ \left( \frac{1}{0,90} \right) * (72,02 \text{ K}) \right]$$

$$T_{04} = 773,13 \text{ K} \quad (8.4.12)$$

13. Ahora se halla la presión a la salida de la turbina, mediante relación isentrópica, **Ecuación 3**, se da la siguiente expresión:

$$P_{04} = P_{03} \left( \frac{T_{04}}{T_{03}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [8]$$

Donde,

$P_{04}$ : Presión a la salida de la turbina

$P_{03}$ : Presión a la entrada de la turbina

$T_{04}$ : Temperatura ideal a la salida de la turbina

$T_{03}$ : Temperatura a la entrada de la turbina

$\gamma$ : Relación de calores específicos del gas producto de la combustión  
( $c_{pg} = 1,333 \text{ kJ/kg} * \text{K}$ )

Reemplazando en **[8]** las variables por valores numéricos, resultados, **(8.4.11)** y **(8.4.12)**:

$$P_{04} = (2,1216 \text{ bar}) * \left( \frac{773,13 \text{ K}}{853,15 \text{ K}} \right)^4$$

$$P_{04} = 1,4307 \text{ bar} \quad (8.4.13)$$

14. Se halló el rango de presión de la tobera, mediante la expresión siguiente, con expansión al exterior:

$$\frac{P_{04}}{P_a} \quad [9]$$

Donde,

$P_{04}$ : Presión a la salida de la turbina

$P_a$ : Presión ambiente

En valores numéricos en [9], con resultado (8.4.13), y el valor de la presión estándar, se obtuvo:

$$\frac{P_{04}}{P_a} = \frac{1,4307 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}$$

$$\frac{P_{04}}{P_a} = 1,4307 \quad (8.4.14)$$

15. Se halló la relación de presión crítica, con la siguiente ecuación,

**Ecuación 16.** Ecuación de relación de presión crítica

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

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 3.14. 1996. p. 99; modificada por los autores

Donde,

$P_{04}$ : Presión a la salida de la turbina

$P_c$ : Presión crítica en la tobera

$\eta_j$ : Eficiencia isentrópica de la tobera

$\gamma$ : Relación de calores específicos del gas producto de la combustión

Sustituyendo por valores numéricos en la **Ecuación 16**, junto con el valor de la eficiencia de la tobera de la **Tabla 4** se obtiene que,

$$\frac{P_{04}}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0,95} \left(\frac{1,333 - 1}{1,333 + 1}\right)\right]^4}$$

$$\frac{P_{04}}{P_c} = 1,915 \quad (8.4.15)$$

Dado que la relación de presión crítica es mayor a la relación de presión de la tobera, resultado (8.4.14), **la tobera no se obtura.**

Entonces la presión a la salida de gases es igual a la presión ambiente.

$$P_5 = P_a$$

16. Se obtuvo la diferencia de temperatura entre la temperatura a la salida de turbina y la temperatura de salida de la tobera, mediante la siguiente ecuación,

**Ecuación 17.** Diferencia de temperatura a la salida

$$T_{04} - T_5 = \eta_j * T_{04} \left[ 1 - \left( \frac{1}{P_{04}/P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 3.12. 1996. p. 97

Donde,

$T_{04}$ : Temperatura a la salida de la turbina

$T_5$ : Temperatura a la salida de la tobera

$\eta_j$ : Eficiencia de la tobera

$P_{04}$ : Presión a la salida de la turbina

$P_a$ : Presión ambiente

$\gamma$ : Relación de calores específicos del gas producto de la combustión

Sustituyendo en la **Ecuación 17** por valores numéricos, **(8.4.10)** y **(8.4.14)**, además del valor de la eficiencia de la tobera de la **Tabla 4**, se tiene:

$$T_{04} - T_5 = 0,95 * 780,98 K \left[ 1 - \left( \frac{1}{1,4307} \right)^{1/4} \right]$$

$$T_{04} - T_5 = 63,54 K \quad \text{(8.4.16)}$$

17. Se obtiene la velocidad de salida de los gases de escape, mediante la siguiente ecuación,

**Ecuación 18.** Ecuación de velocidad de escape

$$c_5 = \sqrt{2 * c_{pg} * (T_{04} - T_5)}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 99; modificada por los autores

Donde,

$c_5$ : Velocidad de salida de los gases de escape

$T_{04}$ : Temperatura a la salida de la turbina

$T_5$ : Temperatura a la salida de la tobera

$c_{pg}$ : Calor específico del gas a presión constante

Sustituyendo en la **Ecuación 18**, por el valor **(8.4.16)**, se tiene que:

$$c_5 = \sqrt{(2)(1,148 kJ/kg * K)(63,54 K) * 1000}$$

$$c_5 = 381,95 m/s \quad \text{(8.4.17)}$$

18. Se obtiene el empuje del motor, mediante la siguiente expresión, **Ecuación 4**:

$$F = \dot{m}_0 (c_5 - c_a) \quad [10]$$

Donde,

$F$ : Empuje del motor

$\dot{m}_0$ : Flujo másico de aire

$c_5$ : Velocidad de salida de gases

$c_a$ : Velocidad de entrada de aire

Sustituyendo en [10] por los valores numéricos, (8.4.17). Y por el flujo másico de aire y la velocidad de entrada de aire, se tiene que,

$$F = 0,23 \text{ kg/s} (381,95 \text{ m/s} - 70 \text{ m/s})$$

$$F = 71,74 \text{ N} \quad (8.4.18)$$

19. Ahora, se halla el empuje específico, como parámetro de rendimiento del motor, mediante la **Ecuación 6**, con el resultado (8.4.18), y el flujo másico de aire

$$T_{sp} = \frac{71,74 \text{ N}}{0,23 \text{ kg/s}}$$

$$T_{sp} = 311,95 \text{ N} * \frac{\text{s}}{\text{kg}} \quad (8.4.19)$$

20. Ahora, se halló el valor de la mezcla combustible/aire teórica, denotado como  $f_{teorico}$ , por medio de la siguiente diferencia de temperatura:

$$T_{03} - T_{02} \quad [11]$$

Donde,

$T_{03}$ : Temperatura de entrada a la turbina

$T_{02}$ : Temperatura de entrada a la cámara

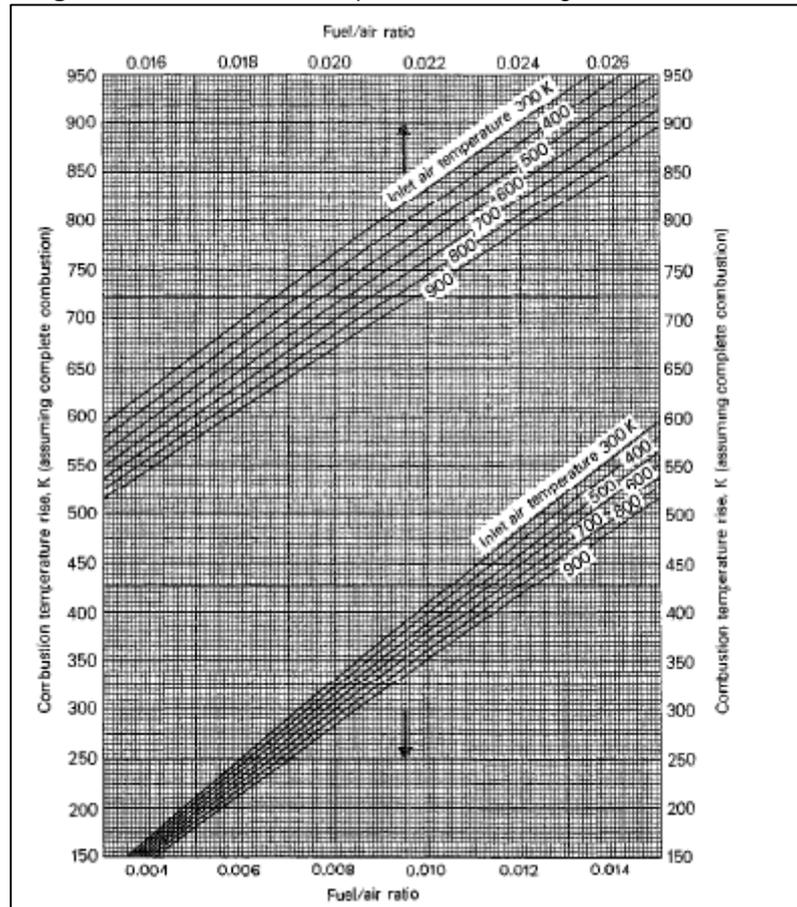
Reemplazando en [11], por los valores (8.4.7) y el valor de temperatura máximo del ciclo, dando:

$$T_{03} - T_{02} = 853,15 \text{ K} - 371,88 \text{ K}$$

$$T_{03} - T_{02} = 481,27 \text{ K} \quad (8.4.20)$$

Con el anterior valor y con la temperatura de entrada al ciclo; se halla gráficamente la relación combustible/aire teórica, con ayuda de la Figura 36, mostrada a continuación.

**Figura 36.** Relación de temperatura Vs. Rango combustible/aire



Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Fig. 2.15. Combustion temperatura rise v. fuel/air ratio.1996. p. 59

Para este caso, con el valor de la entrada de aire de 288 K, se obtiene el siguiente valor, por la gráfica,

$$f_{teorico} = 0,012 \quad (8.4.21)$$

21. Ahora, se halla el rango combustible/aire actual, despejándolo de la siguiente ecuación,

**Ecuación 19.** Ecuación de eficiencia de la combustión

$$f = \frac{f_{teorico}}{\eta_b}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 60; modificada por los autores

Donde,

$f_{teorico}$ : Rango combustible/aire teórico que se halla mediante la diferencia de temperaturas en la cámara de combustión

$\eta_b$ : Eficiencia de la combustión

Ahora, se reemplaza los valores en la **Ecuación 19, (8.4.21)** y el valor de la eficiencia de la combustión de la **Tabla 4**, como sigue,

$$f = \frac{0,012}{0,98}$$

$$f = 0,0122 \quad (8.4.22)$$

22. Por último, se halla el consumo específico de combustible (SFC), mediante la **Ecuación 5**, como sigue,

$$SFC = \frac{f}{T_{sp}}$$

Donde,

$SFC$ : Consumo específico de combustible

$f$ : Relación combustible/aire actual

$T_{sp}$ : Empuje específico

Sustituyendo por valores numéricos en la **Ecuación 5**, con el valor **(8.4.19)** y **(8.4.22)**, se presenta el siguiente resultado,

$$SFC = \frac{0,0122 * 3600s}{311,95 N * s/kg}$$

$$SFC = 0,1407 kg/h * N \quad (8.4.23)$$

23. Ahora, se obtiene la Potencia total de salida del microreactor, como sigue,

**Ecuación 20.** Ecuación de potencia de salida de la turbina

$$\dot{W}_{out} = \frac{(\dot{m}_0 + \dot{m}_f)c_5^2 - \dot{m}_0 * c_a^2}{2}$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. 2006. p.22; modificada por los autores

Donde,

$\dot{W}_{out}$ : Potencia total de salida del microreactor.

$\dot{m}_0$ : Flujo másico de aire.

$c_5$ : Velocidad de salida.

$c_a$ : Velocidad de entrada.

**El valor del flujo másico de combustible se expresa como el 2% del flujo másico de aire.**

Numéricamente en la **Ecuación 20**, con los valores **(8.4.17)**, y los valores de flujo másico de aire y de combustible, se tiene:

$$\dot{W}_{out} = \frac{(0,23 \text{ kg/s} + 0,01 \text{ kg/s})(381,95 \text{ m/s})^2 - 0,23 \text{ kg/s} * (70 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\dot{W}_{out} = 16942,79 \text{ W} \quad (8.4.24)$$

24. Se hace necesario hallar la tasa de energía térmica liberada por el combustible mediante la siguiente expresión

**Ecuación 21.** Ecuación de la tasa de energía liberada

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f * h_{PR}$$

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. 2006. p.22

Donde,

$\dot{Q}_{in}$ : Tasa de energía térmica liberada.

$\dot{m}_f$ : Flujo másico de combustible.

$h_{PR}$ : Poder calorífico más bajo del combustible.

Numéricamente,

$$\dot{Q}_{in} = 0,01 \text{ kg/s} * 42800 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{in} = 428000 \text{ W} \quad (8.4.25)$$

25. Ahora, se obtuvieron las eficiencias con los datos obtenidos.

- A. **Eficiencia térmica**, mediante la **Ecuación 7**, y los resultados **(8.4.24)** y **(8.4.25)**,

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{Q}_{in}}$$

Donde,

$\eta_T$ : Eficiencia térmica.

$\dot{W}_{out}$ : Potencia total de salida del microreactor.

$\dot{Q}_{in}$ : Tasa de energía térmica liberada.

Numéricamente,

$$\eta_T = \frac{16942,79 \text{ W}}{428000 \text{ W}}$$

$$\eta_T = 0,039 = 4\% \quad (8.4.26)$$

**B. Eficiencia propulsiva, mediante la Ecuación 8,**

$$\eta_p = \frac{F * c_a}{\dot{W}_{out}}$$

Donde,

$\eta_p$ : Eficiencia propulsiva.

F: Empuje.

$c_a$ : Velocidad de entrada.

$\dot{W}_{out}$ : Potencia total de salida del microreactor.

Numéricamente,

$$\eta_p = \frac{71,74 \text{ N} * 70 \text{ m/s}}{16942,79 \text{ W}}$$

$$\eta_p = 0,2949 = 29\% \quad (8.4.27)$$

**C. Eficiencia total, mediante la Ecuación 9,**

$$\eta_o = \eta_p * \eta_T$$

Donde,

$\eta_o$ : Eficiencia total.

$\eta_p$ : Eficiencia propulsiva.

$\eta_T$ : Eficiencia térmica.

Numéricamente,

$$\eta_o = 0,2949 * 0,04$$

$$\eta_o = 0,011 = 1\% \quad (8.4.28)$$

Hasta este punto, finaliza el análisis termodinámico del ciclo del microreactor. Para realizar un análisis del ciclo a las diferentes altitudes a las que opera el motor, es necesario modificar el valor de algunas de las variables. De allí, se obtienen las gráficas de rendimiento del microreactor, que más adelante se van a mostrar para un análisis simplificado del mismo.

**8.4.4 Ciclo Brayton real del microreactor a nivel Bogotá.** En este numeral se empleó el mismo método y pasos del numeral anterior, se cambiaron los datos correspondientes a la calidad del fluido de trabajo correspondiente a la altitud de Bogotá.

La capital de Colombia, tiene una altitud aproximada de 2600 metros; los datos del aire a esta altitud serán tomados de la tabla de la atmósfera estándar (ISA),

disponible en el **Anexo A**, al final del documento; sin embargo acá se expresaron los valores necesarios para ejecutar el análisis.

A diferencia del numeral anterior, en este, no se definen cada una de las variables que intervienen en las ecuaciones del análisis, **simplemente se presentan las ecuaciones con sus respectivos resultados numéricos.**

El proceso a continuación, no tiene diferencia con el del numeral anterior. Comenzando, se utiliza la misma tabla de las condiciones de performance de los componentes a nivel del mar (**Tabla 4**) y algunas referencias de entrada para las ecuaciones, dado que los valores allí plasmados no varían o lo hacen mínimamente.

**Tabla 6.** Condiciones del análisis termodinámico a Nivel Bogotá

Rango de presión del compresor	2,15 : 1
Temperatura entrada a la turbina ( $T_{03}$ )	580 °C----853,15 K
Eficiencia isentrópica	
Compresor, ( $\eta_c$ )	0,87
Turbina, ( $\eta_t$ )	0,90
Ducto de entrada, ( $\eta_i$ )	0,93
Tobera de salida, ( $\eta_j$ )	0,95
Eficiencia en la transmisión mecánica, ( $\eta_m$ )	0,99
Eficiencia de combustión, ( $\eta_b$ )	0,98
Pérdida de presión en la combustión, ( $\Delta p_b$ )	4% de la presión entregada por el compresor
Calor específico del aire a presión constante, ( $c_p$ )	1,005 kJ/kg*K
Flujo másico ( $\dot{m}_0$ )	0,1779 Kg/s

Fuente: Autores

De la tabla de la ISA (*International Standard Atmosphere*), para 2600 metros de altitud, se tiene,

**Tabla 7.** Condiciones del Aire a Nivel Bogotá en un Día Estándar

Velocidad del sonido, ( $a_0$ )	330,6 m/s
Temperatura ambiente, ( $T_a$ )	271,92 K
Presión ambiente, ( $P_a$ )	0,74692 bar
Densidad ambiente, ( $\rho_a$ )	0,94727 kg/m <sup>3</sup>

Para el caso de este numeral se seguirá usando el valor de velocidad de 250 km/h o 70 m/s, para la velocidad de entrada

A partir de este punto se inicia el análisis termodinámico, igual al numeral anterior.

**1. Temperatura dinámica a la entrada, de Ecuación 4:**

$$\frac{c_a^2}{2c_p} = \frac{\left(70 \frac{m}{s}\right)^2}{2(1,005 \text{ kJ/kg} \cdot K) \cdot 1000} = 2,437 \text{ K}$$

2. Temperatura total a la entrada del compresor, de **Ecuación 2**:

$$T_{01} = T_a + \frac{c_a^2}{2c_p}$$

$$T_{01} = 271,92 \text{ K} + 2,437 \text{ K} = 274,357 \text{ K}$$

3. Relación presión a la entrada del compresor, de **Ecuación 11**:

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[1 + \eta_i \frac{c_a^2}{2c_p T_a}\right]^{\gamma/\gamma-1}$$

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[1 + \frac{0,93 \cdot 2,437 \text{ K}}{271,92 \text{ K}}\right]^{1,4/(1,4-1)}$$

$$\frac{P_{01}}{P_a} = 1,0294$$

4. Presión total a la entrada del compresor del resultado anterior:

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

$$P_{01} = (1,0294) \cdot (0,74692 \text{ bar}) = 0,7688 \text{ bar}$$

5. Presión total a la salida del compresor, por igualdad de la relación de compresión:

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

$$P_{02} = (2,15) \cdot (0,7688 \text{ bar})$$

$$P_{02} = 1,6529 \text{ bar}$$

6. Diferencia de temperatura en el compresor, por la **Ecuación 12**:

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

$$T_{02} - T_{01} = \frac{274,357 \text{ K}}{0,87} [(2,15)^{0,286} - 1]$$

$$T_{02} - T_{01} = 76,87 \text{ K}$$

7. Temperatura total a la salida del compresor, por igualdad del resultado anterior:

$$T_{02} - T_{01} = 76,87 \text{ K}$$

$$T_{02} = 76,87 \text{ K} + T_{01}$$

$$T_{02} = 76,87 \text{ K} + 274,357 \text{ K}$$

$$T_{02} = 351,227 \text{ K}$$

8. Trabajo extraído de la turbina, de ecuación la **Ecuación 13**:

$$W_t = \frac{W_c}{\eta_m} = \frac{c_{pa}(T_{02} - T_{01})}{\eta_m}$$

$$W_t = \frac{(1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K})(76,87 \text{ K})}{0,99}$$

$$W_t = 78,03 \text{ kJ/kg}$$

9. Diferencia de temperatura total en la turbina:

$$T_{03} - T_{04} = \frac{W_t}{c_{pg}}$$

$$T_{03} - T_{04} = \frac{78,03 \text{ kJ/kg}}{1,148 \text{ kJ/kg} * \text{K}}$$

$$T_{03} - T_{04} = 67,97 \text{ K}$$

10. Temperatura total a la salida de la turbina, algebraicamente del resultado anterior:

$$T_{04} = T_{03} - 67,97 \text{ K}$$

$$T_{04} = 853,15 \text{ K} - 67,97 \text{ K}$$

$$T_{04} = 785,18 \text{ K}$$

11. Presión a la entrada de la turbina, de **Ecuación 14**:

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

$$P_{03} = (1,6529 \text{ bar}) * (1 - 0,04)$$

$$P_{03} = 1,5867 \text{ bar}$$

12. Temperatura ideal a la salida de la turbina, de **Ecuación 15**:

$$T_{04} = T_{03} - \left[ \frac{1}{\eta_t} (T_{03} - T_{04}) \right]$$

$$T_{04} = 853,15 \text{ K} - \left[ \left( \frac{1}{0,90} \right) * (67,97 \text{ K}) \right]$$

$$T_{04} = 777,627 \text{ K}$$

13. Presión total a la salida de la turbina, por relación isentrópica de la **Ecuación 3**:

$$P_{04} = P_{03} \left( \frac{T_{04}}{T_{03}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$P_{04} = (1,5867 \text{ bar}) * \left( \frac{777,627 \text{ K}}{853,15 \text{ K}} \right)^4$$

$$P_{04} = 1,09616 \text{ bar}$$

14. Rango de presión de la tobera, de **[9]**:

$$\frac{P_{04}}{P_a} = \frac{1,09616 \text{ bar}}{0,74692 \text{ bar}}$$

$$\frac{P_{04}}{P_a} = 1,4675 \text{ bar}$$

15. Relación de presión crítica, de **Ecuación 16**:

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

$$\frac{P_{04}}{P_c} = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{1}{0,95} \left( \frac{1,333 - 1}{1,333 + 1} \right) \right]^4}$$

$$\frac{P_{04}}{P_c} = 1,915$$

**La tobera no se obtura**, ya que,  $P_{04}/P_a < P_{04}/P_c$

16. Diferencia de temperatura entre la temperatura a la salida de turbina y la temperatura de salida de la tobera, de **Ecuación 17**:

$$T_{04} - T_5 = \eta_j * T_{04} \left[ 1 - \left( \frac{1}{P_{04}/P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

$$T_{04} - T_5 = 0,95 * 785,18 K \left[ 1 - \left( \frac{1}{1,4675} \right)^{1/4} \right]$$

$$T_{04} - T_5 = 68,20 K$$

17. Velocidad de salida de los gases de escape, de **Ecuación 18**:

$$c_5 = \sqrt{2 * c_{pg} * (T_{04} - T_5)}$$

$$c_5 = \sqrt{(2)(1,148 kJ/kg * K)(68,20 K) * 1000}$$

$$c_5 = 395,71 m/s$$

18. Se obtiene el empuje del motor, mediante la siguiente expresión, **Ecuación 4**:

$$F = \dot{m}_0 (c_5 - c_a)$$

$$F = 0,1779 kg/s (395,71 m/s - 70 m/s)$$

$$F = 57,94 N$$

19. Se halló el empuje específico, como parámetro de rendimiento del motor, mediante la **Ecuación 6**:

$$T_{sp} = \frac{57,94 N}{0,1779 kg/s}$$

$$T_{sp} = 324,54 N * \frac{s}{kg}$$

20. Se halló el valor de la mezcla combustible/aire teórica, denotado como  $f_{teorico}$ , por medio de la siguiente diferencia de temperatura:

$$T_{03} - T_{02}$$

$$T_{03} - T_{02} = 853,15 K - 351,227 K$$

$$T_{03} - T_{02} = 501,923 \text{ K}$$

Con el anterior valor y con la temperatura de entrada al ciclo; se halla gráficamente la relación combustible/aire teórica... Véase la Figura 36...

$$f_{teorico} = 0,0122$$

21. Rango combustible-aire actual, de **Ecuación 19**:

$$f = \frac{f_{teorico}}{\eta_b}$$

$$f = \frac{0,0122}{0,98}$$

$$f = 0,0124$$

22. Consumo específico de combustible, de **Ecuación 5**:

$$SFC = \frac{f}{T_{sp}}$$

$$SFC = \frac{0,0124 * 3600s}{324,54 \text{ N} * s/kg}$$

$$SFC = 0,1375 \text{ kg/h} * N$$

23. Potencia total de salida, **Ecuación 20**:

$$\dot{W}_{out} = \frac{(\dot{m}_0 + \dot{m}_f)c_5^2 - \dot{m}_0 * c_a^2}{2}$$

$$\dot{W}_{out} = \frac{(0,1779 \text{ kg/s} + 0,01 \text{ kg/s})(395,71 \text{ m/s})^2 - 0,178 \text{ kg/s} * (70 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\dot{W}_{out} = 14629,39 \text{ W}$$

24. Energía térmica liberada por el combustible, de **Ecuación 21**:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f * h_{PR}$$

$$\dot{Q}_{in} = 0,01 \text{ kg/s} * 42800 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{in} = 428 \text{ kW} = 428000 \text{ W}$$

**25. Eficiencias:**

**A. Eficiencia térmica, de Ecuación 7:**

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{Q}_{in}}$$

$$\eta_T = \frac{14629,39 \text{ W}}{428000 \text{ W}}$$

$$\eta_T = 0,03 = 3\%$$

**B. Eficiencia propulsiva, de Ecuación 8:**

$$\eta_p = \frac{F * c_a}{\dot{W}_{out}}$$

$$\eta_p = \frac{57,94 \text{ N} * 70 \text{ m/s}}{14629,39 \text{ W}}$$

$$\eta_p = 0,27 = 27\%$$

**C. Eficiencia total, de Ecuación 9:**

$$\eta_o = \eta_p * \eta_T$$

$$\eta_o = 0,27 * 0,03$$

$$\eta_o = 0,0081 = 1\%$$

La misma operación se debe realizar para cualquier altitud a la que el microreactor opere; con la variación de las propiedades estáticas del fluido de trabajo, o cuando la aeronave aumente o disminuya su velocidad.

El anterior párrafo y el duo-análisis de este numeral y el inmediatamente anterior-, es la base de todos los análisis primarios termodinámicos de los motores a reacción (*turbojet*). Es decir, el performance de los motores, sus características operativas, varían cuando la altitud y la velocidad NO son constantes.

Por último, es válido destacar que de este análisis se extraen las gráficas de rendimiento de motores a reacción (*turbojet*), con etapas similares a las del microreactor; donde para cada altitud existen valores distintos, y para cada modificación en la velocidad también.

## 8.5 GRÁFICAS DE RENDIMIENTO DEL MICROREACTOR

A continuación se plasman las gráficas de rendimiento del microreactor, con base en el proceso de análisis termodinámico de los anteriores numerales.

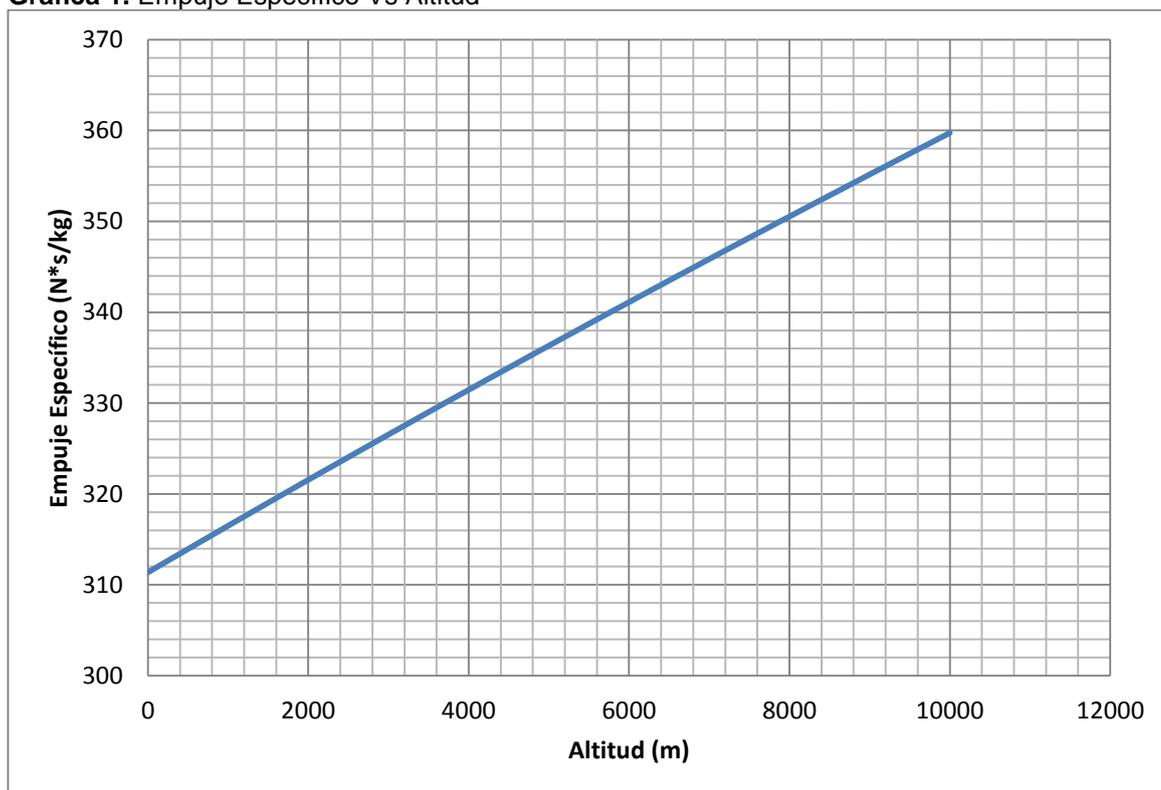
Igual que las gráficas; se pueden extraer por medio de tablas, cada una de las variables que componen dicho análisis. **Estas tablas se presentan al final del documento, en forma de apéndices**, como prueba del proceso realizado.

### 8.5.1 Variación del empuje específico con la altitud. Velocidad constante.

En la gráfica 1 que se muestra a continuación, la velocidad de movimiento, es decir, el número Mach de la aeronave se mantiene constante, y se aumenta la altitud operativa.

Esto se ejemplifica mediante la siguiente frase: “Las curvas correspondientes para diferentes altitudes, muestran un incremento en el Empuje Específico y una disminución en el *SFC* (*Specific Fuel Consumption*), a medida que se aumenta la altitud; debido a la caída de la temperatura y la reducción resultante en el trabajo del compresor”<sup>39</sup>

**Gráfica 1.** Empuje Específico Vs Altitud



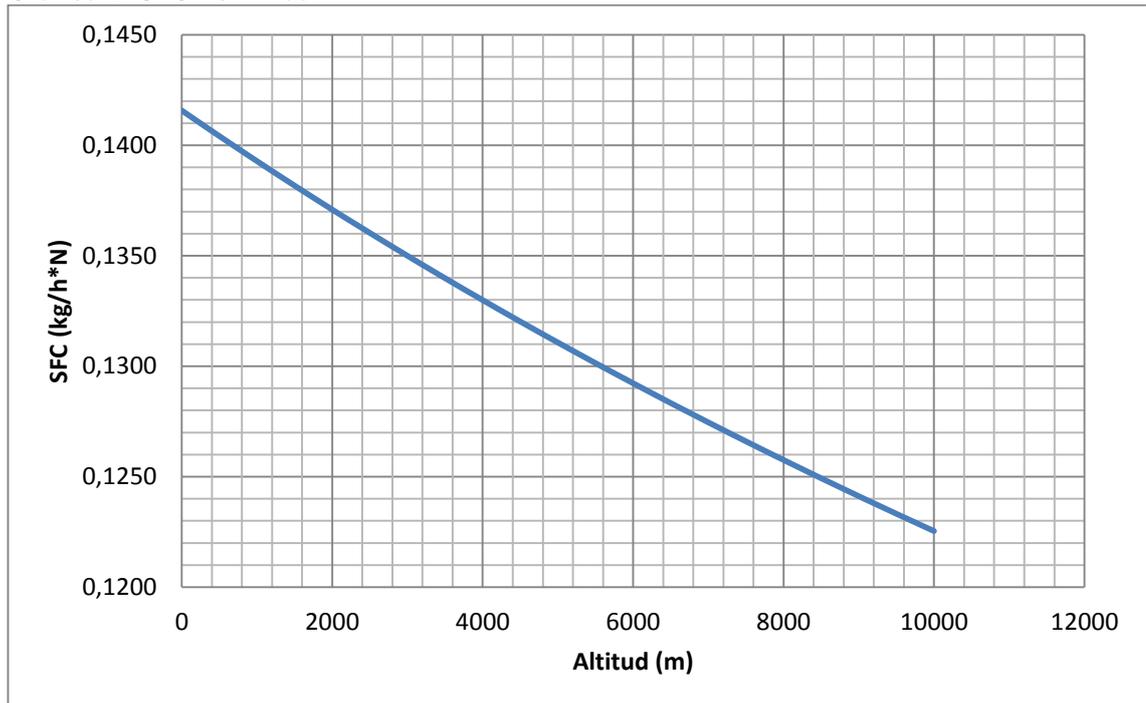
Fuente: autores del proyecto.

<sup>39</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p.103; traducido y adaptado por los autores del document.

**8.5.2 Variación del consumo específico de combustible con la altitud. Velocidad constante.** En la gráfica 2 se presenta una variación en la altitud, con una velocidad constante de la aeronave; presentando una disminución en el consumo específico de combustible.

Por otra parte, en esta gráfica interviene la eficiencia de la combustión. Donde para todo el análisis se considera constante. Si esta eficiencia varía, el *SFC* cambia.

**Gráfica 2.** SFC Vs Altitud



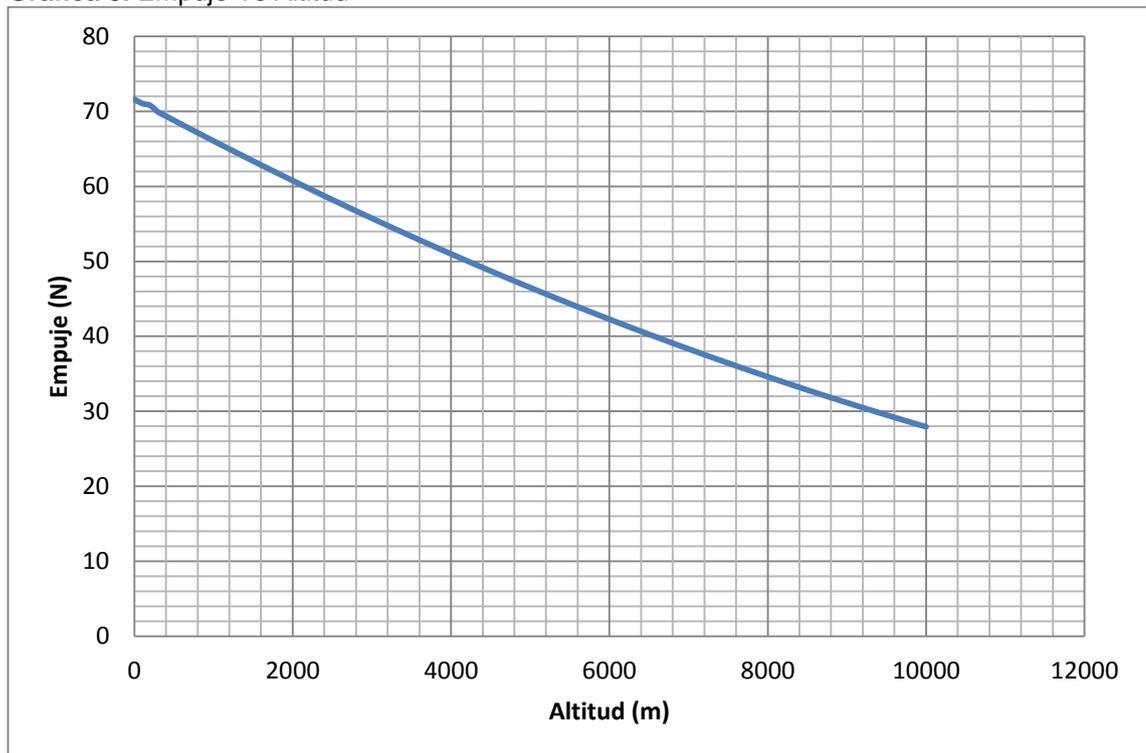
Fuente: autores del proyecto.

**8.5.3 Variación empuje con la altitud para el microreactor. Velocidad constante.** De la gráfica 3 que se observa a continuación se pueden extraer varios datos interesantes, en cuanto al rendimiento del microreactor sometido a estudio, operando en altitudes elevadas hasta los 10000 metros.

El empuje disminuye a medida que la altitud varía, con la velocidad constante.

Los resultados de esta gráfica se obtienen del flujo másico de aire y de las velocidades de entrada y salida.

**Gráfica 3.** Empuje Vs Altitud



Fuente: autores del proyecto.

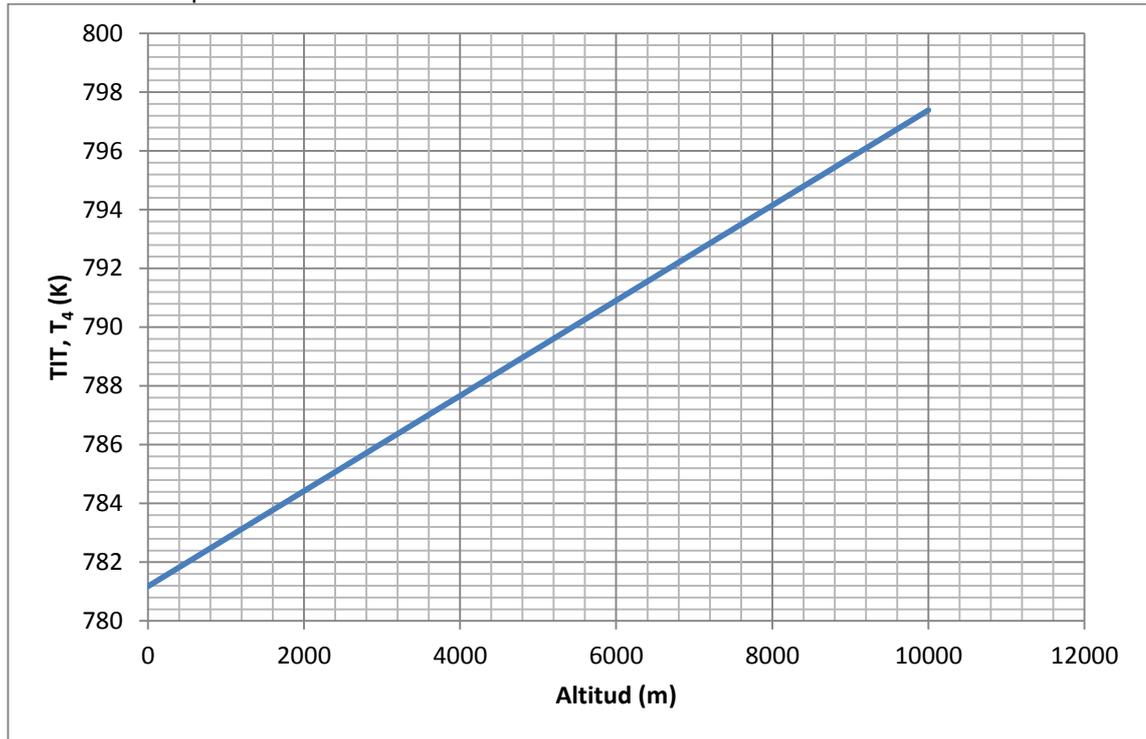
**8.5.4 Variación de la temperatura a la entrada de turbina con la altitud. Velocidad constante.** En la siguiente gráfica 4 se evidencia un tópico importante en el área de los materiales con los cuales se construye el microreactor, donde se especifica la temperatura máxima del ciclo.

Esta temperatura máxima es con la que se establece el material de los componentes que hacen parte después de la cámara de combustión, se usan materiales que trabajen en un rango más elevado que el dado en los análisis teóricos.

A medida que se aumenta la altitud de la operatividad del microreactor se hace más eficiente térmicamente la máquina, ya que aumenta la máxima temperatura del ciclo.

Este valor cambia, debido a que la diferencia de temperatura de los puntos 3 y 4 se hace más amplia, es decir, dado que la temperatura de entrada al ciclo disminuye con el aumento de altitud. Y por otra parte la temperatura de salida de gases se considera constante.

**Gráfica 4.** Temperatura de entrada a la turbina Vs Altitud



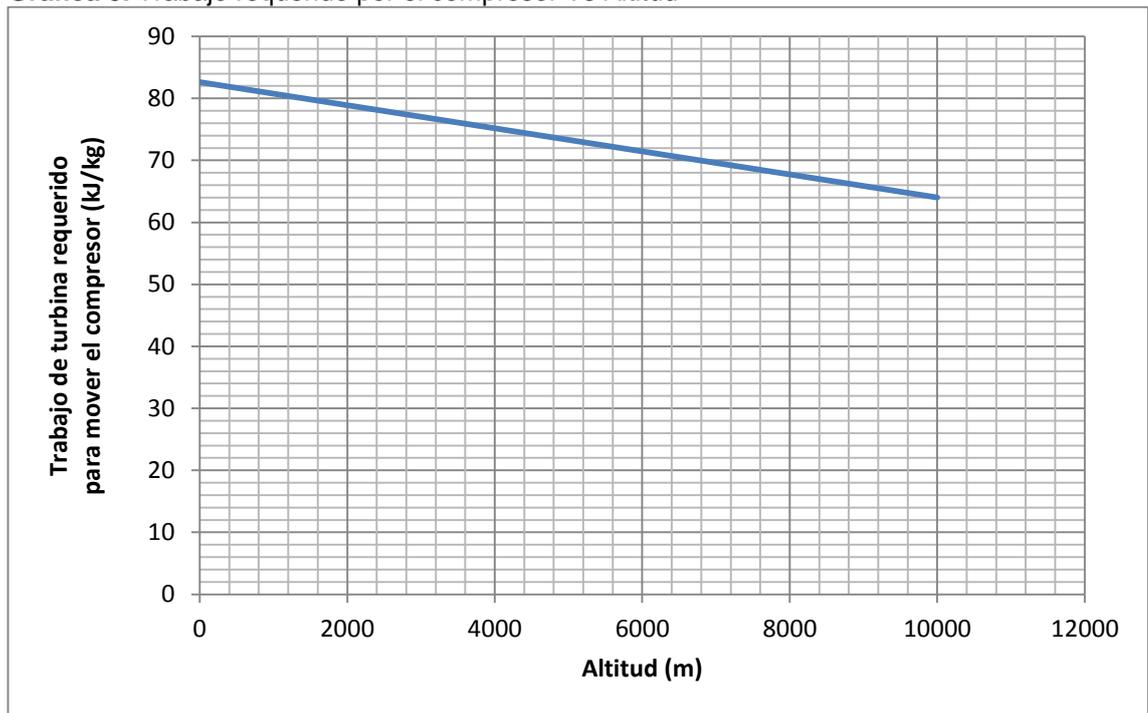
Fuente: autores del proyecto.

**8.5.5 Trabajo requerido para mover el compresor con la altitud.** El trabajo requerido para mover el compresor es uno de los temas más importantes del análisis del ciclo, ya que permite observar si el microreactor puede ser autónomo a cualquier altitud.

Por medio del trabajo se hace necesario evaluar las características aerodinámicas de la turbina para que los álabes extraigan el trabajo necesario para accionar el compresor y así operar a diferentes rangos.

En este punto interviene la eficiencia mecánica y la temperatura de entrada al microreactor.

**Gráfica 5.** Trabajo requerido por el compresor Vs Altitud

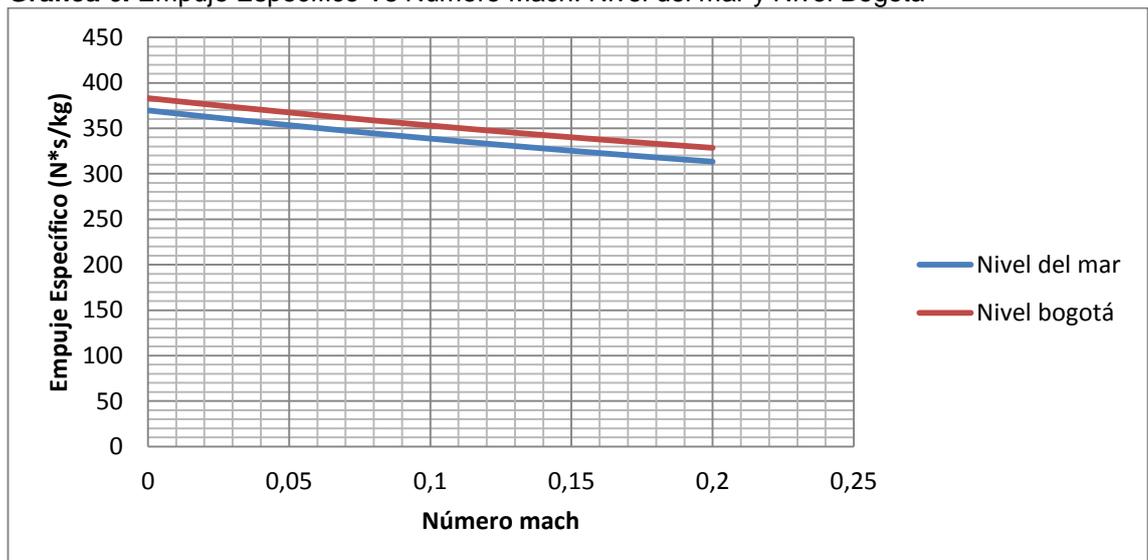


Fuente: autores del proyecto.

**8.5.6 Variación del empuje específico con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá.** En el análisis del ciclo termodinámico se dijo que la máxima velocidad a la que iba a operar la aeronave era de 250 km/h, es decir, Mach 2.

En la siguiente gráfica 6, se observa que a medida que aumenta el número Mach de la aeronave, el empuje específico del microreactor disminuye. Y que, cuando se aumenta la altitud operativa el empuje específico aumenta.

**Gráfica 6.** Empuje Específico Vs Número Mach. Nivel del mar y Nivel Bogotá



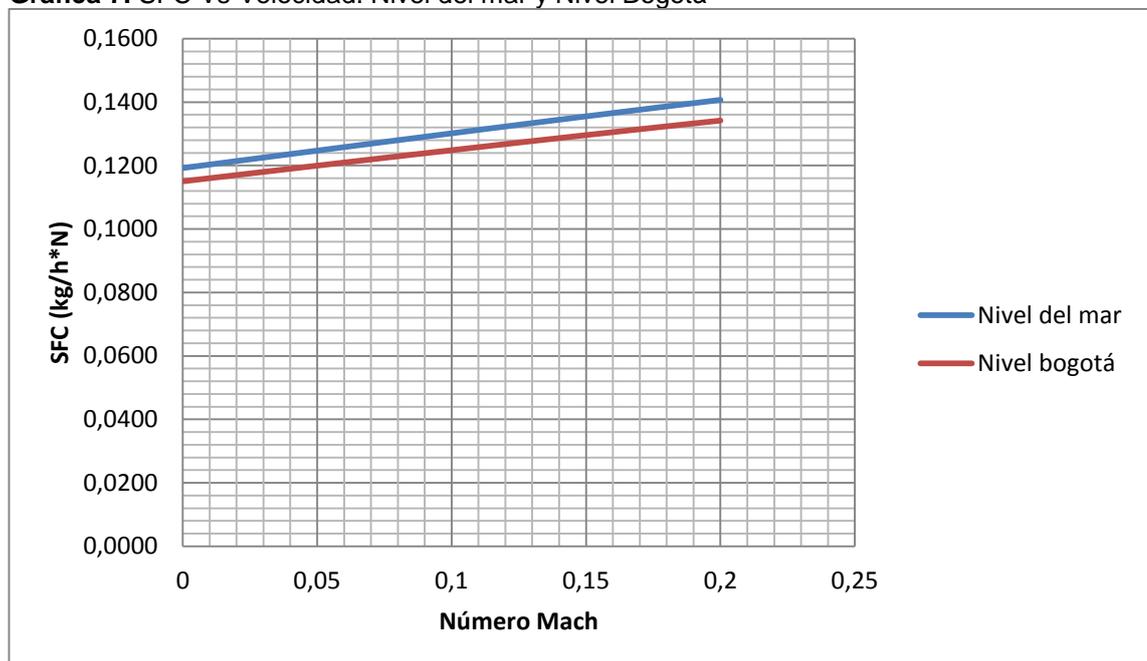
Fuente: autores del proyecto.

**8.5.7 Variación del consumo específico de combustible con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá.** En la siguiente gráfica 7, se describe unos resultados de consumo de combustible que fluctúan de manera mínima cuando la aeronave opera a diferentes rangos de velocidad, para dos altitudes diferentes.

A medida que se aumenta la altitud el consumo de combustible disminuye. En la presente gráfica se muestra el cómo esa disminución se hace cuando hay diferentes velocidades de operación.

La variación del consumo específico de combustible de 0 a 2500 metros es prácticamente nula, y no se tiene en cuenta para este tipo de proyectos.

**Gráfica 7.** SFC Vs Velocidad. Nivel del mar y Nivel Bogotá

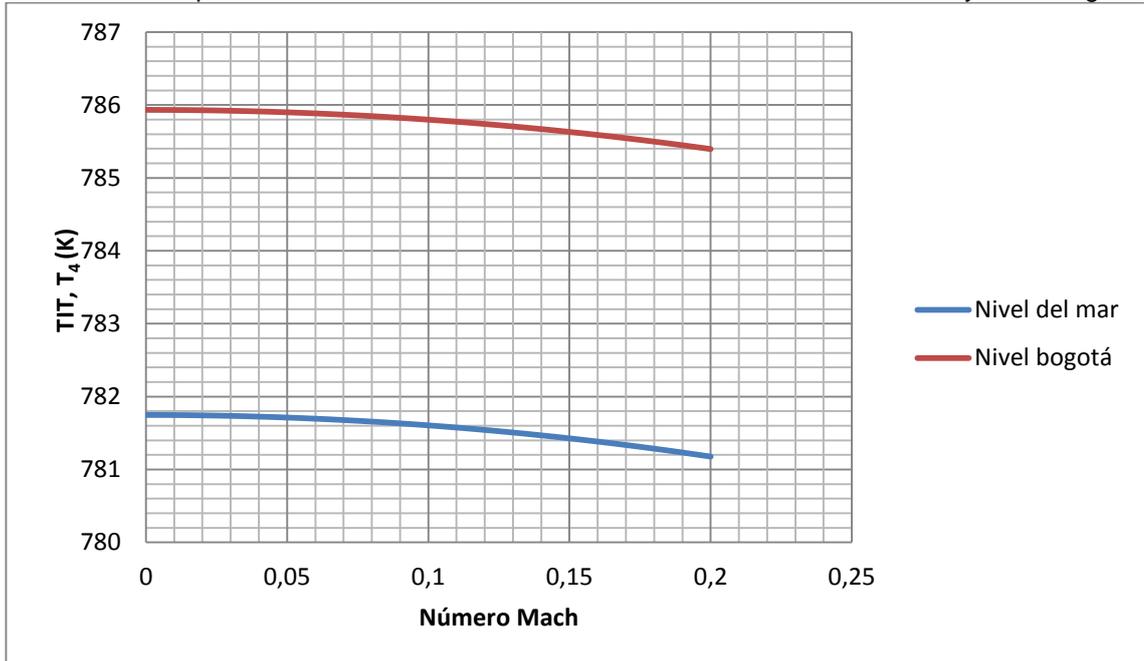


Fuente: autores del proyecto.

**8.5.8 Variación de la temperatura de entrada a la turbina con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá.** Esta es una de las gráficas que tiene mayor relevancia a la hora de escoger los materiales de construcción de un prototipo de microreactor con las especificaciones técnicas de este proyecto.

En la gráfica 8 siguiente, se establece la máxima temperatura operativa del ciclo, y se muestra que a medida que la velocidad de la aeronave aumenta, la temperatura en la estación 4 aumenta también. Si el microreactor operara a altitudes más elevadas, los materiales de los componentes deberán ser de más resistencia a las altas temperaturas.

**Gráfica 8.** Temperatura de entrada a la turbina Vs Número Mach. Nivel del Mar y Nivel Bogotá

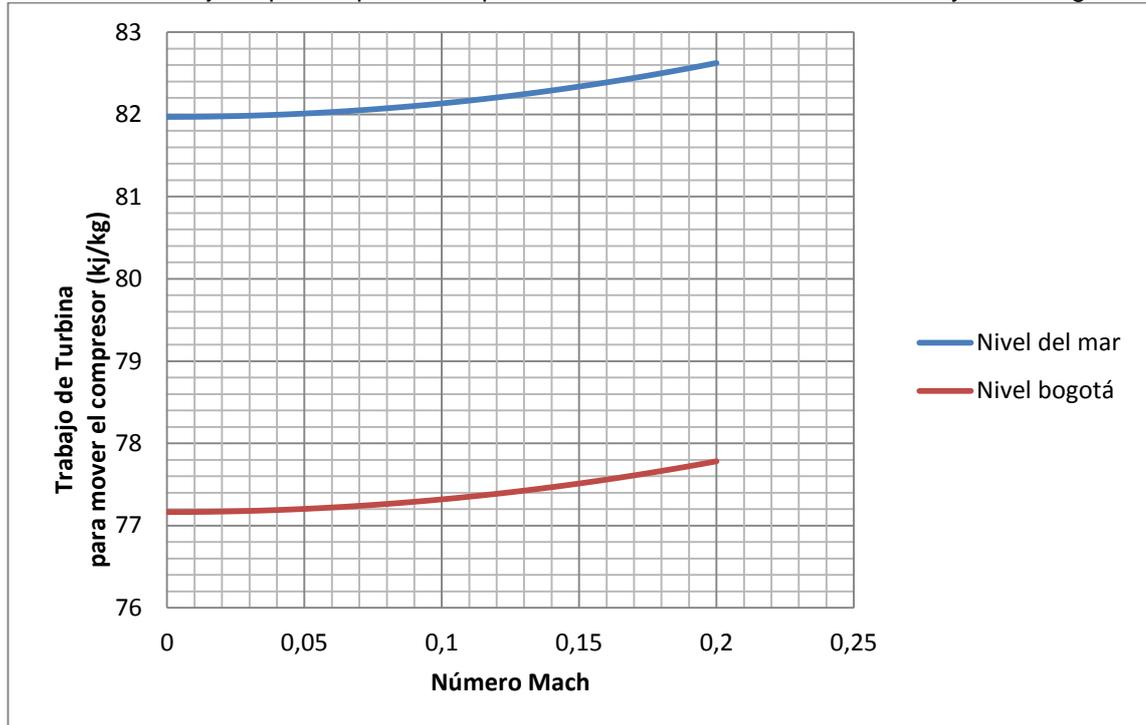


Fuente: autores del proyecto.

**8.5.9 Trabajo requerido para mover el compresor con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá.** A medida que se aumenta la velocidad, el trabajo que se requiere para que el microreactor sea autónomo aumenta en una proporción pequeña. Es decir, se requiere que la aerodinámica de los álabes de la turbina, este diseñada para que el máximo valor se a la máxima velocidad operativa y al nivel del mar.

De lo anterior se tiene que, si una turbina se diseña para que se extraiga el trabajo necesario para que opere a la máxima velocidad al nivel del mar, el valor obtenido será el de punto de diseño con algún valor que lo supere para garantizar una operación adecuada.

**Gráfica 9.** Trabajo requerido por el compresor Vs Número Mach. Nivel del Mar y Nivel Bogotá



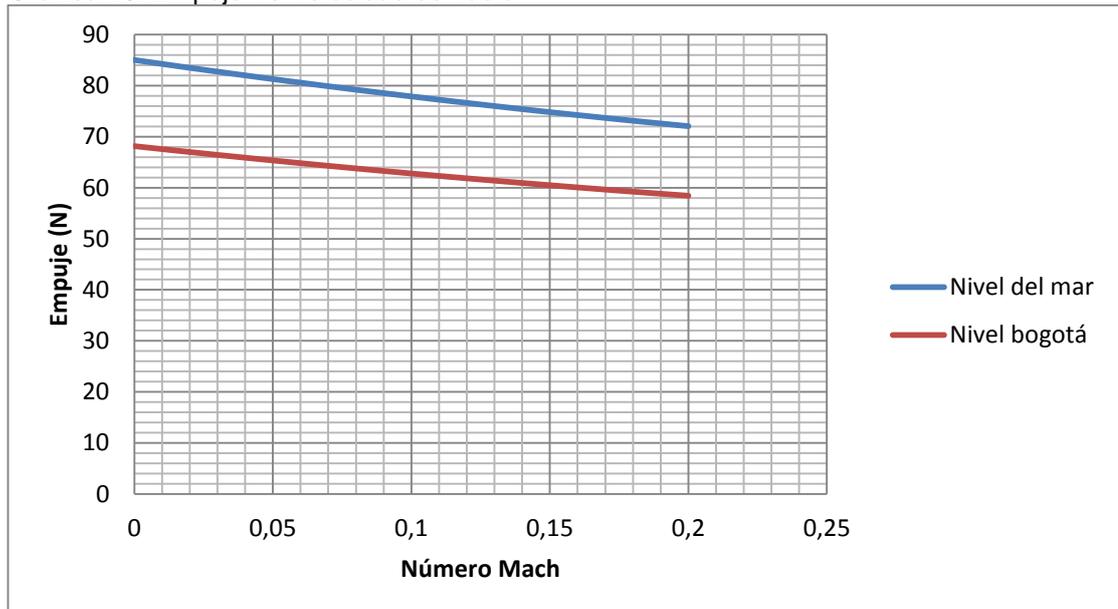
Fuente: autores del proyecto.

#### 8.5.10 Variación del empuje con la velocidad. Nivel del mar y nivel Bogotá.

En la siguiente gráfica se enseña que al variar la velocidad de la aeronave el empuje disminuye en una proporción mínima.

Si se aumenta la altitud el empuje aumentará.

**Gráfica 10.** Empuje Vs Velocidad de vuelo



Fuente: autores del proyecto.

## 8.6 CÁLCULOS TERMOGASODINÁMICOS DEL MICROREACTOR

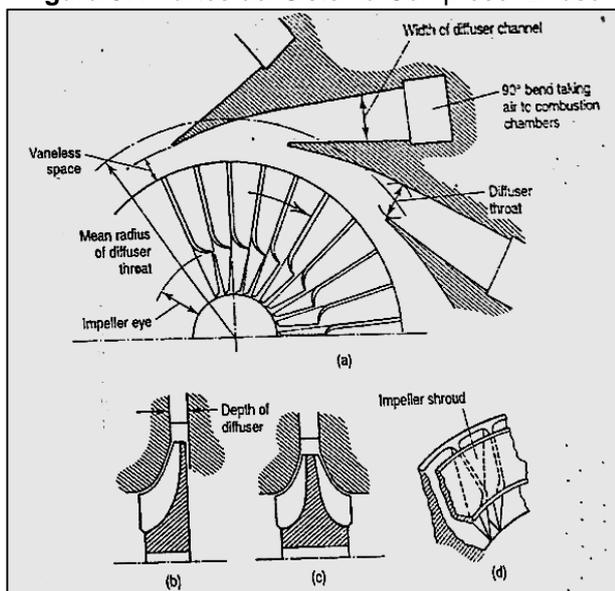
En el numeral presente, se analizaron y diseñaron los componentes por separado para tener una visión clara de la geometría, funcionamiento, y función principal que cumple dentro del conjunto llamado microreactor.

En el diseño de cada componente se utilizaron métodos numéricos, que junto con ecuaciones, muestran los valores límites de diseño y los valores que deben acogerse para que el diseño sea óptimo. También se realiza una descripción muy breve del funcionamiento y las partes principales que componen las etapas.

**8.6.1 Diseño compresor centrífugo.** El compresor centrífugo es de una etapa y consiste principalmente en un disco que gira a altas revoluciones e imprime una velocidad elevada al aire que está ingresando. Este compresor, también lo compone unos pasajes divergentes que toman el flujo proveniente del *impeller* y se encarga de llevarlo a la entrada de la cámara de combustión, desacelerándolo y aumentando su presión estática; la función explicada anteriormente, la hace el componente que se conoce como difusor.

**8.6.1.1 Principio de operación<sup>40</sup>.** El compresor del tipo centrífugo, consiste esencialmente en una cubierta estacionaria y un *impeller*, que suministra gran velocidad al aire que ingresa; además de una cantidad de pasajes divergentes donde el aire es desacelerado, causando un incremento en la presión estática del aire.

Figura 37. Partes del Sistema Compresor Difusor



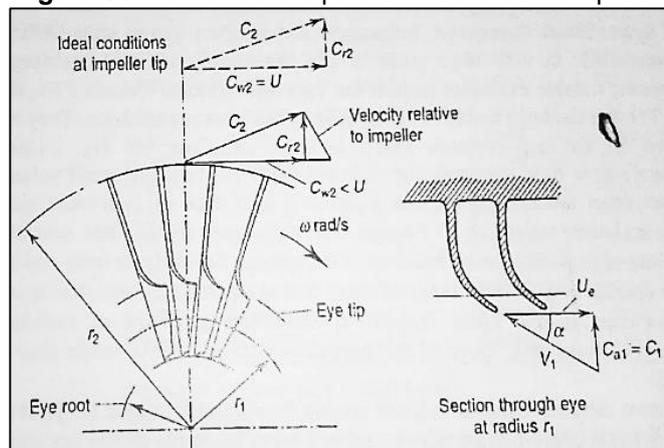
Fuente. COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Fig. 4.1. Diagrammatic sketches of centrifugal compressors. 1996. p.128

<sup>40</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 127; traducido y adaptado por los autores.

El aire se succiona dentro del ojo del *impeller*, y rota a alta velocidad por los *vanes* del *impeller*, un ascenso en la presión estática del aire se registra debido a la fuerza centrípeta que se suministra. El ascenso en la presión restante, se obtiene en el difusor, donde se desacelera el flujo de aire desde la punta del *impeller*. Aproximadamente la mitad de este ascenso en la presión ocurre en el *impeller*, y el restante ocurre en el difusor.

**8.6.1.2 Factor de deslizamiento y factor de potencia de entrada**<sup>41</sup>. Los estados del aire, son determinados a la entrada y a la salida del *impeller*, a continuación se muestra una figura con la nomenclatura utilizada para el diseño.

**Figura 38.** Nomenclatura para el Diseño del compresor



Fuente. COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p.129

Suponiendo que el aire ingresa al ojo del impulsor con una velocidad en la dirección axial. Para permitir el ingreso del aire al impulsor, la porción axial de los vanos del impulsor deben estar ligeramente curvados.

El ángulo con el cual estos vanos deben estar “doblados”, se halla con la velocidad axial de ingreso y la velocidad de rotación del impulsor, nombrados como  $\alpha$ .

A la salida del impulsor, es decir, en la punta, el aire sale con una velocidad absoluta que se puede descomponer en dos velocidades, una tangencial o de giro y la otra radial.

Bajo condiciones ideales, la velocidad tangencial es igual a la velocidad de rotación del disco impulsor. Pero, bajo condiciones reales, el aire atrapado en los vanos del impulsor, es reacio a moverse para alcanzar una velocidad tangencial igual a la velocidad con que rota el disco impulsor. Este efecto se conoce como *slip*, o deslizamiento.

<sup>41</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 128 - 132; traducido y adaptado por los autores.

Cuando se aumenta el número de vanos en el impulsor, el factor de deslizamiento cae. Una ecuación que muestra el factor de deslizamiento es la siguiente:

**Ecuación 22.** Ecuación del factor de deslizamiento del compresor

$$\sigma = 1 - \frac{0,63\pi}{n}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 129

Donde,

$\sigma$ : Factor *slip* o de deslizamiento

$n$ : Número de vanos en el *impeller* o impulsor

Por otra parte, debido a la fricción entre la carcasa y el aire que rodea los vanos del impulsor, el torque y por lo tanto el valor actual de trabajo de entrada es mayor que su valor teórico. Se ingresa el factor de potencia de entrada  $\psi$ , para especificar lo anterior, y el trabajo se obtiene mediante la siguiente expresión:

**Ecuación 23.** Ecuación del factor de deslizamiento del compresor

$$\text{Trabajo realizado} = \psi\sigma U^2$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 4.3. 1996. p. 130

Donde,

$\psi$ : Factor de potencia de entrada

$\sigma$ : Factor de deslizamiento

$U$ : Velocidad de rotación del disco impulsor

El valor para el **factor de potencia** comúnmente utilizado es de **1,04**.

**8.6.1.3 Cálculos de geometría y diseño del compresor centrífugo<sup>42</sup>.** Para realizar este numeral, se partió del hecho de que la mayoría de discos compresores usados en los microreactores, se extraen de turbocargadores de automóviles y tienen unas dimensiones específicas.

También se acude a algunos de los valores de la línea base de los motores y a parámetros que se escogieron para el microreactor.

Los cálculos se realizan a nivel del mar.

Se tienen los siguientes valores para calcular el diseño:

---

<sup>42</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 131 - 135; traducido y adaptado por los autores, del ejemplo 4.1.

**Tabla 8.** Valores de geometría para cálculos del *impeller* y el difusor

<b>Valores de geometría del disco compresor</b>	
Factor de Potencia de Entrada, $\psi$	1,04
Factor de Deslizamiento, $\sigma$	0,9
Velocidad Rotacional, $N$	90000 rpm
Diámetro del <i>Impeller</i>	0,069 m
Diámetro a la Punta del Ojo	0,0522 m
Diámetro a la Raíz del Ojo	0,016 m
Flujo Másico de Aire	0,23 kg/s
Temperatura de Estancamiento de Ingreso, $T_{01}$	288 K
Presión de Estancamiento de Ingreso, $P_{01}$	1 bar
Eficiencia Isentrópica del compresor, $\eta_c$	0,78

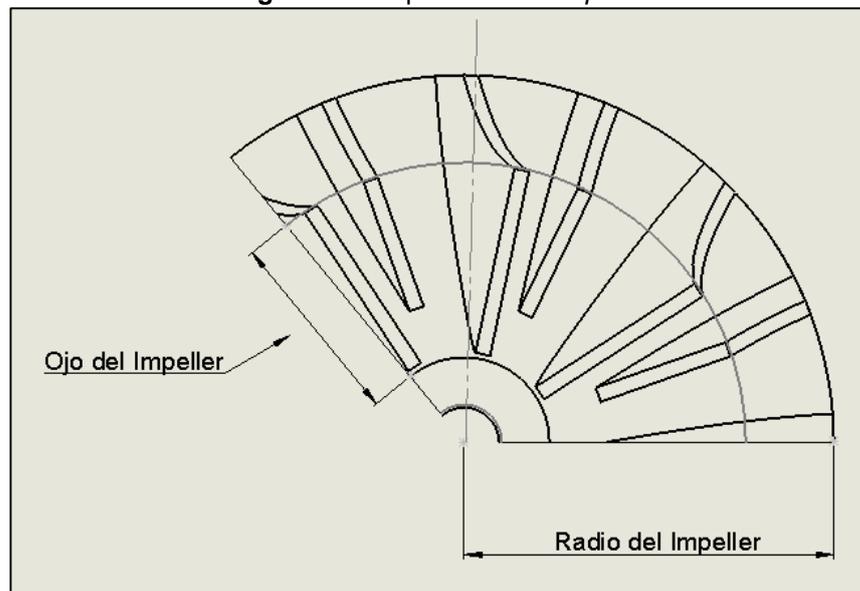
Fuente: autores del proyecto.

Se va a calcular lo siguiente:

- A. La relación de presión del *impeller*.
- B. El ángulo de entrada de la punta y la raíz en el Ojo del *impeller*.
- C. La profundidad axial de los canales del *impeller* en la periferia.

En la siguiente figura se muestra las partes del *impeller*, y la disposición del mismo para los cálculos siguientes.

**Figura 39.** Disposición del *Impeller*



Fuente: Autores del Proyecto

**A. Relación de presión del *impeller* y potencia requerida.**

1. Se obtuvo la velocidad tangencial del *impeller* en la punta del ojo, Figura 40, designada como  $U$ , mediante la ecuación siguiente:

**Ecuación 24.** Ecuación de vel. tangencial en la punta del ojo del *impeller*

$$U = \pi * \phi_{imp} * V_{rotacional}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 132

Donde,

$U$ : Velocidad tangencial en la punta del *impeller*

$\phi_{imp}$ : Diámetro exterior del *impeller*

$V_{rotacional}$ : Velocidad rotacional en revoluciones por segundo

Desarrollando numéricamente la **ecuación 24**, junto con los valores de la **Tabla 8**:

$$U = 3,1416 * 0,069 \text{ m} * \left( 90000 * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)$$

$$U = 325,15 \text{ m/s} \quad (8.6.1)$$

2. Se halló el aumento de temperatura de estancamiento en el compresor, mediante la ecuación siguiente:

**Ecuación 25.** Ecuación de aumento de temperatura en el *impeller*

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\psi \sigma U^2}{c_p}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 4.4. 1996. p. 130

Donde,

$T_{03}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del compresor

$T_{01}$ : Temperatura de estancamiento a la entrada del compresor

$\psi$ : Factor de potencia de entrada

$\sigma$ : Factor de deslizamiento

$U$ : Velocidad rotacional

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Desarrollando la **Ecuación 25** numéricamente, con el resultado **(8.6.1)**, y los valores de la **Tabla 8**, se tiene que:

$$T_{03} - T_{01} = \frac{(1,04) * (0,9) * (325,15 \text{ m/s})^2}{(1005 \text{ J/kg} * \text{K})}$$

$$T_{03} - T_{01} = 98,46 \text{ K} \quad (8.6.2)$$

3. Se halla la relación de presión en el compresor, con la siguiente ecuación:

**Ecuación 26.** Ecuación de la relación de presión de estancamiento en el *impeller*

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

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 4.5. 1996. p. 130; modificada por los autores

Donde,

$P_{03}$ : Presión de estancamiento a la salida del compresor

$P_{01}$ : Presión de estancamiento a la entrada del compresor

$\eta_c$ : Eficiencia isentrópica del compresor

$T_{03}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del compresor

$T_{01}$ : Temperatura de estancamiento a la entrada del compresor

$\gamma$ : Relación de calores específicos del aire

Sustituyendo variables, en la **Ecuación 26**, por valores numéricos, con el resultado **(8.6.2)** y los valores de la **Tabla 8**:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left( 1 + \frac{0,78 * 98,46 \text{ K}}{288 \text{ K}} \right)^{1,4/(1,4-1)}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = 2,28 \quad (8.6.3)$$

Esto significa que sólo se requiere **una sola etapa de compresión**.

4. Se halla la potencia requerida para accionar el compresor, suponiendo que la velocidad de entrada es axial, mediante la siguiente ecuación:

**Ecuación 27.** Ecuación de potencia requerida del *impeller*

$$\text{Potencia requerida} = \dot{m}_a * c_p (T_{03} - T_{01})$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 132

Donde,

$\dot{m}_a$ : Flujo másico de aire

$c_p$ : Calor específico del aire a presión constante

$T_{03} - T_{01}$ : Aumento de temperatura de estancamiento en el compresor

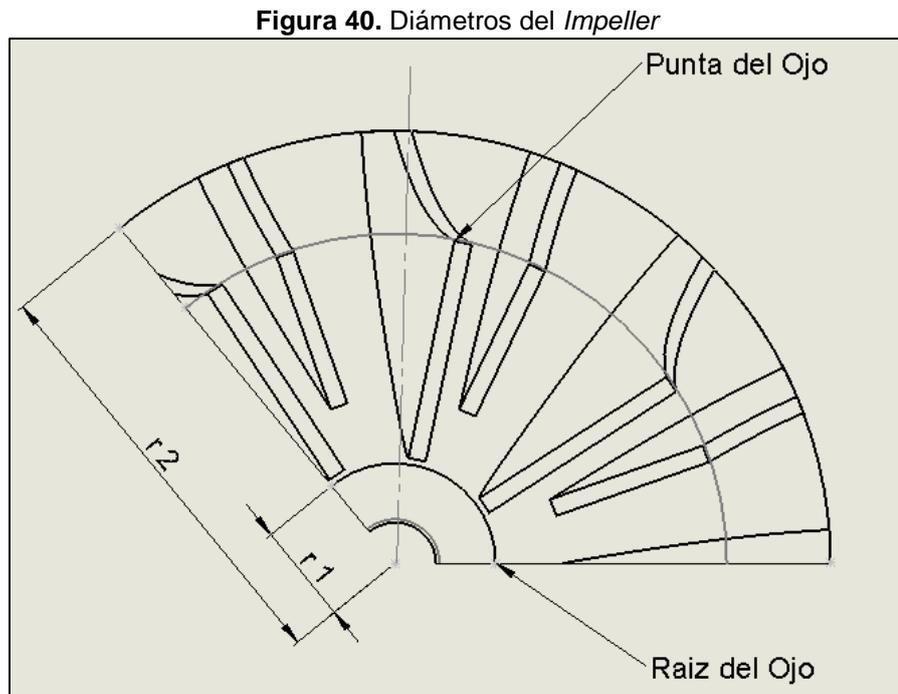
Sustituyendo numéricamente, en la **Ecuación 27**, con el valor **(8.6.2)** se obtiene:

$$\text{Potencia requerida} = (0,23 \text{ kg/s}) * (1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * (98,46 \text{ K})$$

$$\text{Potencia requerida} = 22,76 \text{ kW} \quad (8.6.4)$$

**B. Ángulo de entrada en la punta y raíz del ojo del *impeller*.**

1. Se debe encontrar la velocidad axial a la cual el aire ingresa al compresor. Para ello, se usa la ecuación de continuidad; se calcula el área anular de ingreso del aire. Dado que la densidad depende de la velocidad, se realiza un **proceso iterativo** para determinar la velocidad axial.



Fuente: Autores del Proyecto

Se halla el área de entrada anular del *impeller*, mediante la siguiente expresión:

**Ecuación 28.** Ecuación de área del ojo del *impeller*

$$A_1 = \frac{\pi(\phi_{et}^2 - \phi_{er}^2)}{4}$$

Fuente: Autores

Donde,

$A_1$ : Área anular de ingreso del aire

$\phi_{et}$ : Diámetro de la punta del ojo del *impeller*

$\phi_{er}$ : Diámetro de la raíz del ojo del *impeller*

Sustituyendo por los valores de la **Tabla 8**, en la **Ecuación 28**:

$$A_1 = \frac{(3,1416) * [(0,0522 \text{ m})^2 - (0,016 \text{ m})^2]}{4}$$

$$A_1 = 0,00194 \text{ m}^2 \quad \text{(8.6.5)}$$

Para la primera iteración, se tiene en cuenta las condiciones de estancamiento.

Se halla la densidad del aire, mediante la ecuación de gases, **Ecuación 1**, así:

$$\rho_1 = \frac{P_{01}}{RT_{01}} \quad [12]$$

Donde,

$\rho_1$ : Densidad del aire

$P_{01}$ : Presión de estancamiento a la entrada del compresor

$T_{01}$ : Temperatura de estancamiento a la entrada del compresor

$R$ : Constante universal de los gases ideales

Sustituyendo la ecuación por valores numéricos de la tabla de la atmósfera estándar, se tiene:

$$\rho_1 = \frac{1 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 288 \text{ K}}$$

$$\rho_1 = 1,214 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.6)$$

Ahora, se halla la velocidad axial de entrada al *impeller*, por la ecuación de continuidad, como sigue:

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_1 * A_1} \quad [13]$$

Donde,

$c_{a1}$ : Velocidad de entrada al *impeller*

$\dot{m}_a$ : Flujo másico de aire

$\rho_1$ : Densidad del aire

$A_1$ : Área de entrada al *impeller*

Sustituyendo, por valores de la **Tabla 8** y por resultados **(8.6.5)** y **(8.6.6)**, en la ecuación anterior

:

$$c_{a1} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,214 \text{ kg/s}) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$c_{a1} = 97,65 \text{ m/s} \quad (8.6.7)$$

### **ITERACIÓN 1**

Ahora, se utilizaron las propiedades de estancamiento para hallar la temperatura dinámica, **Ecuación 2**, se halla el siguiente valor de temperatura; y como  $c_{a1} = c_1$ . Se tiene que:

$$T_{01} = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} \quad [14]$$

Organizando [14]:

$$T_1 = T_{01} - \frac{c_1^2}{2c_p} \quad [15]$$

Donde,

$T_1$ : Temperatura a la entrada del compresor

$T_{01}$ : Temperatura de estancamiento a la entrada del compresor

$c_1$ : Velocidad del aire

$c_p$ : Calor específico del aire a presión constante

Reemplazando en [15] por valores numéricos de la **Tabla 8** y el resultado **(8.6.7)**, se observa que:

$$T_1 = 288 \text{ K} - \frac{(97,65 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 1000}$$

$$T_1 = 283,26 \text{ K} \quad (8.6.8)$$

Mediante la relación isentrópica de presiones, **Ecuación 3**, se halla la presión a la entrada del compresor, así:

$$\frac{P_{01}}{P_1} = \left( \frac{T_{01}}{T_1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [16]$$

Organizando la ecuación [16], se tiene que:

$$P_1 = \frac{P_{01}}{(T_{01}/T_1)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad [17]$$

Donde,

$P_1$ : Presión a la entrada del compresor

$P_{01}$ : Presión de estancamiento a la entrada del compresor

$T_{01}$ : Temperatura de estancamiento a la entrada del compresor

$T_1$ : Temperatura a la entrada del compresor

$\gamma$ : Relación de calor específico del aire

Sustituyendo por valores numéricos, **Tabla 8** y resultado **(8.6.8)** se tiene que:

$$P_1 = \frac{1 \text{ bar}}{(288 \text{ K}/283,26 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_1 = 0,9435 \text{ bar} \quad (9.6.9)$$

En este punto finaliza la iteración 1, e inicia la iteración 2, con el valor de la presión a la entrada del compresor. Se busca que la densidad calculada sea la misma de la iteración anterior.

### **ITERACIÓN 2**

Se halla la densidad, mediante la siguiente **Ecuación 1**:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad [18]$$

Se reemplazó en [18], de la **Tabla 8** y resultados (8.6.8) y (8.6.9), así:

$$\rho_1 = \frac{0,9435 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * 283,26 \text{ K}}$$

$$\rho_1 = 1,1646 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.10)$$

Se halla la velocidad, ecuación [13]:

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_1 * A_1}$$

Sustituyendo en [13], **Tabla 8** y resultados (8.6.5) y (8.6.10):

$$c_{a1} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,1646 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$c_{a1} = 101,80 \text{ m/s} \quad (8.6.11)$$

Se halla la temperatura, en [15]:

$$T_1 = T_{01} - \frac{c_1^2}{2c_p}$$

Sustituyendo en [15], **Tabla 8** y resultado (8.6.11):

$$T_1 = 288 \text{ K} - \frac{(101,80 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * K) * 1000}$$

$$T_1 = 282,84 \text{ K} \quad (8.6.12)$$

Se halla la presión, en [17]:

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

Sustituyendo en [17], **Tabla 8** y resultado (8.6.12):

$$P_1 = \frac{1 \text{ bar}}{(288 \text{ K}/282,84 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_1 = 0,93868 \text{ bar} \quad (8.6.13)$$

Se halla la densidad, en [18]:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1}$$

Sustituyendo en [18], **Tabla 8** y resultados (8.6.12) y (8.6.13):

$$\rho_1 = \frac{0,93868 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 282,84 \text{ K}}$$

$$\rho_1 = 1,16040 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.14)$$

El valor de esta densidad es parecido al anterior pero falta 1 iteración para que se acerque más.

### **ITERACIÓN 3**

Se halla la velocidad sustituyendo en [13], **Tabla 8** y resultados (8.6.14) y (8.6.5):

$$c_{a1} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,16040) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$c_{a1} = 102,16 \text{ m/s} \quad (8.6.15)$$

Se halla la temperatura sustituyendo en [15], **Tabla 8** y resultado (8.6.15):

$$T_1 = 288 \text{ K} - \frac{(102,16 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 1000}$$

$$T_1 = 282,80 \text{ K} \quad (8.6.16)$$

Se halla la presión sustituyendo en [17], valores **Tabla 8** y resultado (8.6.16):

$$P_1 = \frac{1 \text{ bar}}{(288 \text{ K}/282,80 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_1 = 0,93821 \text{ bar} \quad (8.6.17)$$

Se halla la densidad sustituyendo en [18], **Tabla 8** y resultados (8.6.17) y (8.6.16):

$$\rho_1 = \frac{0,93821 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * 282,80 \text{ K}}$$

$$\rho_1 = 1,15999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (8.6.18)$$

El valor de la densidad es muy parecido al anterior, por ello se decide tomar este como el valor indicado.

Se halla la velocidad axial de entrada al área anular del *impeller*, ecuación [13], sustituyendo:

$$c_{a1} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,15999 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$c_{a1} = 102,20 \text{ m/s} \approx 102 \text{ m/s} \quad (8.6.19)$$

Se opta por tomar el valor correspondiente de **102 m/s**, para la **velocidad de entrada axial**.

2. Se halla la velocidad periférica en la punta del ojo, como sigue:

**Ecuación 29.** Ecuación de vel. tangencial en la punta del ojo del *impeller*

$$U_{ext-ojo} = \pi * \phi_{ext-ojo} * V_{rotacional}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAIVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 133; adaptado por los autores

Donde,

$U_{ext-ojo}$ : Velocidad periférica en la punta del ojo de entrada

$\phi_{ext-ojo}$ : Diámetro exterior del ojo

$V_{rotacional}$ : Velocidad rotacional en revoluciones por segundo

Sustituyendo en la **Ecuación 29**, con **Tabla 8**, se tiene que:

$$U_{ext-ojo} = (3,1416) * (0,0522) * \left(90000 * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right)$$

$$U_{ext-ojo} = 245,98 \text{ m/s} \quad (8.6.20)$$

Se halla la velocidad periférica en la raíz del ojo, con la **Ecuación 29**, para la raíz del ojo, como sigue:

$$U_{int-ojo} = \pi * \phi_{int-ojo} * V_{rotacional} \quad [19]$$

Donde,

$U_{int-ojo}$ : Velocidad periférica en la raíz del ojo de entrada

$\phi_{int-ojo}$ : Diámetro interior del ojo

$V_{rotacional}$ : Velocidad rotacional en revoluciones por segundo

Sustituyendo en [19], por valores de la **Tabla 8**, se tiene que:

$$U_{int-ojo} = (3,1416) * (0,016) * \left(90000 * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right)$$

$$U_{int-ojo} = 75,39 \text{ m/s} \quad (8.6.21)$$

3. Se halla el ángulo de la punta y la raíz del ojo del *impeller*, como sigue:

**Ecuación 30.** Ecuación de ángulos del *impeller*

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{c_{a1}}{U} \right)$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 133; adaptado por los autores

Donde,

$\alpha$ : Ángulo de entrada

$c_{a1}$ : Velocidad axial de entrada al *impeller*

$U$ : Velocidad periférica

Para la punta del ojo, mediante la **Ecuación 30**:

$$\alpha_{ext} = \tan^{-1} \left( \frac{c_{a1}}{U_{ext-ojo}} \right) \quad [20]$$

Donde,

$\alpha_{ext}$ : Ángulo de entrada en la punta del *impeller*

$c_{a1}$ : Velocidad axial de entrada al *impeller*

$U_{ext-ojo}$ : Velocidad periférica en la punta del ojo de entrada

Sustituyendo en [20], por resultados (8.6.19) y (8.6.20)

$$\alpha_{ext} = \tan^{-1} \left( \frac{102 \text{ m/s}}{245,98 \text{ m/s}} \right)$$

$$\alpha_{ext} = 22,52^\circ \quad (8.6.21)$$

Para la raíz del ojo, mediante la **Ecuación 30**:

$$\alpha_{int} = \tan^{-1} \left( \frac{c_{a1}}{U_{int-ojo}} \right) \quad [21]$$

Donde,

$\alpha_{int}$ : Ángulo de entrada en la raíz del *impeller*

$c_{a1}$ : Velocidad axial de entrada al *impeller*

$U_{int-ojo}$ : Velocidad periférica en la raíz del ojo de entrada

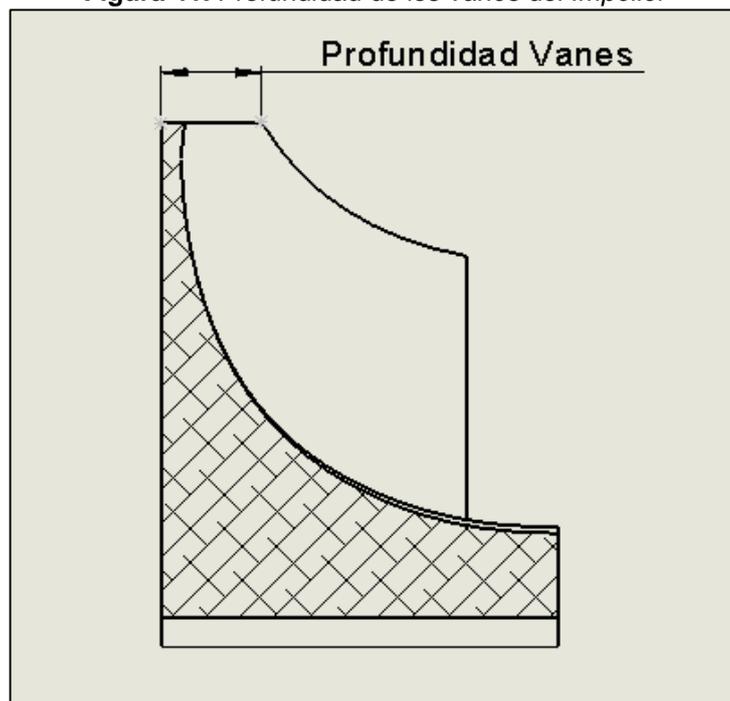
Sustituyendo en [21], por resultados (8.6.19) y (8.6.21):

$$\alpha_{int} = \tan^{-1} \left( \frac{102 \text{ m/s}}{75,39 \text{ m/s}} \right)$$

$$\alpha_{ext} = 53,53^\circ \quad (9.6.22)$$

### C. Profundidad de los vanes en la punta del *impeller*.

Figura 41. Profundidad de los vanes del *Impeller*



Fuente: Autores del Proyecto

Para hallar el ancho de los *vanes* en la punta del *impeller*, se debe tener en cuenta varios supuestos. El primero dice, que el componente de velocidad radial en la punta es igual a la velocidad axial a la entrada del ojo. El segundo, para calcular la densidad en la punta del *impeller*, la temperatura estática y la presión estática, se calculan usando la velocidad absoluta en este punto, junto con la presión de estancamiento:

Se procede a calcular la distancia de los vanos en la punta del *impeller*.

1. Se supone que:

$$c_{r2} = c_{a1} \quad [22]$$

Donde,

$c_{r2}$ : Velocidad radial en la punta del *impeller*

$c_{a1}$ : Velocidad axial a la entrada del ojo del *impeller*

Sustituyendo en [22], por el resultado (8.6.19), se tiene que:

$$c_{r2} = c_{a1} = 102 \text{ m/s}$$

2. Se halla la velocidad periférica en la punta del *impeller*, como sigue:

**Ecuación 31.** Ecuación de velocidad periférica en la punta del *impeller*

$$c_{w2} = \sigma U$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 134

Donde,

$c_{w2}$ : Velocidad periférica en la punta del *impeller*

$\sigma$ : Factor de deslizamiento del *impeller*

$U$ : Velocidad rotacional en metros por segundo

Sustituyendo en la **Ecuación 31**, y el resultado (8.6.1), y la **Tabla 8** :

$$c_{w2} = (0,9) * (325,15 \text{ m/s})$$

$$c_{w2} = 292,63 \text{ m/s} \quad (8.6.23)$$

3. Se halla la temperatura dinámica con la velocidad absoluta (la suma de la componente tangencial y la componente radial), por medio de la ecuación [33], como sigue:

**Ecuación 32.** Ecuación temperatura dinámica de la velocidad absoluta

$$\frac{c_2^2}{2c_p} = \frac{c_{r2}^2 + c_{w2}^2}{2c_p}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 134

Donde,

$c_2$ : Velocidad absoluta en la punta del *impeller*

$c_{r2}$ : Velocidad radial en la punta del *impeller*

$c_{w2}$ : Velocidad periférica en la punta del *impeller*

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Sustituyendo en la **Ecuación 32**, por los resultados **(8.6.19)** y **(8.6.23)**, se presenta que:

$$\frac{c_2^2}{2c_p} = \frac{(102 \text{ m/s})^2 + (292,63 \text{ m/s})^2}{2 * 1,005 \text{ kJ/kg} * K * 1000}$$

$$\frac{c_2^2}{2c_p} = 47,77 \text{ K} \quad (8.6.24)$$

4. Se halla la pérdida de presión total, suponiendo que ocurre en el *impeller*, la mitad de esta, es decir:

$$\text{Pérdida de presión total} = 0,5(1 - \eta_c) \quad [23]$$

Donde,

$\eta_c$ : Eficiencia isentrópica del compresor

Sustituyendo por valores numéricos, de la **Tabla 8**, se tiene que:

$$\text{Pérdida de presión total} = 0,5(1 - 0,78) = 0,11 \quad (8.6.25)$$

Este resultado indica que la **efectividad de la compresión del *impeller* es de 0,89**.

Se halla la relación de presiones en el compresor ajustando a la **Ecuación 26**. Sustituyendo por valores numéricos, **Tabla 8** y resultado **(8.6.2)**, se tiene que:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[ 1 + \frac{0,89 * (98,46 \text{ K})}{288 \text{ K}} \right]^{3,5}$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = (1,304)^{3,5} \quad (8.6.26)$$

5. Se halla la temperatura de estancamiento a la salida de la etapa de compresión, resultado **(8.6.3)**, la cual, es igual a la temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*, como sigue:

$$T_{03} - T_{01} = 98,46 \text{ K}$$

Donde,

$T_{03}$ : Temperatura a la salida del compresor

$T_{01}$ : Temperatura a la entrada del compresor

Reorganizando, para  $T_{03}$ , con resultado **(9.6.2)** y **Tabla 8**, se tiene que:

$$T_{03} = 98,46 K + 288 K$$

$$T_{03} = T_{02} = 386,46 K \quad (8.6.27)$$

6. Se halla la temperatura a la salida del *impeller*, por propiedades de estancamiento, **Ecuación 2**, como sigue:

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2c_p} \quad [24]$$

Donde,

$T_2$ : Temperatura a la salida del *impeller*

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$c_2$ : Velocidad absoluta en la punta del *impeller*

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Sustituyendo en [24] por valores numéricos, resultados (8.6.27) y (8.6.24), se tiene que:

$$T_2 = 386,46 K - 47,77 K$$

$$T_2 = 338,69 K \quad (8.6.28)$$

7. Se presenta la siguiente relación isentrópica, de la **Ecuación 3**:

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left( \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [25]$$

Donde,

$P_2$ : Presión a la salida del *impeller*

$P_{02}$ : Presión de estancamiento a la salida del *impeller*

$T_2$ : Temperatura a la salida del *impeller*

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$\gamma$ : Relación de calor específico del aire

Sustituyendo en [25] por los valores obtenidos en las ecuaciones anteriores, resultado (8.6.28) y (8.6.27), se tiene que:

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left( \frac{338,69 K}{386,46 K} \right)^{3,5} \quad (8.6.29)$$

8. Ahora, se tiene la siguiente relación, por igualdad de presiones y gráfica de pérdidas:

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left( \frac{P_2}{P_{02}} \right) \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \quad [26]$$

Ambos valores, se ubican en las ecuaciones anteriores, resultados **(8.6.26)** y **(8.6.29)**, lo que genera:

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left(1,304 * \frac{338,69 K}{386,46 K}\right)^{3,5}$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = 1,595 \quad (8.6.30)$$

9. Se halla el valor de la presión a la salida del *impeller*, reorganizando **[26]**, como sigue:

$$P_2 = \left(\frac{P_2}{P_{01}}\right) * P_{01} \quad [27]$$

Donde,

$P_2$ : Presión a la salida del *impeller*

$P_{01}$ : Presión de estancamiento a la entrada del *impeller*

Sustituyendo en **[27]**, por valores numéricos, **Tabla 8** y resultado **(8.6.30)**, se tiene que:

$$P_2 = 1,595 * 1 \text{ bar}$$

$$P_2 = 1,595 \text{ bar} \quad (8.6.31)$$

10. Se halla la densidad a la salida del *impeller*, por la **Ecuación 1** de gases, como sigue:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad [28]$$

Donde,

$\rho_2$ : Densidad del aire a la salida del *impeller*

$P_2$ : Presión a la salida del *impeller*

$T_2$ : Temperatura a la salida del *impeller*

$R$ : Constante de gases ideales

Sustituyendo en **[28]** por valores numéricos obtenidos; resultados **(8.6.31)** y **(8.6.28)**, se tiene que:

$$\rho_2 = \frac{1,595 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * (338,69 K)}$$

$$\rho_2 = 1,6466 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.32)$$

11. Ahora, se halla el área de sección transversal del flujo en la dirección radial en la punta del *impeller*, mediante la ecuación de continuidad, como sigue:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho_2 * c_{r2}} \quad [29]$$

Donde,

$\dot{m}$ : Flujo másico de aire

$\rho_2$ : Densidad a la salida del *impeller*

$c_{r2}$ : Velocidad radial en la punta del *impeller*

Sustituyendo en [29], por valores numéricos, **Tabla 8** y resultados **(8.6.32)** y **(8.6.19)**, se tiene que:

$$A = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,6466 \text{ kg/m}^3) * (102 \text{ m/s})}$$

$$A = 0,0013694 \text{ m}^2 \quad (8.6.33)$$

12. Se halla el valor de la distancia de los *vanes* del *impeller*, mediante la siguiente expresión:

**Ecuación 33.** Distancia de los *vanes* del *impeller*

$$x = \frac{A}{\pi * \phi_{total}}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 135; adaptada por los autores

Donde,

$x$ : Distancia de los vanos en la punta del *impeller*

$\phi_{total}$ : Diámetro total del *impeller*

Sustituyendo la **Ecuación 33** por valores numéricos, se tiene que:

$$x = \frac{0,0013694 \text{ m}^2}{(3,1416) * (0,069 \text{ m})}$$

$$x = 0,006317 \text{ m} = 6,1317 \text{ mm} \quad (8.6.34)$$

**8.6.2 Diseño del difusor.** Se presenta el desarrollo del diseño del sistema difusor, el cual va después del diseño de la rueda compresora y hace parte del conjunto que comprime el aire para poder entregárselo a la cámara de combustión.

**8.6.2.1 Principios de operación y diseño**<sup>43</sup>. Para que la cámara de combustión realice un correcto proceso, se requiere una velocidad de entrada a ella mucho menor a la de la entrada del proceso de compresión. La parte encargada del descenso en la velocidad del flujo del aire, se conoce como compresor, el cual, por medio de *vanes* estáticos disminuye la velocidad del fluido de trabajo y aumenta la presión para la etapa consecuente.

El proceso de difusión se realiza por medio de pasajes por los que el aire fluye. En el diseño de estos pasajes se debe tener en cuenta las propiedades con las que el fluido llega de la etapa anterior (el ángulo de salida del aire), igual que las pérdidas por fricción del aire con las paredes de los pasajes.

A continuación se realiza el diseño y los cálculos de la geometría del difusor para el microreactor objeto del proyecto.

**8.6.2.2 Cálculos de la geometría del difusor**<sup>44</sup>. Adicional a las características geométricas que presentó el disco compresor, se asumen los siguientes datos.

Los siguientes datos se extraen del libro de Kurt Schreckling<sup>45</sup>, que son necesarios para los cálculos de diseño del difusor.

**Tabla 9.** Datos técnicos para cálculo de la geometría del Difusor

Distancia radial del espacio sin <i>vanes</i>	0,8 mm
Radio medio aproximado de la garganta del difusor	39 mm
Profundidad de los pasajes del difusor	6,1317 mm
Cantidad de <i>vanes</i> del difusor	15

Fuente: autores del proyecto

Se va a establecer lo siguiente:

- A. El ángulo de entrada de los *vanes* del difusor.
- B. Ancho de los pasajes, la cual se consideró constante.

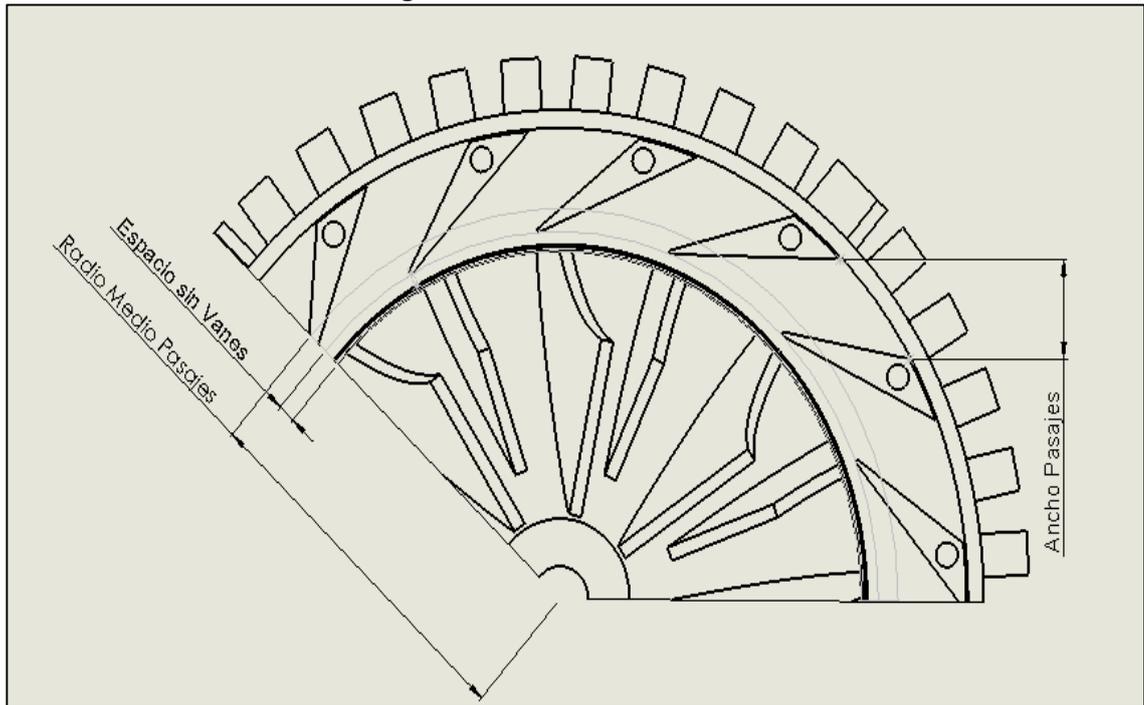
Se utilizó como guía la Figura 42, para realizar los cálculos.

<sup>43</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 136.

<sup>44</sup> Ibid., p 138; adaptado y traducido del ejemplo 4.2 por los autores del proyecto

<sup>45</sup> SCHRECKLING, KURT. Home Built Model Turbines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005

Figura 42. Geometría del Difusor



Fuente: Autores del Proyecto

#### A. Ángulo de entrada de los vanes del difusor.

Se halla el ángulo de entrada de los *vanes* del difusor

1. Se consideraron las condiciones en el radio del borde de ataque de los *vanes*, es decir

$$r_{2a} = (\phi_{ext}/2) + v_s \quad [30]$$

Donde,

$r_{2a}$ : Radio al borde de ataque de los *vanes* del difusor

$\phi_{ext}$ : Diámetro exterior del *impeller*

$v_s$ : Espacio entre el borde de ataque de los *vanes* y el diámetro exterior del *impeller*

Sustituyendo en [30], por valores numéricos, **Tabla 8** y **Tabla 9**:

$$r_{2a} = (0,069 \text{ m}/2) + 0,0008 \text{ m}$$

$$r_{2a} = 0,0353 \text{ m} \quad (8.6.35)$$

2. Se halla la velocidad periférica en este punto, es decir, en el borde de ataque de los *vanes* del *impeller*.

$$C_{w2v} = C_{w2} * \frac{\phi_{ext}/2}{r_{2a}} \quad [31]$$

Donde,

$C_{w2v}$ : Velocidad periférica en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$C_{w2}$ : Velocidad periférica a la salida del *impeller*

$\phi_{ext}$ : Diámetro exterior del *impeller*

$r_{2a}$ : Radio al borde de ataque de los *vanes* del difusor

Sustituyendo en [30] por valores numéricos, con resultados (8.6.23) y (8.6.35), como sigue:

$$C_{w2v} = 292,63 \text{ m/s} * \frac{(0,069 \text{ m/2})}{0,0353 \text{ m}}$$

$$C_{w2v} = 286 \text{ m/s} \quad (8.6.36)$$

3. Para calcular la velocidad radial se necesita el mismo proceso de ensayo y error, arriba mencionado, donde la primera temperatura equivalente es aquella que corresponde al valor de la velocidad periférica, es decir,  $C_{w2v}$ .

Por otra parte se debe considerar la temperatura y presión en la punta del *impeller*, diferente a los valores de entrada al momento del diseño del compresor.

### ITERACIÓN 1

Se halla la temperatura dinámica equivalente a la velocidad periférica, así:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{w2v})^2}{2c_p} \quad [32]$$

Donde,

$C_{w2v}$ : Velocidad periférica en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Sustituyendo, en [32] por valores numéricos, y resultado (8.6.36), se tiene que:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{w2v})^2}{2c_p} = \frac{(286 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 1000}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = 40,69 \text{ K} \quad (8.6.37)$$

Se halla la temperatura, por propiedades de estancamiento,  
**Ecuación 2:**

$$T_{2a} = T_{02} - \frac{c_2^2}{2c_p} \quad [33]$$

Donde,

$T_{2a}$ : Temperatura en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$\frac{c_2^2}{2c_p}$ : Temperatura dinámica de la velocidad periférica en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

Sustituyendo en [33], por resultados (8.6.27) y (8.6.37):

$$T_{2a} = 386,46 \text{ K} - 40,69 \text{ K}$$

$$T_{2a} = 345,77 \text{ K} \quad (8.6.38)$$

Se halla la presión, mediante relación isentrópica, **Ecuación 3**:

$$P_{2a} = \frac{P_{02}}{(T_{02}/T_{2a})^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad [34]$$

Donde,

$P_{2a}$ : Presión en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$P_{02}$ : Presión de estancamiento a la salida del *impeller*

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$T_{2a}$ : Temperatura en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$\gamma$ : Relación de calores específicos del aire

Sustituyendo, en [34], por resultados (8.6.31), (8.6.27) y (8.6.38):

$$P_{2a} = \frac{1,595 \text{ bar}}{(386,46/345,77 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_{2a} = 1,08051 \text{ bar} \quad (8.6.39)$$

Se halla la densidad, **Ecuación 1**:

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{RT_{2a}} \quad [35]$$

Donde,

$\rho_{2a}$ : Densidad en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$P_{2a}$ : Presión en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$T_{2a}$ : Temperatura en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$R$ : Constante de los gases ideales

Sustituyendo en [35], por resultados (9.6.39) y (9.6.38):

$$\rho_{2a} = \frac{1,08051 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * 345,77 \text{ K}}$$

$$\rho_{2a} = 1,08885 \text{ kg/m}^3 \quad (9.6.40)$$

Se obtiene la velocidad, como sigue, de la ecuación e continuidad:

$$C_{r2v} = \frac{\dot{m}_0}{\rho_{2a} * A} \quad [36]$$

De donde,

$C_{r2v}$ : Velocidad radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$\dot{m}_0$ : Flujo másico de aire

$\rho_{2a}$ : Densidad en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$A$ : Área de entrada

Se sustituye en [36], por valores numéricos, **Tabla 8** y resultados **(8.6.40)** y **(8.6.5)**, se tiene que:

$$C_{r2v} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,08885 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$C_{r2v} = 108,88 \text{ m/s} \quad (8.6.41)$$

## **ITERACIÓN 2**

Aquí se presentan los mismos pasos para llegar al valor de la velocidad radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor, empezando con la velocidad inmediatamente anterior, así:

Se halla la temperatura dinámica equivalente a la velocidad radial anterior:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2v})^2}{2c_p} \quad [37]$$

Donde,

$C_{r2v}$ : Velocidad radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Sustituyendo en [37] por valores numéricos, con resultado **(8.6.41)**, se tiene que:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2v})^2}{2c_p} = \frac{(108,88 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * K) * 1000}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = 5,89 K \quad (8.6.42)$$

Se halla la temperatura. Sustituyendo, en [33], por resultados (8.6.27) y (8.6.42):

$$T_{2a} = 386,46 K - 5,89 K$$

$$T_{2a} = 380,56 K \quad (8.6.43)$$

Se halla la presión. Sustituyendo en [34], por resultados (8.6.31), (8.6.27) y (8.6.43):

$$P_{2a} = \frac{1,595 \text{ bar}}{(386,46/380,56 K)^{3,5}}$$

$$P_{2a} = 1,51141 \text{ bar} \quad (8.6.44)$$

Se halla la densidad. Sustituyendo en [35], resultados (8.6.44) y (8.6.43):

$$\rho_{2a} = \frac{1,51141 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * 380,56 K}$$

$$\rho_{2a} = 1,3838 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.45)$$

Se obtiene la velocidad. Se sustituye en [36] por valores numéricos, **Tabla 8**, resultados (8.6.45) y (8.6.5), se tiene que:

$$C_{r2v} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,3838 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$C_{r2v} = 85,67 \text{ m/s} \quad (8.6.46)$$

### **ITERACIÓN 3**

Ahora se realiza con el valor de la velocidad radial inmediatamente anterior, resultado (8.6.46).

Se halla la temperatura dinámica equivalente a la velocidad radial anterior. Sustituyendo en [37] por valores numéricos, resultado (8.6.46), se tiene que:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2v})^2}{2c_p}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2v})^2}{2c_p} = \frac{(85,67 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 1000}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = 3,6517 \text{ K} \quad (8.6.47)$$

Se halla la temperatura. Sustituyendo en [33], por valores (8.6.27) y (8.6.47):

$$T_{2a} = 386,46 \text{ K} - 3,6517 \text{ K}$$

$$T_{2a} = 382,80 \text{ K} \quad (8.6.48)$$

Se halla la presión. Sustituyendo en [34], con resultados (8.6.31), (8.6.27) y (8.6.48):

$$P_{2a} = \frac{1,595 \text{ bar}}{(386,46/382,80 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_{2a} = 1,5428 \text{ bar} \quad (8.6.49)$$

Se halla la densidad. Sustituyendo en [35], con resultados (8.6.49) y (8.6.48):

$$\rho_{2a} = \frac{1,5428 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 382,80 \text{ K}}$$

$$\rho_{2a} = 1,4043 \text{ kg/m}^3 \quad (9.6.50)$$

Se obtiene la velocidad. Se sustituye [36] por valores numéricos, **Tabla 8**, resultados (8.6.50) y (8.6.5), se tiene que:

$$C_{r2v} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,4043 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$C_{r2v} = 84,42 \text{ m/s} \quad (8.6.51)$$

El valor que se presentó anteriormente, se acerca a las iteraciones posteriores como  $84 \text{ m/s}$ , es decir, **se toma este valor como, velocidad radial en el borde de ataque de los vanes del difusor.**

En este punto, se sigue el proceso para calcular la profundidad de los vanes del *impeller*.

4. Con los datos de la velocidad periférica y la velocidad radial, se puede obtener la temperatura equivalente de la velocidad absoluta, con la siguiente expresión:

$$\frac{c_{2A}^2}{2c_p} = \frac{c_{r2v}^2 + c_{w2v}^2}{2c_p} \quad [38]$$

Donde,

$c_{2A}$ : Velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$c_{r2v}$ : Velocidad radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$c_{w2v}$ : Velocidad periférica en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Se sustituye [38] por valores numéricos, resultados (8.6.51) y (8.6.36):

$$\frac{c_{2A}^2}{2c_p} = \frac{(84,42 \text{ m/s})^2 + (286 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 1000}$$

$$\frac{c_{2A}^2}{2c_p} = 44,23 \text{ K} \quad (8.6.52)$$

5. Si se ignoran pérdidas de presión entre la punta del *impeller* y el borde de ataque de los *vanes* del difusor, la eficiencia de la compresión será la misma que la obtenida en la punta del *impeller*, resultado (8.6.26), expresada como:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = (1,304)^{3,5}$$

6. Ahora, se tiene que la temperatura de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor, por propiedades de estancamiento, **Ecuación 2**:

$$T_{2A} = T_{02} - \frac{c_{2A}^2}{2c_p} \quad [39]$$

Donde,

$T_{2A}$ : Temperatura de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$\frac{c_{2A}^2}{2c_p}$ : Temperatura dinámica equivalente en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

Sustituyendo en [39], por resultados (8.6.27) y (8.6.52):

$$T_{2A} = 386,46 \text{ K} - 44,23 \text{ K}$$

$$T_{2A} = 342,23 \text{ K} \quad (8.6.53)$$

7. Se presenta la siguiente relación isentrópica, por la **Ecuación 3**:

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left( \frac{T_{2A}}{T_{02}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [40]$$

Donde,

$P_{2A}$ : Presión de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$P_{02}$ : Presión de estancamiento a la salida del *impeller*

$T_{2A}$ : Temperatura de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$\gamma$ : Relación de calor específico del aire

Sustituyendo en [40], por los valores obtenidos en las ecuaciones anteriores, resultados (8.6.53) y (8.6.27), se tiene que:

$$\frac{P_{2A}}{P_{02}} = \left( \frac{342,23 \text{ K}}{386,46 \text{ K}} \right)^{3,5}$$

$$\frac{P_{2A}}{P_{02}} = (0,8855)^{3,5} \quad (8.6.54)$$

8. Ahora, se tiene la siguiente relación:

$$\frac{P_{2A}}{P_{01}} = \left( \frac{P_{2A}}{P_{02}} \right) \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \quad [41]$$

Ambos valores, se ubicaron en las ecuaciones anteriores, resultados (8.6.26) y (8.6.54), lo que genera:

$$\frac{P_{2A}}{P_{01}} = (1,304 * 0,8855)^{3,5}$$

$$\frac{P_{2A}}{P_{01}} = 1,6546 \quad (8.6.55)$$

9. Se Halla el valor de la presión de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor, como sigue, adaptada de [27]:

$$P_{2A} = \left( \frac{P_{2A}}{P_{01}} \right) * P_{01} \quad [42]$$

Donde,

$P_{2A}$ : Presión de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$P_{01}$ : Presión de estancamiento a la entrada del *impeller*

Sustituyendo en [42] por valores numéricos, **Tabla 8**, y resultado **(8.6.55)**, se tiene que:

$$P_{2A} = 1,6546 * 1 \text{ bar}$$

$$P_{2A} = 1,6546 \text{ bar} \quad (8.6.56)$$

10. Se halla la densidad de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor, adaptada de la **Ecuación 1**, como sigue:

$$\rho_{2A} = \frac{P_{2A}}{RT_{2A}} \quad [43]$$

Donde,

$\rho_{2A}$ : Densidad del aire de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$P_{2A}$ : Presión de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$T_{2A}$ : Temperatura de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$R$ : Constante de gases ideales

Sustituyendo en [43] por valores numéricos obtenidos, resultados **(8.6.55)** y **(8.6.53)**, se tiene que:

$$\rho_{2A} = \frac{1,6546 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * (342,23 \text{ K})}$$

$$\rho_{2A} = 1,6846 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.57)$$

11. Ahora, se halla el área de sección transversal del flujo en la dirección radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor, como sigue

$$A_r = 2\pi * r_{2a} * x \quad [44]$$

Donde,

$A_r$ : Área de sección transversal del flujo en la dirección radial en el borde de ataque de los *vanes*

$r_{2a}$ : Radio al borde de ataque de los *vanes* del difusor

$x$ : Distancia de los vanos en la punta del *impeller*

Sustituyendo en [44] por valores de la **Tabla 9** y resultado **(8.6.34)**, se tiene que:

$$A_r = 2\pi * 0,0353 \text{ m} * 0,0061317\text{m}$$

$$A_r = 0,00136 \text{ m}^2 \quad (8.6.58)$$

12. Se verifica la velocidad radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor, con los datos anteriores, por la ecuación de continuidad:

$$C_{r2v} = \frac{\dot{m}}{\rho_{2A} * A_r} \quad [45]$$

Donde,

$C_{r2v}$ : Velocidad radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$\dot{m}$ : Flujo másico de aire

$\rho_{2A}$ : Densidad de la velocidad absoluta en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$A_r$ : Área de sección transversal en la dirección radial del flujo

Por valores numéricos, **Tabla 8** y resultados **(8.6.57)** y **(8.6.58)**:

$$C_{r2v} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{1,6846 \text{ kg/m}^3 * 0,00136 \text{ m}^2}$$

$$C_{r2v} = 100,38 \text{ m/s} \quad (8.6.59)$$

13. Se establece el ángulo del borde de ataque de los *vanes* del difusor,

$$\beta_{vanes} = \tan^{-1} \left( \frac{C_{r2v}}{C_{w2v}} \right) \quad [46]$$

Donde,

$\beta_{vanes}$ : Ángulo de entrada en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$C_{r2v}$ : Velocidad radial en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$C_{w2v}$ : Velocidad periférica en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

Numéricamente, será, con resultados **(8.6.59)** y **(8.6.36)**:

$$\beta_{vanes} = \tan^{-1} \left( \frac{100,38 \text{ m/s}}{286 \text{ m/s}} \right)$$

$$\beta_{vanes} = 19,34^\circ \quad (8.6.60)$$

## B. Ancho de la garganta de los pasajes del difusor

Para este punto, se utilizan los mismos pasos del numeral anterior, pero con la variación de algunos datos; descritos más adelante.

Se asume el flujo en el punto llamado como, radio medio aproximado de los pasajes del difusor. Así,

1. Se obtiene la velocidad periférica en el punto anteriormente descrito, con la siguiente expresión:

$$C_{w2y} = C_{w2} * \frac{(\phi_{ext}/2)}{r_{2b}} \quad [47]$$

Donde,

$C_{w2y}$ : Velocidad periférica en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$C_{w2}$ : Velocidad periférica en la punta del *impeller*

$\phi_{ext}$ : Diámetro exterior del *impeller*

$r_{2b}$ : Radio medio aproximado de los pasajes del difusor

Por valores numéricos en [47], resultado (8.6.23), y valores de la **Tabla 8** y **Tabla 9**, se tiene que:

$$C_{w2y} = 292,63 \text{ m/s} * \frac{(0,069 \text{ m/2})}{0,039 \text{ m}}$$

$$C_{w2y} = 258,86 \text{ m/s} \quad (8.6.61)$$

2. Igual que en el numeral anterior, la velocidad radial en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor, se obtiene por medio de un proceso iterativo de ensayo y error; como sigue:

### **ITERACIÓN 1**

Se considera la velocidad periférica en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor para hallar la temperatura dinámica equivalente, mediante la siguiente expresión:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{w2y})^2}{2c_p} \quad [48]$$

Donde,

$C_{w2y}$ : Velocidad periférica en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Sustituyendo por valores numéricos en [38], resultado (8.6.61), se tiene que:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{w2y})^2}{2c_p} = \frac{(258,86 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * K) * 1000}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = 33,33 \text{ K} \quad (8.6.62)$$

Se halla la temperatura, por propiedades de estancamiento, adaptada de **Ecuación 2**:

$$T_{2b} = T_{02} - \frac{c_2^2}{2c_p} \quad [49]$$

Donde,

$T_{2b}$ : Temperatura en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$\frac{c_2^2}{2c_p}$ : Temperatura dinámica de la velocidad periférica en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

Sustituyendo en [49], por resultados (8.6.53) y (8.6.62):

$$T_{2b} = 342,22 \text{ K} - 33,33 \text{ K}$$

$$T_{2b} = 308,89 \text{ K} \quad (8.6.63)$$

Se halla la presión, por relación isentrópica:

$$P_{2b} = \frac{P_{02}}{(T_{02}/T_{2b})^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad [50]$$

Donde,

$P_{2b}$ : Presión en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$P_{02}$ : Presión de estancamiento a la salida del *impeller*

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$T_{2b}$ : Temperatura en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$\gamma$ : Relación de calores específicos del aire

Sustituyendo en [50], por valores (8.6.31), (8.6.53) y (8.6.63):

$$P_{2b} = \frac{1,595 \text{ bar}}{(342,22 \text{ K}/308,89 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_{2b} = 1,11419 \text{ bar} \quad (9.6.64)$$

Se halla la densidad,

$$\rho_{2b} = \frac{P_{2b}}{RT_{2b}} \quad [51]$$

Donde,

$\rho_{2b}$ : Densidad en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$P_{2b}$ : Presión en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$T_{2b}$ : Temperatura en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$R$ : Constante de los gases ideales

Sustituyendo en [51], por resultados (8.6.64) y (8.6.63):

$$\rho_{2b} = \frac{1,11419 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * 308,89 \text{ K}}$$

$$\rho_{2b} = 1,2568 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.65)$$

Se obtiene la velocidad, por la ecuación de la continuidad, como sigue:

$$C_{r2y} = \frac{\dot{m}_0}{\rho_{2b} * A} \quad [51]$$

De donde,

$C_{r2y}$ : Velocidad radial en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$\dot{m}_0$ : Flujo másico de aire

$\rho_{2b}$ : Densidad en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$A$ : Área de entrada

Se sustituye en [51] por valores numéricos, **Tabla 8**, resultado (8.6.65) y (8.6.5), se tiene que:

$$C_{r2y} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,2568 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$C_{r2y} = 94,32 \text{ m/s} \quad (8.6.66)$$

## ITERACIÓN 2

Los mismos pasos para llegar al valor de la velocidad radial en el radio medio de los pasajes del difusor, empezando con la velocidad inmediatamente anterior, así:

Se halla la temperatura dinámica equivalente a la velocidad radial anterior:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2y})^2}{2c_p} \quad [52]$$

Donde,

$C_{r2y}$ : Velocidad radial en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$c_p$ : Calor específico a presión constante del aire

Sustituyendo por valores numéricos en [52], por resultado (8.6.66), se tiene que:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2y})^2}{2c_p} = \frac{(94,32 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 1000}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = 4,42 \text{ K} \quad (8.6.67)$$

Se halla la temperatura. Sustituyendo en [49], por resultados (8.6.53) y (8.6.67):

$$T_2 = 342,22 \text{ K} - 4,42 \text{ K}$$

$$T_2 = 337,79 \text{ K} \quad (8.6.68)$$

Se halla la presión. Sustituyendo en [50], resultados (8.6.31), (8.6.53) y (8.6.68):

$$P_{2b} = \frac{1,595 \text{ bar}}{(342,22 \text{ K}/337,79 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_{2b} = 1,5239 \text{ bar} \quad (8.6.69)$$

Se halla la densidad. Sustituyendo en [51], por resultados (8.6.69) y (8.6.68):

$$\rho_{2b} = \frac{1,5239 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 337,79 \text{ K}}$$

$$\rho_{2b} = 1,5719 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.70)$$

Se obtiene la velocidad, por [51]. Se sustituye por valores numéricos, resultados (8.6.70) y (8.6.5), se tiene que:

$$C_{r2y} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,5719 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$C_{r2y} = 75,42 \text{ m/s} \quad (8.6.71)$$

### **ITERACIÓN 3**

Aquí se presenta los mismos pasos para llegar al valor de la velocidad en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor, empezando con la velocidad inmediatamente anterior, así:

Se halla la temperatura dinámica equivalente a la velocidad radial anterior, ecuación [52]. Se sustituye por valores numéricos (8.6.71), se tiene que:

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2y})^2}{2c_p} = \frac{(75,42 \text{ m/s})^2}{2 * (1,005 \text{ kJ/kg} * K) * 1000}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = 2,82 \text{ K} \quad (8.6.72)$$

Se halla la temperatura. Sustituyendo, en [49], con resultados (9.6.53) y (9.6.72):

$$T_{2b} = 342,22 \text{ K} - 2,82 \text{ K}$$

$$T_{2b} = 339,39 \text{ K} \quad (8.6.73)$$

Se halla la presión. Sustituyendo en [50], por valores (8.6.31), (8.6.53) y (8.6.73):

$$P_{2b} = \frac{1,595 \text{ bar}}{(342,22 \text{ K}/339,39 \text{ K})^{3,5}}$$

$$P_{2b} = 1,5493 \text{ bar} \quad (8.6.74)$$

Se halla la densidad. Sustituyendo en [51], por resultados (8.6.74) y (8.6.73):

$$\rho_{2b} = \frac{1,5493 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * 339,39 \text{ K}}$$

$$\rho_{2b} = 1,5905 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.75)$$

Se obtiene la velocidad. Se sustituye [51], por valores numéricos, resultado (8.6.75) y (8.6.5):

$$C_{r2y} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(1,5905 \text{ kg/m}^3) * (0,00194 \text{ m}^2)}$$

$$C_{r2y} = 74,53 \text{ m/s} \quad (8.6.76)$$

Se toma este valor ya que es bastante cercano con la iteración anterior, es decir, se hace una aproximación a **74 m/s**, para la **velocidad radial en el radio medio de los pasajes del difusor**.

3. Ahora, se halla la temperatura dinámica de la velocidad absoluta, siendo esta, la suma entre la velocidad radial y la velocidad periférica en el radio medio de los pasajes del difusor, como sigue,

$$\frac{C_{2B}^2}{2c_p} = \frac{(C_{r2y})^2 + (C_{w2y})^2}{2c_p} \quad [53]$$

Donde,

$C_{2B}$ : Velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$C_{r2y}$ : Velocidad radial en el radio medio de los pasajes del difusor

$C_{w2y}$ : Velocidad periférica en el radio medio de los pasajes del difusor

$c_p$ : Calor específico del aire a presión constante

Numéricamente en [53], con resultados **(8.6.76)** y **(8.6.61)**, se establece que:

$$\frac{c_{2B}^2}{2c_p} = \frac{(74,53 \text{ m/s})^2 + (258,86 \text{ m/s})^2}{2 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 1000}$$

$$\frac{c_{2B}^2}{2c_p} = 36,06 \text{ K} \quad (8.6.77)$$

Se halla la temperatura, por propiedades de estancamiento, **Ecuación 2:**

$$T_{2B} = T_{02} - \frac{c_{2B}^2}{2c_p} \quad [54]$$

Donde,

$T_{2B}$ : Temperatura de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del compresor

$\frac{c_{2B}^2}{2c_p}$ : Temperatura dinámica equivalente en el radio medio de los pasajes del difusor

Sustituyendo en [54], por resultados **(8.6.27)** y **(8.6.77)**:

$$T_{2B} = 386,46 \text{ K} - 36,06 \text{ K}$$

$$T_{2B} = 350,4 K \quad (9.6.78)$$

Se presenta la siguiente relación isentrópica junto con la **Ecuación 3**:

$$\frac{P_{2B}}{P_{02}} = \left( \frac{T_{2B}}{T_{02}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [55]$$

Donde,

$P_{2B}$ : Presión de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$P_{02}$ : Presión de estancamiento a la salida del *impeller*

$T_{2B}$ : Temperatura de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$T_{02}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del *impeller*

$\gamma$ : Relación de calor específico del aire

Sustituyendo en [55], por los valores obtenidos en las ecuaciones anteriores, resultados (8.6.78) y (8.6.27), se tiene que:

$$\frac{P_{2B}}{P_{02}} = \left( \frac{350,4 K}{386,46 K} \right)^{3,5}$$

$$\frac{P_{2B}}{P_{02}} = (0,9066)^{3,5} \quad (8.6.79)$$

Ahora, se tiene la siguiente relación, por igualdad en las pérdidas de presión:

$$\frac{P_{2B}}{P_{01}} = \left( \frac{P_{2B}}{P_{02}} \right) \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \quad [56]$$

Ambos valores, se ubicaron en las ecuaciones anteriores, resultados (9.6.79) y la **Tabla 8**, lo que genera:

$$\frac{P_{2B}}{P_{01}} = (1,304 * 0,9066)^{3,5}$$

$$\frac{P_{2B}}{P_{01}} = 1,7970 \quad (8.6.80)$$

Se halla el valor de la presión de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor, como sigue:

$$P_{2B} = \left( \frac{P_{2B}}{P_{01}} \right) * P_{01} \quad [57]$$

Donde,

$P_{2B}$ : Presión de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$P_{01}$ : Presión de estancamiento a la entrada del *impeller*

Sustituyendo en [57] por valores numéricos, (8.6.80) y Tabla 8, se tiene que:

$$P_{2B} = 1,7970 * 1 \text{ bar}$$

$$P_{2B} = 1,7970 \text{ bar} \quad (8.6.81)$$

Se halla la densidad de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor, como sigue:

$$\rho_{2B} = \frac{P_{2B}}{RT_{2B}} \quad [58]$$

Donde,

$\rho_{2B}$ : Densidad del aire de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$P_{2B}$ : Presión de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$T_{2B}$ : Temperatura de la velocidad absoluta en el radio medio de los pasajes del difusor

$R$ : Constante de gases ideales

Sustituyendo en [58] por valores numéricos obtenidos, (8.6.81) y (8.6.78), se tiene que:

$$\rho_{2B} = \frac{1,7970 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * K) * (350,4 \text{ K})}$$

$$\rho_{2B} = 1,7869 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.82)$$

Ahora, se halla el área de sección transversal del flujo en la dirección radial en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor, como sigue

$$A_{rb} = 2\pi * r_{2b} * x \quad [59]$$

Donde,

$A_{rb}$ : Área de sección transversal del flujo en la dirección radial en el radio medio de los pasajes del difusor

$r_{2b}$ : Radio medio de los pasajes del difusor

$x$ : Distancia de los vanos en la punta del *impeller*

Sustituyendo en [59], Tabla 9, se tiene que:

$$A_{rb} = 2\pi * 0,039 \text{ m} * 0,0061317\text{m}$$

$$A_{rb} = 0,00150 \text{ m}^2 \quad (8.6.83)$$

Se verifica la velocidad radial en el radio medio de los pasajes del difusor, con los datos anteriores,

$$C_{r2y} = \frac{\dot{m}}{\rho_{2B} * A_{rb}} \quad [60]$$

Donde,

$C_{r2y}$ : Velocidad radial en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$\dot{m}$ : Flujo másico de aire

$\rho_{2B}$ : Densidad en el borde de ataque de los *vanes* del difusor

$A_{rb}$ : Área de sección transversal en la dirección radial del flujo

Por valores numéricos, en [60], resultados (8.6.82) y (8.6.83):

$$C_{r2y} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{1,7869 \text{ kg/m}^3 * 0,00150 \text{ m}^2}$$

$$C_{r2y} = 85,65 \text{ m/s} \quad (8.6.84)$$

Se establece la dirección del flujo en este punto,

$$\beta_{flujo} = \tan^{-1} \left( \frac{C_{r2y}}{C_{w2y}} \right) \quad [61]$$

$\beta_{flujo}$ : Dirección del flujo en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$C_{r2y}$ : Velocidad radial en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

$C_{w2y}$ : Velocidad periférica en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

Numéricamente en [61], resultados (8.6.76) y (8.6.61), será:

$$\beta_{flujo} = \tan^{-1} \left( \frac{85,65 \text{ m/s}}{258,86 \text{ m/s}} \right)$$

$$\beta_{flujo} = 18,30^\circ \quad (8.6.85)$$

Se obtiene el área total de los pasajes del difusor, así:

$$A_T = A_{rb} * \text{sen} (\beta_{flujo}) \quad [62]$$

Donde,

$A_T$ : Área total de los pasajes del difusor

$A_{rb}$ : Área de sección transversal en la dirección radial del flujo

$\beta_{flujo}$ : Dirección del flujo en el radio medio aproximado de los pasajes del difusor

Se sustituye numéricamente en [62], con los resultados (8.6.83) y (8.6.85), como sigue:

$$A_T = (0,00150 \text{ m}^2) * \text{sen}(18,30^\circ)$$

$$A_T = 0,000472 \text{ m}^2 \quad (8.6.86)$$

Con 15 *vanes* en el difusor de los datos de la **Tabla 9** del numeral, y con la profundidad de los pasajes del difusor, se tiene que el ancho de los pasajes del difusor, siendo este constante, será:

$$W_{pasajes} = \frac{A_T}{n * x} \quad [63]$$

Donde,

$W_{pasajes}$ : Ancho de los pasajes del difusor

$A_T$ : Área total de los pasajes del difusor

$n$ : Número de *vanes* del difusor

$x$ : Distancia de los vanos en la punta del *impeller*

Se sustituye por valores numéricos, (8.6.86) y de la **Tabla 9**, como sigue:

$$W_{pasajes} = \frac{0,000472 \text{ m}^2}{15 * 0,0061317 \text{ m}}$$

$$W_{pasajes} = 0,0051321 \text{ m} = 5,1321 \text{ mm} \quad (8.6.87)$$

Este es el ancho de cada uno de los pasajes distribuidos a lo largo de los 15 *vanes* del difusor, teniendo en cuenta, que esta profundidad es constante a lo largo del pasaje.

**8.6.3 Diseño de la cámara de combustión.** La complejidad de los procesos que ocurren simultáneamente en el *combustor*, tanto aerodinámicos como químicos, prohíbe una aproximación analítica para el diseño de los componentes y la predicción del rendimiento. “La incapacidad de realizar medidas de importancia dentro de la cámara de combustión, imposibilita un entendimiento básico del proceso de combustión”<sup>46</sup>.

<sup>46</sup> OATES, Gordon C. Aircraft Propulsion Systems, Technology and Design. AIAA, Inc: Washington, D.C. p. 131; traducido y adaptado por los autores

De lo anterior, el diseño de cámaras de combustión, se basa en la experiencia y los registros técnicos de los motores que se han realizado desde el principio de los desarrollos en motores a reacción.

Dado que en algunos casos no se brinda una claridad en el proceso del dimensionamiento de la cámara de combustión, es importante realizar una aproximación de las medidas de esta con microreactores actuales y con el espacio disponible para esta etapa del motor.

Por otra parte, se puede identificar los parámetros de rendimiento de la cámara de combustión y los factores que se involucran en el diseño, según los datos proporcionados por los anteriores numerales.

**8.6.3.1 Requisitos operacionales de la cámara de combustión<sup>47</sup>.** El diseño del sistema de combustión de una turbina de gas es muy complejo; este, involucra dinámica de fluidos, combustión y diseño mecánico.

Como se vio en el análisis termodinámico, los tópicos más importantes son: la máxima temperatura alcanzada del ciclo y la eficiencia de los componentes.

Para la cámara de combustión, la máxima eficiencia alcanzada se da, cuando: el proceso de combustión es elevado con pérdidas de presión mínimas.

De la tabla del análisis del ciclo, los valores asumidos se presentan como 99%, para la eficiencia de la combustión y del 2% al 8% de la entrega de presión del compresor para las pérdidas de la combustión.

La turbina de gas para el microreactor en cuestión, tiene que hacer frente al amplio número de rangos de entrada de temperatura y presión, por los cambios en el número Mach y la altitud. Por lo tanto, la cámara de combustión del microreactor tiene que operar con una reducción en la densidad del aire y en el flujo másico del mismo. Todo esto, manteniendo el rango combustible/aire apropiado. Por otra parte, debido al cambio constante de las condiciones atmosféricas durante el ascenso y el descenso, la cámara de combustión debe hacer frente a la variación del flujo de combustible sin que se varíen los límites de la temperatura, para mantener el empuje adecuado y no saturar los materiales de los componentes.

La variación de altitud del microreactor puede generar un *flame-out* en la cámara de combustión, que es el apagado del motor; este, debe ser apto para un re inicio de la operación.

En cuanto al combustible usado en la cámara de combustión, el sistema *combustor*, debe ser diseñado para quemar uno o más combustibles, algunas veces simultáneamente.

---

<sup>47</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 234; traducido y adaptado por los autores

**8.6.3.2 Efectos en el diseño de la cámara de combustión<sup>48</sup>.** Para optimizar el rendimiento de la etapa de la combustión se deben tener en cuenta algunos factores problemáticos y reducir al mínimo su impacto; así, lograr un óptimo diseño de la cámara de combustión.

1. La temperatura de los gases después de la combustión debe ser baja, con respecto a las permitidas por los materiales, que puede generar altas cargas y esfuerzos de los materiales de la siguiente etapa.
2. Al final del espacio de la combustión; la distribución de temperatura debe ser uniforme para que las aspas de la turbina no presenten sobrecalentamiento localizado.
3. La combustión debe ser mantenida en un flujo de aire en movimiento a una velocidad elevada 30 a 60 m/s; y la operación estable debe mantenerse en un variado rango aire/combustible para el ralentí y las máximas.
4. Se debe evitar el humo del escape.
5. Las turbinas de gas operan con eficiencias altas, igual, producen polución: Óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ), Monóxido de carbono ( $CO_2$ ), e hidrocarburos sin quemar. Se deben mantener a niveles mínimos o muy bajos.
6. Es necesario que durante todos los rangos de operación, el combustible inyectado se queme completamente y libere valor calorífico completo. Si no se presenta esto, se incurrirá en aumento del *SFC* y una reducción de la potencia de salida.

**8.6.3.3 Dimensionamiento preliminar de la cámara de combustión.** Para realizar el dimensionamiento de la cámara de combustión, se requiere acudir a temas especializados de los microreactores, donde el espacio disponible que se tiene para implementar esta etapa, es mínimo.

Por el libro de Thomas Kamps, se tienen los siguientes datos de la cámara de combustión para el dimensionamiento preliminar de la misma; se tiene en cuenta que el tipo es anular.

**Tabla 10.** Dimensiones preliminares de la cámara de combustión

Longitud Total	76 mm
Diámetro Externo	94 mm
Diámetro Interno	43 mm

Fuente: SCHRECKLING, KURT. Home Built Model Turbines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. P 78; adaptado por los autores

<sup>48</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 237; traducido y adaptado por los autores

Con los datos de la Tabla 10, se obtiene el área de referencia para la combustión de la mezcla, y los componentes necesarios.

1. Se halla el área de referencia,  $A_{ref}$ , como sigue:

$$A_{ref} = \frac{\pi(\phi_{extcc}^2 - \phi_{intcc}^2)}{4} \quad [64]$$

Donde,

$A_{ref}$ : Área de referencia de la cámara de combustión

$\phi_{extcc}$ : Diámetro exterior de la cámara de combustión

$\phi_{intcc}$ : Diámetro interno de la cámara de combustión

Se sustituye en [64], por datos de la **Tabla 10**:

$$A_{ref} = \frac{\pi((0,094 \text{ m})^2 - (0,043 \text{ m})^2)}{4}$$

$$A_{ref} = 0,005487 \text{ m}^2 \quad (8.6.68)$$

2. Se halla la altura de la cámara de combustión, como sigue:

$$H = \left(\frac{\phi_{extcc}}{2}\right) - \left(\frac{\phi_{intcc}}{2}\right) \quad [65]$$

Donde,

$H$ : Altura de la cámara de combustión

$\phi_{extcc}$ : Diámetro exterior de la cámara de combustión

$\phi_{intcc}$ : Diámetro interno de la cámara de combustión

Sustituyendo en [65], por datos de la **Tabla 10**:

$$H = \left(\frac{0,094 \text{ m}}{2}\right) - \left(\frac{0,043 \text{ m}}{2}\right)$$

$$H = 0,0255 \text{ m} \quad (8.6.69)$$

**8.6.3.4 Velocidad de referencia en la cámara de combustión.** Esta velocidad sirve para futuros cálculos del performance de la cámara de combustión.

La velocidad de referencia se requiere para observar la velocidad del flujo de aire a la entrada de la cámara de aire, determinar si es necesario el acople de componentes que desaceleren el flujo e implementar un difusor de entrada a la cámara, y permitir la mezcla y combustión de los Reactantes.

1. Se obtiene la densidad del aire a la entrada de la cámara de combustión, por la **Ecuación 1**:

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R T_3} \quad [66]$$

Donde,

$\rho_3$ : Densidad del aire a la entrada de la cámara de combustión

$P_3$ : Presión a la entrada de la cámara de combustión

$T_3$ : Temperatura a la entrada de la cámara de combustión

$R$ : Constante de los gases ideales

Se sustituye en [66], por resultados (8.6.5) y (8.6.7):

$$\rho_3 = \frac{2,21 \text{ bar} * 100 \text{ kPa}}{(0,286 \text{ kJ/kg} * \text{K}) * 371,88 \text{ K}}$$

$$\rho_3 = 2,077 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.70)$$

2. Se obtiene la velocidad de referencia, por la ecuación de continuidad:

$$V_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 * A_{ref}} \quad [67]$$

Donde,

$V_{ref}$ : Velocidad de referencia en la cámara de combustión

$\dot{m}_3$ : Flujo másico en la cámara de combustión

$\rho_3$ : Densidad del aire a la entrada de la cámara de combustión

$A_{ref}$ : Área de referencia de la cámara de combustión

Se sustituye en [67], valores (8.6.68) y (9.6.70), como sigue:

$$V_{ref} = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{2,077 \text{ kg/m}^3 * 0,005487 \text{ m}^2}$$

$$V_{ref} = 20,18 \text{ m/s} \quad (8.6.71)$$

**8.6.3.5 Ignición.** La ignición de la mezcla combustible-aire requiere condiciones de ingreso del aire dentro de los límites de inflamabilidad, tiempo de residencia de la mezcla (volumen), y la localización de una ignición efectiva (longitud de la cámara).

Los límites de la inflamabilidad, se presentan en la siguiente tabla y está directamente relacionado con la temperatura de ignición espontánea, *SIT*.

**Tabla 11.** Temperaturas de Ignición Espontánea

<b>Combustible</b>	<b>SIT, K</b>
Propano	767
Butano	678
Pentano	558
Hexano	534
Heptano	496
Octano	491
Nonano	479
Decano	481
Hexadecano	478
Isoctano	691
Queroseno (JP-8 o Jet A)	501
JP-3	511
JP-4	515
JP-5	506

Fuente: MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, 2006. p.748.

Si la temperatura de la cámara de combustión no garantiza una combustión espontánea, se requiere un recurso para llevarlo a la temperatura de ignición correcta.

**8.6.3.6 Inyección de combustible.** De los cuatro métodos de inyección de combustible que se presentan en la Figura 43; para la cámara de combustión del microreactor se utiliza el del tipo vaporizador (*vaporizing*).

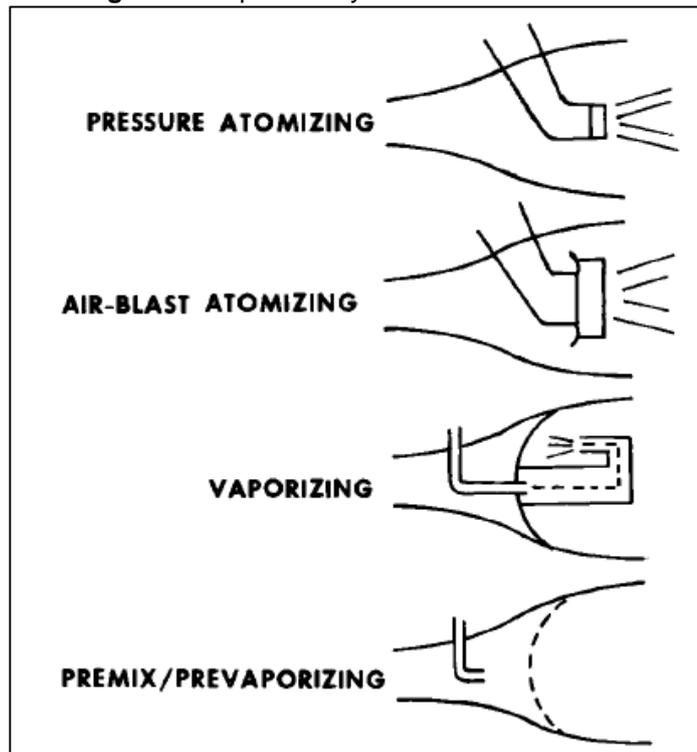
También conocido como “*Candy-cane*”, en este tipo de inyección se usa un tubo tipo bastón (*cane*), que se encuentra la zona de la combustión. Durante la operación, el calor transferido desde la región de la combustión vaporiza el combustible que va a ingresar, mientras que combustible en forma líquida o de vapor brinda una protección térmica al tubo.

Su diseño es simple en la construcción, de bajo costo y puede operar a bajos niveles de presión para la inyección.

La mezcla, crea una baja radiactividad de llama, lo que reduce las cargas lineales.

Los inconvenientes de este tipo de inyección incluyen: pobre ignición, características de extinción de llama en mezclas pobres (exceso de aire); durabilidad corta de los vaporizadores a rangos bajos de flujo de combustible; y tiempo de respuesta lento del sistema.

**Figura 43.** Tipos de Inyección de Combustible



Fuente: OATES, Gordon C. AIAA, Inc: Washington, D.C. p. 128

**8.6.4 Diseño turbina axial.** Se presenta el diseño de la etapa única de turbina para el microreactor. Junto con algún principio en la operación y datos disponibles de los numerales anteriores para realizar todo el análisis. La etapa consiste del NGV y de la rueda de turbina, ambos tienen características geométricas diferentes, para lograr lo que se necesite.

**8.6.4.1 Principio de operación.** La etapa de turbina se encarga de generar la potencia necesaria para accionar el compresor, extrayendo la energía de los gases producto de la combustión en los álabes<sup>49</sup>. Por lo tanto, se deben realizar cálculos para los ángulos de los álabes, y así, obtener un correcto desempeño. Los cálculos se realizan sobre el diámetro medio de los álabes de la turbina, ya que los ángulos entre la punta y la raíz de los álabes varían; pero su modificación es mínima.

Para evitar pérdidas significativas de la etapa, y debido a la expansión térmica de los materiales, la tolerancia que se maneja entre la punta de los álabes de la turbina y la carcasa, se ubica entre 0,15 a 0,20 mm<sup>50</sup>.

<sup>49</sup> HUNECKE, Klaus. Jet Engines, Fundamentals of Theory, Design and Operation. Great Britain: Motorbooks International Publishers & Wholesalers, p.136; adaptado por los autores

<sup>50</sup> SCHRECKLING, KURT. Home Built Model Turbines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005. p. 15; traducido y adaptado por los autores

El diseño de la turbina del tipo axial, puede ser de etapa simple o de etapa múltiple. La etapa de una turbina comprende dos elementos principales.

- Un conjunto de *nozzle guide vanes* (aletas guías) estacionarias, (Conjunto Estator).
- Un conjunto de aspas rotatorias (Conjunto Rotor).

El estator está formado como un anillo estático con aletas radiales en la parte interior de la cubierta, estas aletas tienen un perfil aerodinámico con su borde de ataque en dirección al flujo que viene de la cámara de combustión.

El efecto creado en el medio de las aletas estacionarias, de aceleración del flujo, da el término *nozzle guide vanes*.

Los factores que afectan el número de etapas en la turbina son:

- Número de ejes
- Cantidad de energía que debe extraerse de los gases de combustión
- Velocidad rotacional (rpm)
- El diámetro máximo permisible

**8.6.4.2 Teoría y nomenclatura de la turbina axial<sup>51</sup>.** La Figura 44, muestra los triángulos de velocidad para una turbina axial de etapa única. El sufijo “N”, se usa para denotar el estator, y el sufijo “R”, para el conjunto rotor.

El gas ingresa al conjunto estator  $N$ , con una presión, temperatura y velocidad  $P_1, T_1$  y  $C_1$ ; se expande hasta  $P_2$  y  $T_2$ , y sale con un incremento de velocidad  $C_2$  con un ángulo  $\alpha_2$ .

El ángulo de entrada a los álabes del conjunto rotor  $R$ , se escoge por la dirección  $\beta_2$  de la velocidad del gas  $V_2$ . Los valores de los datos anteriores se hayan por la resta vectorial de la velocidad rotacional  $U$ , desde la velocidad absoluta  $C_2$ .

Por último, el gas sale de los pasajes del conjunto rotor con  $P_3, T_3$  y una velocidad absoluta  $V_3$ , a un ángulo  $\beta_3$ .

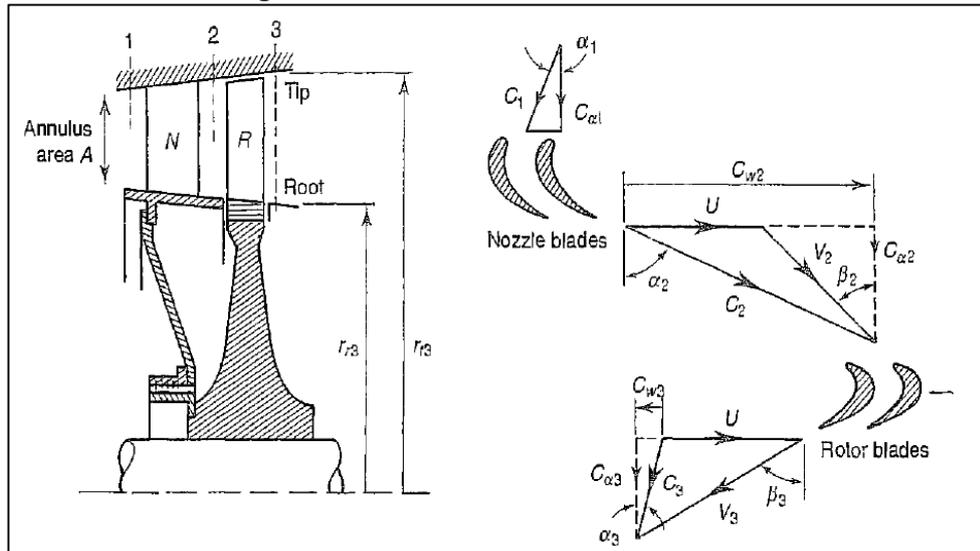
La adición vectorial de  $U$ , da la magnitud y la dirección de la velocidad del gas a la salida de la etapa,  $C_3$  y  $\alpha_3$ , el último valor es conocido como ángulo de entorchamiento.

La velocidad de ingreso  $C_1$ , se considera axial, es decir  $\alpha_1 = 0$  y  $C_1 = C_{a1}$ .

---

<sup>51</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 271; traducido y adaptado por los autores

**Figura 44.** Nomenclatura de la Turbina Axial

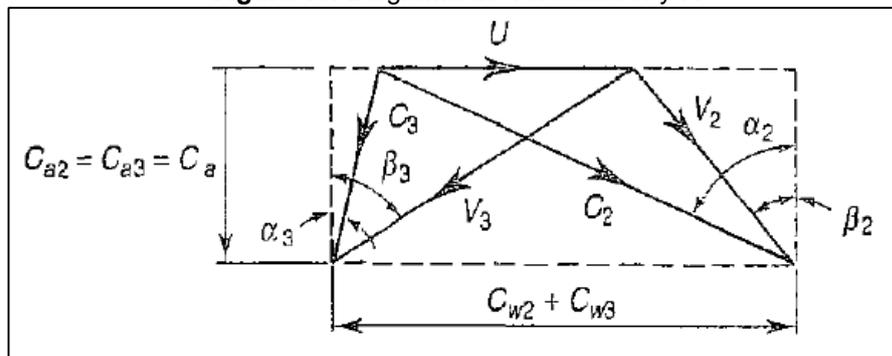


Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 272

Para el análisis termodinámico de esta etapa, se considera que la velocidad axial a lo largo del rotor se mantiene constante. Esto implica que el área anular debe ser acampanada para acomodar el descenso en la densidad a medida que el gas se expande.

Con esta restricción, la superposición de los triángulos de velocidad, dan la siguiente Figura 45.

**Figura 45.** Diagrama de Velocidad N y R



Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 273

**8.6.4.3 Parámetros adimensionales de diseño**<sup>52</sup>. Estos parámetros son importantes tenerlos en cuenta a la hora de los cálculos de geometría de la etapa de turbina, para hacer el análisis más allá de lo ideal.

Lo componen el coeficiente de carga, el grado de reacción y el coeficiente de flujo.

<sup>52</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 274; traducido y adaptado por los autores

- ❖ **Coefficiente de carga de álabe o coeficiente de descenso de temperatura.** Este parámetro, expresa la capacidad de trabajo de la etapa, en inglés se conoce como *blade loading parameter* o *temperature drop coefficient*, y se denota mediante el símbolo  $\psi$ .

Se obtiene mediante la siguiente ecuación:

**Ecuación 34.** Ecuación de coeficiente de carga de álabe

$$\psi = \frac{2c_p\Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2C_a}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 7.6. 1996. p. 274

Donde,

$\psi$ : Coeficiente de carga del álabe

$\Delta T_{0s}$ : Descenso de la temperatura de estancamiento en la etapa

$U$ : Velocidad de rotación

$C_a$ : Velocidad axial de entrada

$c_p$ : Calor específico del gas a presión constante

$\beta_2$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del estator

$\beta_3$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del rotor

- ❖ **Grado de reacción o reacción.** Este parámetro expresa la expansión de la etapa que ocurre en el rotor; se define en términos del descenso de la temperatura estática. Se denota por el símbolo  $\Lambda$ . La ecuación característica se expresa:

**Ecuación 35.** Ecuación de grado de reacción

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U} (\tan \beta_3 - \tan \beta_2)$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 7.7. 1996. p. 275

Donde,

$\Lambda$ : Reacción

$U$ : Velocidad de rotación

$\beta_3$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del rotor

$\beta_2$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del estator

- ❖ **Coefficiente de flujo.** Este parámetro aparece en los otros dos. Es el rango  $C_a/U$ . Se denota mediante el símbolo  $\phi$ .

Las ecuaciones anteriores, se pueden expresar en términos de este parámetro, así:

**Ecuación 36.** Ecuación de coeficiente de flujo A

$$\psi = 2\phi(\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 7.8. 1996. p. 274

Donde,

$\psi$ : Coeficiente de carga del álabe

$\phi$ : Coeficiente de flujo

$\beta_2$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del estator

$\beta_3$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del rotor

Y,

**Ecuación 37.** Ecuación de coeficiente de flujo B

$$\Lambda = \frac{\phi}{2}(\tan \beta_3 - \tan \beta_2)$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 7.9. 1996. p. 275

Donde,

$\Lambda$ : Reacción

$\phi$ : Coeficiente de flujo

$\beta_2$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del estator

$\beta_3$ : Ángulo de la velocidad absoluta a la salida del rotor

**8.6.4.4 Cálculos de geometría y diseño de la etapa de turbina**<sup>53</sup>. Los cálculos de la geometría de la etapa de la turbina, es decir, estator y rotor, se realizan con los datos de algunos de los numerales anteriores: cálculos del ciclo termodinámico, y cálculos de los componentes individuales anteriores.

Se muestra la tabla necesaria para el diseño de la etapa.

**Tabla 12.** Datos técnicos para cálculo de la geometría de la turbina

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Flujo másico	0,23 kg/s
Eficiencia Isentrópica, $\eta_t$	0,9
Temperatura de Ingreso, $T_{04}$	853,15 K
Diferencia de Temperatura, $\Delta T_{0s} (T_{04} - T_{06})$	72,02 K
Rango de Presión, $P_{04}/P_{06}$	1,483
Presión de Entrada, $P_{04}$	2,1216 bar
Diámetro Medio de la Etapa, $\phi_{Tm}$	0,0332 m
Velocidad Rotacional, $N$	90000 rpm
Coeficiente de Pérdida en NGV, $Y_N$	0,05

<sup>53</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. p. 281 - 285; traducido y adaptado por los autores

**Tabla 12.** (Continuación)

Parámetro	Valor
Coefficiente de Flujo, $\phi$	0.8

Fuente: autores del proyecto

El numeral se abarcó, mediante tópicos específicos:

- A. Ángulos de los perfiles del estator y el rotor
- B. Áreas en cada estación
- C. Altura de álabe

**A. Ángulos de los perfiles del estator y del rotor.**

1. Se halla la velocidad media de los álbes, como sigue:

$$U_{Tm} = \pi * \phi_{Tm} * N \quad [68]$$

Donde,

$U_{Tm}$ : Velocidad en el diámetro medio de los álbes

$\phi_{Tm}$ : Diámetro medio de la etapa

$N$ : Velocidad Rotacional

Se sustituye en [68], por los valores de la **Tabla 12**, como sigue:

$$U_{Tm} = \pi * 0,0332 \text{ m} * 1500 \text{ rev/s}$$

$$U_{Tm} = 156,45 \text{ m/s} \quad (8.6.72)$$

2. Se asumen dos condiciones:

a)  $C_{a5} = C_{a6}$

b)  $C_4 = C_6$

Dado que la etapa a diseñar es única, la velocidad de entrada se considera axial, por lo tanto  $\alpha_4 = 0$ .

3. Se obtiene el coeficiente de descenso de temperatura o coeficiente de carga, mediante la **Ecuación 34**, y se sustituye por valores de la **Tabla 12**, y el resultado **(8.6.72)**, como sigue::

$$\psi = \frac{2 * (1,148 \text{ kJ/kg} * K) * 72,02 \text{ K} * 10^3}{(156,45 \text{ m/s})^2}$$

$$\psi = 6,76 \quad (8.6.73)$$

4. Se obtiene el grado de reacción o reacción, obteniendo el ángulo de la velocidad absoluta de salida de gases primero, como sigue:

$$\tan \alpha_6 = \tan \beta_6 - \frac{1}{\phi} \quad [69]$$

Donde,

$\alpha_6$ : Ángulo de salida de gases

$\beta_6$ : Ángulo de la velocidad absoluta de salida de gases

$\phi$ : Coeficiente de flujo

**Como el ángulo de salida de gases aumenta las pérdidas por entorchamiento, se considera que  $\alpha_6 = 0$ .**

Se organiza para  $\tan \beta_6$  en [69], y se organiza para  $\tan \beta_6$ , como sigue:

$$\tan 0 = \tan \beta_6 - \frac{1}{\phi}$$

$$\tan \beta_6 = \frac{1}{\phi}$$

$$\tan \beta_6 = \frac{1}{0,8}$$

$$\tan \beta_6 = 1,25 \quad (8.6.74)$$

De la siguiente ecuación, se obtiene la reacción:

**Ecuación 38.** Ecuación de grado de reacción

$$\tan \beta_6 = \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2} \psi + 2\Lambda \right)$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 7.10. 1996. p. 275

Donde,

$\beta_6$ : Ángulo de la velocidad absoluta de salida de gases

$\phi$ : Coeficiente de flujo

$\psi$ : Coeficiente de carga del álabe

$\Lambda$ : Reacción

Se sustituye en la **Ecuación 38**, por valores de la **Tabla 12**, y por resultados **(8.6.73)** y **(8.6.74)**, como sigue:

$$1,25 = \frac{1}{2 * 0,8} \left( \frac{1}{2} (6,76) + 2\Lambda \right)$$

$$1,25 = 0,625 (3,38 + 2\Lambda)$$

$$\Lambda = \frac{1,25 - 2,1125}{1,25}$$

$$\Lambda = -0,69 \quad (8.6.75)$$

Según la teoría<sup>54</sup>, los valores negativos para la reacción se deben evitar ya que implican expansión en el NGV, y pérdidas grandes.

Para evitar este inconveniente **se aumenta el ángulo  $\alpha_6$** , y se repite el proceso para encontrar el grado de reacción.

**Para  $\alpha_6 = 55^\circ$**

Se organiza la ecuación [69], para hallar  $\tan \beta_6$ , y se sustituye por los valores nuevos, como sigue:

$$\tan \beta_6 = \tan 55 + \frac{1}{0,8}$$

$$\tan \beta_6 = 1,42 + 1,25$$

$$\tan \beta_6 = 2,67 \quad (8.6.76)$$

Se sustituye en la **Ecuación 38** por el valor (8.6.76) para obtener el valor de la reacción, como sigue:

$$\Lambda = 0,45 \quad (8.6.77)$$

**Se sugiere un valor de estos para un análisis tridimensional, que no hace parte de este proyecto.**

5. Se obtiene el valor del ángulo de salida de la velocidad absoluta, por el resultado (8.6.76), como sigue:

$$\beta_6 = \tan^{-1}(2,67)$$

$$\beta_6 = 69,46^\circ \quad (8.6.78)$$

6. Para encontrar el valor del ángulo en la estación 5, se utiliza la siguiente ecuación:

**Ecuación 39.** Ecuación del ángulo en la estación 5

$$\tan \beta_5 = \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2}\psi - 2\Lambda \right)$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 7.11. 1996. p. 275

<sup>54</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. P. 282

Donde,

$\beta_5$ : Ángulo de la velocidad absoluta de salida del estator

$\phi$ : Coeficiente de flujo

$\psi$ : Coeficiente de carga del álabe

$\Lambda$ : Reacción

Se sustituye por valores de la **Tabla 12** y por resultados **(8.6.73)** y **(8.6.77)**:

$$\tan \beta_5 = \frac{1}{2 * 0,8} \left( \frac{1}{2} (6,76) - 2(0,45) \right)$$

$$\tan \beta_5 = 0,625 (3,38 - 0,9)$$

$$\tan \beta_5 = 2,1125 - 0,5625$$

$$\tan \beta_5 = 1,55 \quad \text{(8.6.79)}$$

Se obtiene el valor del ángulo de la velocidad absoluta de salida del estator, por el resultado **(8.6.79)**, como sigue:

$$\beta_5 = \tan^{-1}(1,55)$$

$$\beta_5 = 57,17^\circ \quad \text{(8.6.80)}$$

7. Para el ángulo de salida del NGV, se usa la siguiente ecuación:

**Ecuación 40.** Ecuación del ángulo de salida del NGV

$$\tan \alpha_5 = \tan \beta_5 + \frac{1}{\phi}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. Ecuación 7.13. 1996. p. 275

Donde,

$\alpha_5$ : Ángulo de salida del estator

$\beta_5$ : Ángulo de la velocidad absoluta de salida del estator

$\phi$ : Coeficiente de flujo

Se sustituye por valores de la **Tabla 12**, y por el resultado **(8.6.79)**:

$$\tan \alpha_5 = 1,55 + 1,25$$

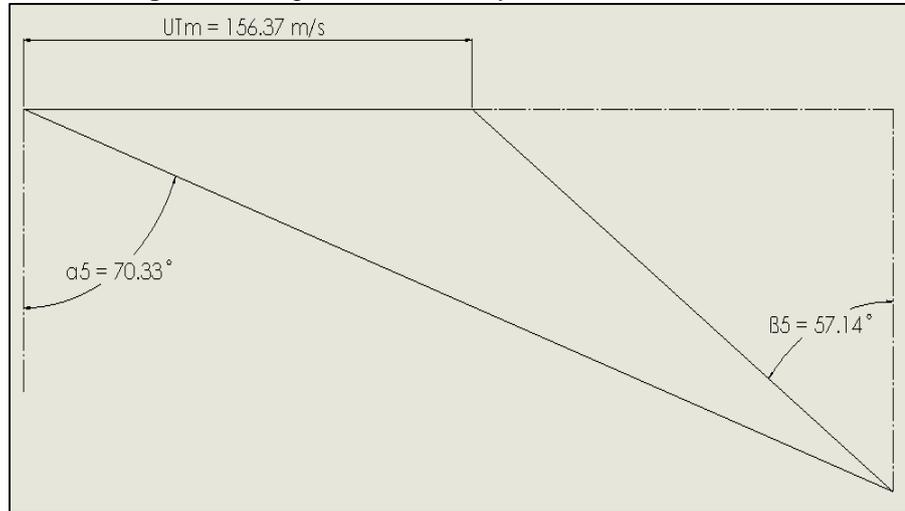
$$\tan \alpha_5 = 2,8 \quad \text{(8.6.81)}$$

Se obtiene el valor del ángulo, por el resultado **(8.6.81)**, como sigue:

$$\alpha_5 = \tan^{-1}(2,8)$$

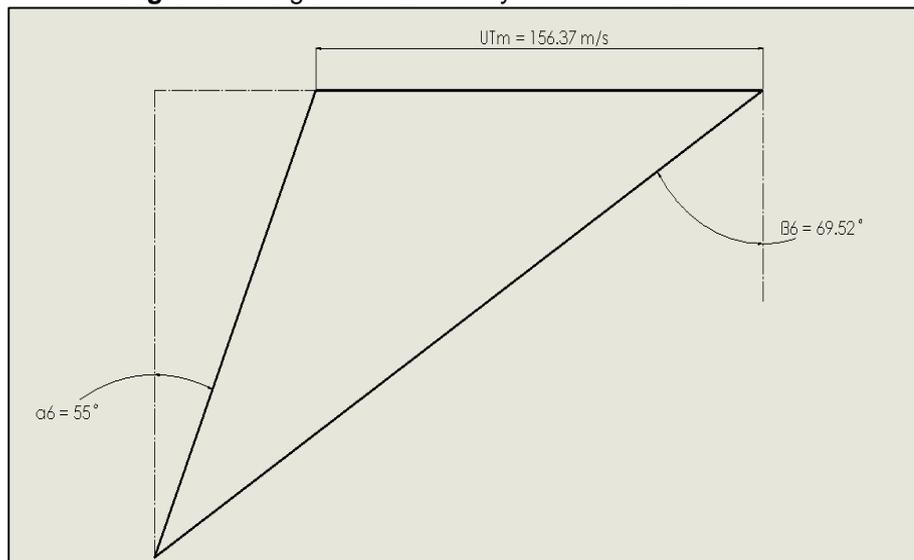
$$\alpha_5 = 70,34^\circ \quad (8.6.82)$$

**Figura 46.** Ángulos de entrada y salida de la Estación 5.



Fuente: Autores

**Figura 47.** Ángulos de Entrada y Salida de la Estación 6.



Fuente: Autores

**B. Áreas de estaciones de la turbina.** Se inicia con la estación 5, debido a que se necesitan hacer modificaciones cuando el rango de presión está por encima del valor crítico, o si el valor del número Mach en esta estación excede 0,75.

1. Se obtiene la velocidad axial en la estación 5, desde la geometría del diagrama de velocidades, como sigue:

$$C_{a5} = U_{Tm} * \phi \quad [70]$$

Donde,

$C_{a5}$ : Velocidad axial en la estación 5  
 $U_{Tm}$ : Velocidad en el diámetro medio de los álabes  
 $\phi$ : Coeficiente de flujo

Se sustituye en [70], por valor de la **Tabla 12** y por resultado **(8.6.72)**:

$$C_{a5} = 156,37 \text{ m/s} * 0,8$$

$$C_{a5} = 125,09 \text{ m/s} \quad \text{(8.6.83)}$$

2. Se obtiene la velocidad absoluta en la estación 5, como sigue:

$$C_5 = \frac{C_{a5}}{\cos \alpha_5} \quad [71]$$

Donde,

$C_5$ : Velocidad absoluta en la estación 5

$C_{a5}$ : Velocidad axial en la estación 5

$\alpha_5$ : Ángulo de salida del estator

Se sustituye [71], por resultados **(8.6.82)** y **(8.6.83)**:

$$C_5 = \frac{125,09 \text{ m/s}}{\cos 70,34}$$

$$C_5 = 371,75 \text{ m/s} \quad \text{(8.6.84)}$$

3. Se obtiene la temperatura equivalente de la velocidad anterior, por propiedades de estancamiento:

$$T_{05} - T_5 = \frac{C_5^2}{2c_p} \quad [72]$$

Donde,

$T_{05}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del estator

$T_5$ : Temperatura estática a la salida del estator

$C_5$ : Velocidad absoluta a la salida del estator

$c_p$ : Calor específico a presión constante del gas

Se sustituye [72], por el valor **(8.6.84)**:

$$T_{05} - T_5 = \frac{(371,75 \text{ m/s})^2}{2 * (1148 \text{ J/kg} * \text{K})}$$

$$T_{05} - T_5 = 60,19 \text{ K} \quad \text{(8.6.85)}$$

4. La temperatura de la estación 5, se obtiene de la siguiente forma.

Dado que  $T_{05} = T_{04} = 853,15 K$ . Por temperatura máxima del ciclo.

La ecuación será:

$$T_5 = T_{05} - (T_{05} - T_5) \quad [73]$$

Donde,

$T_5$ : Temperatura estática a la salida del estator

$T_{05}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del estator

Se sustituye en la ecuación [73] por los valores de la **Tabla 12** y el resultado **(8.6.85)**:

$$T_5 = 853,15 K - 60,19 K$$

$$T_5 = 792,96 K \quad (8.6.86)$$

5. Se obtiene la temperatura equivalente para la velocidad en la estación 5. Se agrega un coeficiente de pérdida  $\lambda_N$ , que influye en el análisis tridimensional y toma un valor de 0,05 por la **Tabla 12**, para el presente proyecto. Por propiedades de estancamiento, la ecuación es:

$$T_5 - T'_5 = \lambda_N \frac{C_5^2}{2c_p} \quad [74]$$

Donde,

$T_5$ : Temperatura estática en la estación 5

$T'_5$ : Temperatura estática ideal en la estación 5

$\lambda_N$ : Coeficiente de pérdida para el estator

$C_5$ : Velocidad absoluta a la salida del estator

$c_p$ : Calor específico a presión constante del gas

Se sustituye en [74], por el resultado **(8.6.85)**:

$$T_5 - T'_5 = 0,05 * 60,19 K$$

$$T_5 - T'_5 = 3,01 K \quad (8.6.87)$$

6. Se obtiene la temperatura ideal de la estación 5, por medio del resultado anterior:

$$T'_5 = T_5 - (T_5 - T'_5) \quad [75]$$

Donde,

$T_5$ : Temperatura estática en la estación 5  
 $T'_5$ : Temperatura estática ideal en la estación 5

Se sustituye [75], por resultados (8.6.86) y (8.6.87):

$$T'_5 = 792,96 K - 3,01 K$$

$$T'_5 = 789,95 K \quad (8.6.88)$$

7. Se obtiene la presión en la estación 5, mediante relación isentrópica, Ecuación 3, como sigue:

$$\frac{P_{04}}{P_5} = \left( \frac{T_{04}}{T'_5} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [76]$$

Donde,

$P_{04}$ : Presión de estancamiento a la entrada del estator

$P_5$ : Presión estática a la salida del estator

$T_{04}$ : Temperatura de estancamiento a la entrada del estator

$T'_5$ : Temperatura ideal a la salida del estator

$\gamma$ : Relación de calor específico del gas

Se sustituye en [76], por los resultados de la Tabla 12 y por el valor (8.6.88):

$$\frac{P_{04}}{P_5} = \left( \frac{853,15 K}{789,95 K} \right)^4$$

$$\frac{P_{04}}{P_5} = 1,3605 \quad (8.6.89)$$

8. Se obtiene la presión estática en la estación 5, por igualdad de presiones:

$$P_5 = \frac{P_{04}}{(P_{04}/P_5)} \quad [77]$$

Donde,

$P_5$ : Presión estática a la salida del estator

$P_{04}$ : Presión de estancamiento a la entrada del estator

Se sustituye en [77] por valor de la Tabla 12 y el resultado (8.6.89):

$$P_5 = \frac{2,1216 \text{ bar}}{1,3605}$$

$$P_5 = 1,5594 \text{ bar} \quad (8.6.89)$$

9. Se calcula el rango de presión crítica, como sigue:

$$\frac{P_{04}}{P_c} = \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [78]$$

Donde,

$P_{04}/P_c$ : Rango de presión crítica

$\gamma$ : Relación de calores específicos del gas

Se sustituye por el valor de **1,333** para el rango de calores específicos.

$$\frac{P_{04}}{P_c} = \left(\frac{1,333 + 1}{2}\right)^4$$

$$\frac{P_{04}}{P_c} = 1,8515 \quad (8.6.90)$$

El valor de la presión actual está por debajo de la presión crítica, por lo tanto, **los pasajes del estator no se obturan.**

10. Se obtiene la densidad de la estación 5 por la ecuación de los gases, **Ecuación 1**, como sigue:

$$\rho_5 = \frac{P_5}{R * T_5} \quad [79]$$

Donde,

$\rho_5$ : Densidad a la salida del estator

$P_5$ : Presión estática a la salida del estator

$R$ : Constante de gases ideales

$T_5$ : Temperatura estática en la estación 5

Se sustituye en [79], por los resultados (8.6.86) y (8.6.89):

$$\rho_5 = \frac{100 * 1,5594 \text{ bar}}{0,287 * 792,96 \text{ K}}$$

$$\rho_5 = 0,685 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.91)$$

11. Se halla el área anular en el plano de la estación 5, por medio de la ecuación de la continuidad, como sigue:

$$A_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5 * C_{a5}} \quad [80]$$

Donde,

$A_5$ : Área anular del plano de la estación 5  
 $\dot{m}$ : Flujo másico  
 $\rho_5$ : Densidad en la estación 5  
 $C_{a5}$ : Velocidad axial a la salida del estator

Se sustituye en [80], por los valores de la **Tabla 12** y por los resultados **(8.6.83)** y **(8.6.91)**:

$$A_5 = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(0,685 \text{ kg/m}^3) * (125,09 \text{ m/s})}$$

$$A_5 = 0,002684 \text{ m}^2 \quad \text{(8.6.92)}$$

12. Se obtiene el área de los pasajes del estator requerida, mediante la siguiente ecuación:

$$A_{5N} = A_5 \cos \alpha_5 \quad \text{[81]}$$

Donde,

$A_{5N}$ : Área requerida de los pasajes del estator  
 $A_5$ : Área anular del plano de la estación 5  
 $\alpha_5$ : Ángulo de salida del estator

Se sustituye en [81], por los resultados **(8.6.82)** y **(8.6.92)**:

$$A_{5N} = 0,002684 \text{ m}^2 \cos 70,34$$

$$A_{5N} = 0,0009029 \text{ m}^2 \quad \text{(8.6.93)}$$

13. Ahora se calcula el área de los planos en la estación 4 y 6.

Por medio de los supuestos del punto **A.2**. Y asumiendo que la velocidad  $C_1$  es axial, se tiene que:

$$C_{a4} = C_4 = C_6 = \frac{C_{a6}}{\cos \alpha_6} \quad \text{[82]}$$

Donde,

$C_{a4}$ : Velocidad axial a la entrada del estator  
 $C_4$ : Velocidad absoluta a la entrada del estator  
 $C_6$ : Velocidad absoluta a la salida del rotor  
 $C_{a6}$ : Velocidad axial a la salida del rotor  
 $\alpha_6$ : Ángulo de entorchamiento a la salida del rotor

Se sustituye en [82] por el resultado **(8.6.83)** y  $\alpha_6 = 55^\circ$

$$C_{a4} = C_4 = C_6 = \frac{125,09 \text{ m/s}}{\cos 55^\circ}$$

**Para la estación 4:**

$$C_4 = 218,10 \text{ m/s} \quad (8.6.94)$$

14. Se obtiene la temperatura equivalente de la velocidad anterior, como sigue:

$$\frac{C_4^2}{2c_p} \quad [83]$$

Donde,

$C_4$ : Velocidad absoluta a la entrada del estator

Se sustituye en [83] por el resultado (8.6.94), como sigue:

$$\frac{C_4^2}{2c_p} = \frac{(218,10 \text{ m/s})^2}{\left(2296 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}\right)}$$

$$\frac{C_4^2}{2c_p} = 20,71 \text{ K} \quad (8.6.94)$$

15. Se halla la temperatura estática de la estación 4, mediante la **Ecuación 2:**

$$T_4 = T_{04} - \frac{C_4^2}{2c_p} \quad [84]$$

Donde,

$T_4$ : Temperatura estática de la estación 4

$T_{04}$ : Temperatura de estancamiento de la estación 4

Se sustituye en [84], por valor de la **Tabla 12** y por el resultado (8.6.94):

$$T_4 = 853,15 \text{ K} - 20,71 \text{ K}$$

$$T_4 = 832,44 \text{ K} \quad (8.6.95)$$

16. Se obtiene la presión en la estación 4, por relación isentrópica, **Ecuación 3**, como sigue:

$$P_4 = \frac{P_{04}}{(T_{04}/T_4)^4} \quad [85]$$

Donde,

$P_4$ : Presión a la entrada del estator

$P_{04}$ : Presión de estancamiento a la entrada del estator

$T_4$ : Temperatura estática de la estación 4

$T_{04}$ : Temperatura de estancamiento de la estación 4

Se sustituye en [85], por valor de la **Tabla 12** y resultado (8.6.95), como sigue:

$$P_4 = \frac{2,1216 \text{ bar}}{(853,15 \text{ K}/832,44 \text{ K})^4}$$

$$P_4 = 1,9229 \text{ bar} \quad (8.6.96)$$

17. Se obtiene la densidad en la estación 4, por la **Ecuación 1**:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R * T_4} \quad [86]$$

Donde,

$\rho_5$ : Densidad a la salida del estator

$P_5$ : Presión estática a la salida del estator

$R$ : Constante de gases ideales

$T_5$ : Temperatura estática en la estación 4

Se sustituye en [86], por los resultados (8.6.95) y (8.6.96):

$$\rho_4 = \frac{100 * 1,9229 \text{ bar}}{0,287 * 832,44 \text{ K}}$$

$$\rho_4 = 0,8048 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.97)$$

18. Se obtiene el área en el plano de la estación 4, por medio de la ecuación de la continuidad, como sigue:

$$A_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 * C_{a4}} \quad [87]$$

Donde,

$A_4$ : Área anular del plano de la estación 4

$\dot{m}$ : Flujo másico

$\rho_4$ : Densidad en la estación 4

$C_{a4}$ : Velocidad axial a la salida del estator

Se sustituye en [87], por los valores de la **Tabla 12** y por los resultados (8.6.94) y (8.6.97):

$$A_4 = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{(0,8048 \text{ kg/m}^3) * (218,10 \text{ m/s})}$$

$$A_4 = 0,001310 \text{ m}^2 \quad (8.6.98)$$

**Para la estación 6:**

19. Se obtiene la temperatura de estancamiento en la estación 6, mediante la ecuación siguiente:

$$T_{06} = T_{04} - \Delta T_{0s} \quad [88]$$

Donde,

$T_{06}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del rotor

$T_{04}$ : Temperatura de estancamiento a la entrada del estator

$\Delta T_{0s}$ : Diferencia de temperatura

Se sustituye en [88], por valores de la **Tabla 12**:

$$T_{06} = 853,15 \text{ K} - 72,02 \text{ K}$$

$$T_{06} = 781,13 \text{ K} \quad (8.6.99)$$

20. Se obtiene la temperatura estática en la estación 6, como sigue:

$$T_6 = T_{06} - \frac{C_6^2}{2c_p} \quad [89]$$

Donde,

$T_6$ : Temperatura estática a la salida del rotor

$T_{06}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del rotor

$C_6^2/2c_p$ : Temperatura equivalente a la velocidad axial de la estación 6

Se sustituye en [89], por el resultado (8.6.99):

$$T_6 = 781,13 \text{ K} - 20,71 \text{ K}$$

$$T_6 = 760,42 \text{ K} \quad (8.6.100)$$

21. Por la **Tabla 12**, se tiene que:

$$\frac{P_{04}}{P_{06}} = 1,483$$

De la ecuación anterior se tiene para  $P_{06}$ :

$$P_{06} = \frac{P_{04}}{(P_{04}/P_{06})} \quad [90]$$

Donde,

$P_{06}$ : Presión de estancamiento a la salida del rotor

$P_{04}$ : Presión de estancamiento a la entrada del estator

Se sustituye en [90], por los valores de la **Tabla 12**:

$$P_{06} = \frac{2,1216 \text{ bar}}{1,483}$$

$$P_{06} = 1,430 \text{ bar} \quad (8.6.101)$$

22. Se halla la presión en la estación 6, por relación isentropica **Ecuación 3**, como sigue:

$$P_6 = P_{06} \left( \frac{T_6}{T_{06}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad [91]$$

Donde,

$P_6$ : Presión a la salida del rotor

$P_{06}$ : Presión de estancamiento a la salida del rotor

$T_6$ : Temperatura estática a la salida del rotor

$T_{06}$ : Temperatura de estancamiento a la salida del rotor

$\gamma$ : Relación de calores específicos del gas

Se sustituye en [91], por los resultados **(8.6.101)**, **(8.6.100)** y **(8.6.99)**:

$$P_6 = (1,430 \text{ bar}) \left( \frac{760,42 \text{ K}}{781,13 \text{ K}} \right)^4$$

$$P_6 = 1,284 \text{ bar} \quad (8.6.102)$$

23. Se obtiene la densidad, por la ecuación de los gases ideales, como sigue:

$$\rho_6 = \frac{P_6}{R * T_6} \quad [92]$$

Donde,

$\rho_6$ : Densidad a la salida del rotor

$P_6$ : Presión estática a la salida del rotor

$R$ : Constante de gases ideales

$T_6$ : Temperatura estática en la estación 6

Se sustituye en [92], por los resultados **(8.6.100)** y **(8.6.102)**:

$$\rho_6 = \frac{100 * 1,284 \text{ bar}}{0,287 * 760,42 \text{ K}}$$

$$\rho_6 = 0,5883 \text{ kg/m}^3 \quad (8.6.103)$$

24. Por último se obtiene el valor del área del plano en la estación 6, por medio de la ecuación de continuidad, como sigue:

$$A_6 = \frac{\dot{m}}{\rho_6 * C_{a6}} \quad [93]$$

Donde,

$A_6$ : Área anular del plano de la estación 6

$\dot{m}$ : Flujo másico

$\rho_6$ : Densidad en la estación 6

$C_{a6}$ : Velocidad axial a la salida del rotor

Se sustituye en [93] por los valores (8.6.83) y (8.6.103):

$$A_6 = \frac{0,23 \text{ kg/s}}{0,5883 \text{ kg/m}^3 * 125,09 \text{ m/s}}$$

$$A_6 = 0,00312 \text{ m}^2 \quad (8.6.104)$$

- C. **Altura, ancho y espacio de álabes.** De la ecuación [68], se obtiene el radio medio de los álabes como sigue:

$$r_{Tm} = \frac{U_{Tm}}{2\pi * N} \quad [94]$$

Donde,

$r_{Tm}$ : Radio medio de los álabes de la turbina

$U_{Tm}$ : Velocidad en el diámetro medio de los álabes de la turbina

$N$ : Revoluciones de la turbina

Se sustituye en [94], por los datos obtenidos:

$$r_{Tm} = \frac{156,46 \text{ m/s}}{2\pi * 1500 \text{ rev/s}}$$

$$r_{Tm} = 0,0166 \text{ m} \quad (8.6.105)$$

Se realiza una tabla para los valores aproximados para la altura, ancho y espacio de los álabes.

Los datos de la tabla se obtienen mediante la siguiente ecuación:

- Para la altura de los álabes de cada estación:

**Ecuación 41.** Ecuación de altura de alabes

$$h = \frac{A * N}{U_{Tm}}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 285

Donde,

$h$ : Altura de los álabes en cada estación

$A$ : Área anular de la estación

$U_{Tm}$ : Velocidad en el diámetro medio de los álabes

- Para el ancho de los álabes:

**Ecuación 42.** Ecuación de ancho de alabes

$$w_T = \frac{h}{3}$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 285

Donde,

$w_T$ : Ancho de los álabes por estación

$h$ : Altura de los álabes en cada estación

- Para el espacio entre álabes:

**Ecuación 43.** Ecuación de espacio de alabes

$$s_T = 0,25 w_T$$

Fuente: COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory. 1996. p. 285

Donde,

$s_T$ : Espacio entre álabes

$w_T$ : Ancho de los álabes por estación

A continuación se presenta la **Tabla 13** mostrando los valores para cada una de las estaciones de la etapa de turbina, con los valores numéricos correspondientes. Cabe aclarar que los números de las estaciones, corresponden al número indicado en el esquema del microreactor; donde consecutivamente la estación 4, es la entrada al NGV, la 5, la entrada a la turbina y la 6, la salida de la turbina.

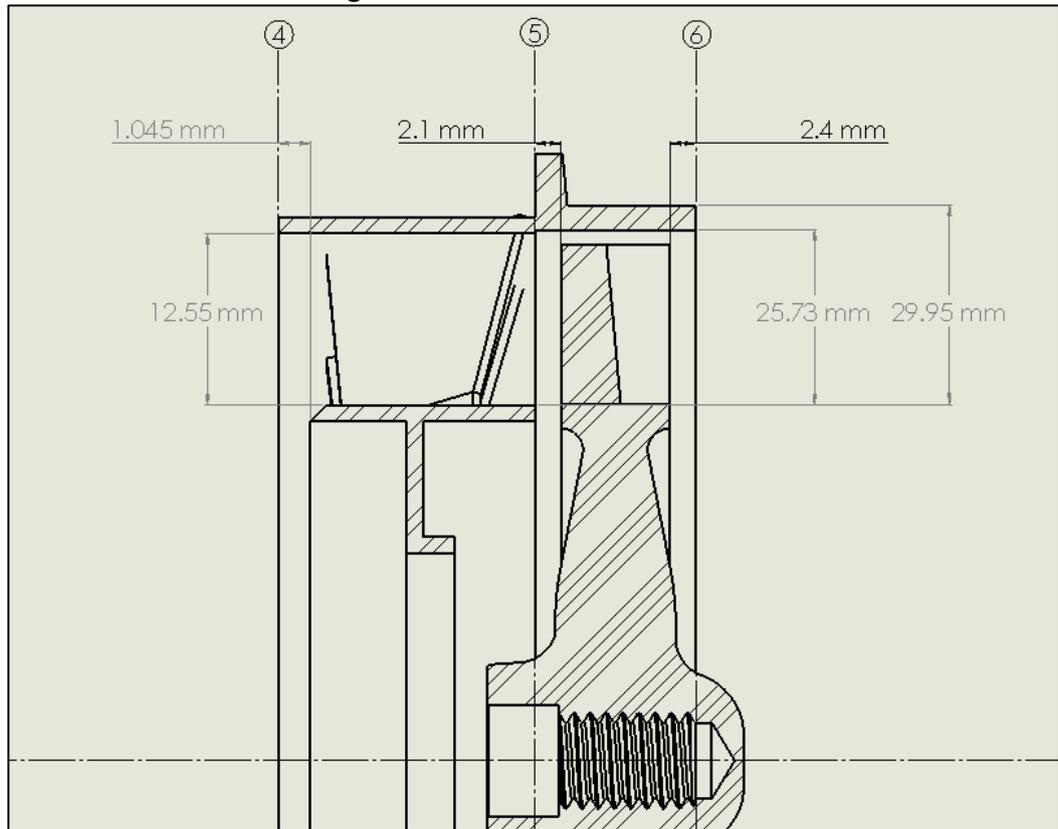
**Tabla 13.** Valores de geometría de la Turbina

<b>Estación</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Área / $A [m^2]$	0,00131	0,00268	0,00312
Altura / $h [m]$	0,01255	0,02573	0,02995
Ancho / $w_T [m]$	0,00418	0,00857	0,00998
Espacio / $s_T [m]$	0,001045	0,002142	0,002495

Fuente: autores del proyecto

En la Figura 49, se muestra los resultados aplicados a un modelo tridimensional de la etapa de turbina, con los datos obtenidos en el desarrollo del numeral y sintetizados en la **Tabla 13**

**Figura 49.** Geometría de la Turbina



Fuente: Autores

**8.6.5 Diseño básico de la tobera de salida.** Se presenta un diseño básico de la tobera de escape del microreactor, siendo este el componente principal de la generación de empuje. Como se mencionó anteriormente, la característica principal de esta tobera de salida es que dentro de las clasificaciones, se ubica en las de forma convergente.

Las toberas de forma convergente, consisten en un ducto que va disminuyendo su área de salida a medida que el flujo se dirige en forma axial hacia afuera del motor, con una longitud específica para que los gases producto de la combustión se aceleren. Como se nombró en los cálculos de ciclo, la expansión de los gases se realiza a la atmósfera, dando la característica en la

ecuación del empuje que no se genera empuje adicional producto de la presión.

Los principales limitantes dentro del diseño de la tobera de salida son<sup>55</sup>:

- El diámetro de salida debe estar dentro del diámetro total del motor, no debe ser mayor; esta consideración se realiza a la luz de evitar un aumento de *Drag* externo.
- En aras de una penalidad en el peso, el ángulo incluido de divergencia debe mantenerse por debajo de los 30°, dado que las pérdidas en el empuje asociadas con la divergencia, se incrementan cuando presenta ángulos elevados.

**8.6.5.1 Área de salida de gases.** Como se evidenció en el diseño de la turbina, el área de la porción inicial de la tobera es la misma que el área anular de los álabes del componente estator de la turbina A<sub>5</sub>, esto con el fin de evitar pérdidas de presión.

El punto de comparación no se realiza con el área de los álabes de la turbina, ya que estos, presentan un espacio con la carcasa para su rotación.

En la tabla 14, se evidencia los datos de las etapas anteriores que sirven como base para el desarrollo del diseño de la tobera de escape.

**Tabla 14.** Datos de diseño de la tobera

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
<b>Área de entrada de gases / A [m<sup>2</sup>]</b>	0,00268
<b>Altura de entrada de gases / h [m]</b>	0,02573

Fuente: autores del proyecto

De los resultados en el análisis del ciclo del microreactor se evidenció que el rango de presión a lo largo de la tobera de salida es menor de 4, lo que garantiza el uso de una tobera del tipo convergente<sup>56</sup>. Esto sugiere que la tobera no se obture.

En este punto, con el libro Kurt Schreckling, se garantiza algunos datos adicionales para calcular el área de salida de gases. Además, se obtiene los valores de presión, densidad y velocidad.

1. Se obtiene la presión de la salida. Como la expansión se realiza a la atmósfera, el valor será el mismo que la presión de salida del ciclo, en este caso a nivel del mar.

$$P_7 = P_a$$

<sup>55</sup> COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996. P. 97

<sup>56</sup> MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: AIAA, Inc, 2006. p. 728; traducido y adaptado por los autores del presente documento.

$$P_7 = 1 \text{ bar}$$

2. Se obtuvo la densidad de la salida de gases, mediante el resultado anterior y tablas de atmósfera estándar:

$$\rho_7 = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

3. Se utilizó la ecuación de continuidad para realizar el proceso de cálculo de área:

$$\rho_6 * A_6 * V_6 = \rho_7 * A_7 * V_7 \quad [95]$$

4. Organizando [95], para el área de salida de gases:

$$A_7 = \frac{\rho_6 * A_6 * V_6}{\rho_7 * V_7}$$

5. Sustituyendo en [96], por valores numéricos del ciclo Brayton y del diseño de la turbina:

$$A_7 = \frac{0,5883 \text{ kg/m}^3 * 0,00268 \text{ m}^2 * 125,09 \text{ m/s}}{1,225 \text{ kg/m}^3 * 381,95 \text{ m/s}}$$

$$A_7 = 0,000421 \text{ m}^2$$

## 9. MODELAMIENTO DEL MICROREACTOR EN SOFTWARE

En esta parte del proceso, los datos obtenidos en los numerales 7 y 8, se hacen presentes para determinar la geometría de las partes calculadas.

Para obtener una visión más amplia del conjunto microreactor, las partes que no fueron calculadas y que son necesarias para el funcionamiento de la máquina, se presentan ajustando a los valores de la geometría, datos del diseño preliminar.

Las partes del microreactor se presentan de forma tridimensional y en forma de planos - un anexo del documento-, para una posterior construcción, pero con un análisis estructural y de materiales para no incurrir en gastos adicionales.

Algunas de las gráficas presentadas son redundantes de los numerales del diseño, ya que, en su momento se requería una visión de los nombres de los componentes para una visión clara en su diseño.

Todas las medidas se presentan en términos del sistema internacional de unidades (SI), donde la unidad de longitud es el metro.

**Siendo el modelado un tema de imágenes dinámicas, el resultado de todas las piezas en 3D, se presentará en la sustentación de este documento.**

Los planos fueron **adaptados** de unos ya existentes, para la fabricación de microturbinas, donde se especifica además de la geometría del consolidado de las piezas, los materiales que se usan para su construcción. Si el lector requiere más información remitirse al siguiente apartado bibliográfico.

- SCHRECKLING, KURT. Home Built Model Turbines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 20

## 10. CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

### 10.1 CONCLUSIONES

- Se confirmó que el proceso de diseño de un microreactor, en sus etapas conceptual y preliminar, tiene una alta cohesión en cada avance que se logre durante el proceso mismo de diseño. Si se cambia algún parámetro operativo o alguna magnitud geométrica, el proceso de diseño se deberá modificar con base en ese cambio, y por lo tanto se entregarán resultados globales diferentes.
- Según las condiciones del medio de trabajo, es decir, aire, el motor puede generar diversos comportamientos, rendimientos y estados de trabajo teóricos. Si el motor opera a altitudes elevadas, las características de los componentes y su funcionamiento serán diferentes que si opera a nivel del mar; lo que concuerda con la literatura del área de trabajo.
- Se confirmó que la **mayoría** de los conceptos teóricos del diseño y funcionamiento de motores a reacción o turbinas de gas para aviación, puede ser utilizada para los motores a escala; dado que los principios físicos aplicables para los de escala completa son los mismos que para microreactores. El comportamiento de las gráficas de rendimiento también es semejante.
- Dado el espacio reducido disponible en los microreactores, se hace menester garantizar que todos los procesos que intervienen en una turbina de gas sean aplicables y aprovechables dentro del ciclo Brayton para motores a reacción, sin incurrir en un aumento innecesario de tamaño. Y, que la geometría de los componentes sea acorde una con otra, sin presentar amplias diferencias en sus tamaños. También es imperativo garantizar espacios adecuados para permitir la instalación de los sistemas secundarios.
- La temperatura máxima del ciclo es directamente proporcional a los materiales que se usan en la estación de la turbina, dado que si la temperatura es muy alta y la expansión térmica de los materiales usados en esta estación supera los límites del diseño, el motor tendera a fallas inminentes.
- En los cálculos termodinámicos de diseño, se obtuvo que para todas las variaciones de altitudes y velocidades operativas del motor, los gases a la salida de la tobera siempre se realiza su expansión a la presión ambiental; es decir, no se alcanzan valores superiores a los de la presión crítica, por lo tanto la tobera nunca se obturará.
- La eficiencia térmica del motor se obtuvo de valor numérico muy bajo, debido a que el flujo másico de combustible está muy por debajo de los

flujos másicos de combustible de los motores a escala normal. Y, también a que los motores de bajo flujo másico (microreactores), debido a la ingesta mínima de aire no desarrollan potencias de salida muy altas.

- Para la ignición de la mezcla combustible aire, es necesario que la cámara de combustión se precaliente a una temperatura no menor del punto de ignición del combustible que operara el motor, es decir, en nuestro caso Jet A1. El precalentamiento de la cámara se realiza con un gas de alto poder calorífico.
- Algunos de los resultados geométricos y operacionales de los componentes, se acercan bastante a los obtenidos por autores, dentro del análisis de la línea base. Otros resultados presentaron desfases considerables con los esperados, lo que sugiere una búsqueda empírica para desarrollar modelos que garanticen un aproximación más adecuada a lo que se quiere lograr.
- El modelado del componente mayor, garantiza una visión espacial de los datos obtenidos en cada tópico del documento desarrollado, logrando una panorámica más amplia y una facilidad a la hora de ver los resultados obtenidos.
- En los cálculos que se realizaron se encontró un dato de suma importancia para nuestro trabajo: la densidad con respecto al flujo másico y a la variación de altitud es bastante significativa a la hora de encontrar el rendimiento general del motor. Se incurrió en errores con las gráficas a causa de esta variable.
- Para la posible construcción de este motor se sugiere utilizar materiales de alta resistencia térmica tales como el inconel o aceros inoxidable, y en cuanto al mecanizado se sugiere utilizar un centro de mecanizado CNC de cuarto eje, ya que las partes a elaborar requieren alta precisión por su complejidad y tamaño.
- Para evitar pérdidas de presión superiores a las permitidas en la teoría, se prioriza manejar tolerancias que no superen cinco décimas de milímetro entre un componente de turbomaquinaria y un componente fijo, garantizando una buena expansión térmica, y evitando roces o frenado del motor.
- De acuerdo con un estudio de mercado realizado por los autores del proyecto es aconsejable, para la parte del compresor centrífugo, adquirirlo de segunda en el mercado de turbos, o si bien se dispone del recurso monetario es posible mecanizar uno de alta eficiencia elaborado por CNC.
- La metodología aplicada al desarrollo permite también la construcción del motor debido sus pequeñas dimensiones, además puede ser utilizado

con fines académicos como acompañamiento a la parte teórica en el área de motores.

## 10.2 TRABAJO FUTURO

A fin de garantizar que el área de motores a reacción en el país avance de forma significativa, y que este y muchos trabajos más en el campo tan poco investigado de los microreactores no queden inconclusos, se ofertan algunas sugerencias para que se pueda avanzar en pro a un trabajo de ingeniería más completo:

- Realizar un análisis en detalle del comportamiento del motor, en todas las altitudes operativas en Colombia. El pro y el contra en cuanto a impacto ambiental y social que se genera si se llegara a obtener un resultado físico del microreactor.
- Hacer un análisis de sistemas secundarios, para garantizar la vitalidad de: líneas de combustible, componentes electrónicos y partes mecánicas.
- Hacer un análisis en CFD que contenga el comportamiento del fluido de trabajo al pasar por cada una de las etapas del motor, junto con las magnitudes físicas propias del concepto en fluidos y termodinámica.
- Realizar un estudio del comportamiento de los diferentes combustibles dentro de la cámara de combustión y el comportamiento del aire dentro y fuera de la misma. Así mismo, extender el estudio al área de la ignición de la mezcla en el arrancado del motor.
- Para la construcción del microreactor falta diseñar algunas piezas importantes, pero existe una extensa literatura sobre el tema que garantiza un funcionamiento óptimo de microreactores a la fecha. Igualmente se requiere un estudio de materiales y con él un estudio térmico completo de cada pieza y su variación en operación.

## BIBLIOGRAFÍA

- ANDERSON JR, John D. Introduction to flight. New York: Mc Graw Hill. International Edition: 2005.
- CENGEL, Yunes A. y BOLES, Michael A. Termodinamica. Mexico: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.2012.
- COHEN, H. ROGERS, GFC. SARAVANAMUTTOO, HIH. Gas Turbine Theory, UK: Longman Group Limited, 1996.
- FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES. Guía presentación de trabajos escritos. Disponible en: [http://www.ulibertadores.edu.co/images/09-biblioteca/doc/guia\\_trabajos\\_escritos\\_fundacion\\_universitaria\\_los\\_libertadores\\_2015.pdf](http://www.ulibertadores.edu.co/images/09-biblioteca/doc/guia_trabajos_escritos_fundacion_universitaria_los_libertadores_2015.pdf) [citado el 15 junio 2015].
- HUNECKE, Klaus. Jet Engines, Fundamentals of Theory, Design and Operation. Great Britain: Motorbooks International Publishers & Wholesalers.
- KAMPS, Thomas. Model Jet Engines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005.
- MATTINGLY, Jack D. y otros. Elements of Propulsion: Gas Turbines & Rockets. Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc (AIAA), 2006.
- OATES, Gordon C. Aircraft Propulsion Systems, Technology and Design. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. Washington, D.C.
- SAE (1974) Gas Turbine Engine Performance Station Identification and Nomenclature, Aerospace Recommended Practice, ARP 755A, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania.
- SCHRECKLING, KURT. Home Built Model Turbines. United Kingdom: Traplet Publications Limited, 2005.
- WALSH, Philip P & FLETCHER, Paul. Gas Turbine Performance. Blackwell Science Ltd, 2004, 2nd ED.

# **ANEXOS**

## Anexo A. Atmósfera estándar hasta 2600m<sup>57</sup>

Altitud(m)	Temperatura(K)	Presión(bar)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
0	288,16	1,01325	1,225
100	287,51	1,0013	1,2133
200	286,86	0,98945	1,2071
300	286,21	0,97773	1,1901
400	285,56	0,96611	1,1787
500	284,91	0,95461	1,1673
600	284,26	0,94322	1,156
700	283,61	0,93194	1,1448
800	282,96	0,92077	1,1337
900	282,31	0,90971	1,1226
1000	281,66	0,89876	1,1117
1100	281,01	0,88792	1,1008
1200	280,36	0,87718	1,09
1300	279,71	0,86655	1,0793
1400	271,06	0,85602	1,0687
1500	278,41	0,84560	1,05810
1600	277,76	0,83527	1,0476
1700	277,11	0,82506	1,0373
1800	276,46	0,81494	1,0269
1900	275,81	0,80493	1,0167
2000	275,16	0,79501	1,0066
2100	274,51	0,78520	0,99649
2200	273,86	0,77548	0,98649
2300	273,22	0,76586	0,97657
2400	272,57	0,75634	0,96673
2500	271,92	0,74692	0,95696
2600	271,27	0,73759	0,94727

<sup>57</sup> ANDERSON, John D. Aircraft Performance and Design. WCB/ McGraw Hill, 1999. Apéndice A

## Anexo B. Estación de Motor y Nomenclatura Según ARP 755 - A<sup>58</sup>

### B.1. Estándares de nomenclatura y estación para motores.

ARP, por sus siglas en inglés significa Prácticas Recomendadas Aeroespaciales. Se desarrollaron dentro de la industria aeroespacial para aumentar la eficiencia y el control del paso de datos entre las compañías. La ARP 755A se usa universalmente en compañías manufactureras de turbinas de gas, entre otras.

Existen otros estándares de motores a reacción, como la AS681, la ARP1257, o la PTC 22. La más usada en la industria es la ARP 755A.

### B.2. Número de estaciones fundamentales.

Los números de las estaciones fundamentales del flujo principal (*core stream*), de un motor son:

SUFIJO	ESTACION
AMB	Condiciones ambiente
0	Condiciones Ram en el flujo libre
1	Toma de Entrada del motor, o borde de ataque
2	Primer compresor/ Plano frontal del <i>fan</i>
3	Plano de salida último compresor
4	Plano de salida de la cámara de combustión
5	Cara de salida de última turbina
6	Cara Frontal del Postcombustor
7	Entrada a la tobera propulsora
8	Garganta de la tobera propulsora
9	Plano de salida escape

### B.3. Número de estaciones intermedias.

Para denotar estaciones entre las fundamentales nombradas, se usa un segundo dígito al lado del número de la estación fundamental. Cuando ecistan más de diez estaciones intermedias se usa un tercer dígito.

### B.4. Nomenclatura.

Se listan los parámetros fundamentales, y los rangos usados comúnmente, algunos de ellos sólo se enuncian a forma de referencia, pero no hacen parte del análisis

---

<sup>58</sup> SAE (1974) Gas Turbine Engine Performance Station Identification and Nomenclature, Aerospace Recommended Practice, ARP 755A, Society of Automotive Engineers, Warrandale, Pennsylvania.

**Tabla B1.** Nomenclatura estándar para motores

	Recomendado	Alternativo
Área, geometría	<i>A</i>	
Área, efectiva	<i>AE</i>	
Altitud, geo-potencial	<i>ALT</i>	
Ángulo	<i>ANG</i>	$\alpha, \beta, \gamma, etc.$
Margen <i>Blow out</i>	<i>BOM</i>	
Rango <i>Bypass</i>	<i>BPR</i>	
Coeficiente de descarga	<i>CD</i>	
Coeficiente de velocidad o empuje	<i>CV</i>	
Delta (presión/ 101,325 kPa)	<i>DEL</i>	$\delta$
Diámetro	<i>DI</i>	$\emptyset$
Densidad	<i>RHO</i>	$\rho$
Drag	<i>FD</i>	
Eficiencia, adiabática	<i>E</i>	$\eta$
Eficiencia, politrópica	<i>EP</i>	
Entalpía, total por unidad de masa	<i>H</i>	
Entropía, total por unidad de masa	<i>S</i>	
Función entropía	<i>PHI</i>	$\phi$
Fuerza	<i>F</i>	
Rango combustible aire	<i>FAR</i>	
Flujo de combustible	<i>WF</i>	
Poder calorífico más bajo del combustible	<i>FHV</i>	
Gravedad específica de combustible	<i>FSG</i>	
Frecuencia	<i>FY</i>	$f$
Constante del gas	<i>R</i>	
Rango de transferencia de calor	<i>QU</i>	$Q$
Inercia, momento polar	<i>XJ</i>	$J$
Longitud	<i>XL</i>	$L$
Margen <i>Light off</i>	<i>XLOM</i>	$LOM$
Número Mach	<i>XM</i>	$M$
Masa	<i>GM</i>	$m$
Flujo másico de aire	<i>W</i>	
Peso molecular	<i>XMW</i>	$MW$
Variación del ángulo de potencia	<i>PLA</i>	
Potencia	<i>PW</i>	
Presión, estática	<i>PS</i>	
Presión, total	<i>P</i>	
Radio	<i>RAD</i>	
Rango de calores específicos	<i>GAM</i>	$\gamma$
Humedad realtiva	<i>RH</i>	
Número Reynolds	<i>RE</i>	
Exponente Número Reynolds	<i>RNI</i>	
Velocidad rotacional	<i>XN</i>	$N$
Consumo específico de combustible	<i>SFC</i>	
Gravedad específica	<i>SG</i>	

Calor específico, presión constante	<i>CP</i>	
Calor específico, volumen constante	<i>CVOL</i>	
Margen de agitación	<i>SM</i>	
Velocidad tangencial	<i>U</i>	
Temperatura, estática	<i>TS</i>	
Temperatura, total	<i>T</i>	
Teta	<i>TH</i>	$\theta$
Empuje, total	<i>FG</i>	
Empuje, neto	<i>FN</i>	
Tiempo	<i>TIME</i>	<i>t</i>
Torque	<i>TRQ</i>	
Velocidad	<i>V</i>	
Velocidad, verdadera	<i>VTAS</i>	
Velocidad, equivalente	<i>VEAS</i>	
Velocidad, calibrada	<i>VCAS</i>	
Velocidad, sonido	<i>VS</i>	<i>a</i>
Velocidad, dinámica	<i>VH</i>	<i>q</i>
Viscosidad	<i>VIS</i>	
Volumen	<i>VOL</i>	<i>v</i>
Peso	<i>WT</i>	<i>w</i>

Fuente: WALSH, Philip P & FLETCHER, Paul. Gas Turbine Performance. Blackwell Science Ltd, 2004, 2nd ED. p 620.

**Anexo C. Ciclo - Variación del Empuje Específico con la Altitud, Velocidad Constante**

<b>Altitud (m)</b>	<b>Empuje Específico (N*s/kg)</b>
<b>0</b>	311,3676718
<b>100</b>	311,8836414
<b>200</b>	312,3988907
<b>300</b>	312,9134225
<b>400</b>	313,4272397
<b>500</b>	313,9403452
<b>600</b>	314,4527419
<b>700</b>	314,9644326
<b>800</b>	315,4754201
<b>900</b>	315,9857074
<b>1000</b>	316,495297
<b>1100</b>	317,0041919
<b>1200</b>	317,5123948
<b>1300</b>	318,0199084
<b>1400</b>	318,5267354
<b>1500</b>	319,0328786
<b>1600</b>	319,5383405
<b>1700</b>	320,043124
<b>1800</b>	320,5472315
<b>1900</b>	321,0506658
<b>2000</b>	321,5534295
<b>2100</b>	322,0555252
<b>2200</b>	322,5569554
<b>2300</b>	323,0500236
<b>2400</b>	323,5501407
<b>2500</b>	324,0495999
<b>2600</b>	324,5484038
<b>2700</b>	325,0465549
<b>2800</b>	325,5440556
<b>2900</b>	326,0409084
<b>3000</b>	326,5371157
<b>3100</b>	327,0326801
<b>3200</b>	327,5276039
<b>3300</b>	328,0218895
<b>3400</b>	328,5155393

<b>3500</b>	329,0085556
<b>3600</b>	329,500941
<b>3700</b>	329,9926976
<b>3800</b>	330,4838279
<b>3900</b>	330,9667925
<b>4000</b>	331,4566865
<b>4100</b>	331,945961
<b>4200</b>	332,4421313
<b>4300</b>	332,9226606
<b>4400</b>	333,4100902
<b>4500</b>	333,8969092
<b>4600</b>	334,3831201
<b>4700</b>	334,8687249
<b>4800</b>	335,3537258
<b>4900</b>	335,838125
<b>5000</b>	336,3144862
<b>5100</b>	336,7976977
<b>5200</b>	337,280314
<b>5400</b>	338,2437693
<b>5500</b>	338,7246125
<b>5600</b>	339,2048689
<b>5700</b>	339,6845406
<b>5800</b>	340,1636296
<b>5900</b>	340,6347807
<b>6000</b>	341,1127194
<b>6100</b>	341,5900816
<b>6200</b>	342,0668692
<b>6300</b>	342,5430842
<b>6400</b>	343,0187287
<b>6500</b>	343,4938046
<b>6600</b>	343,9683139
<b>6700</b>	344,4349714
<b>6800</b>	344,9083621
<b>6900</b>	345,381192
<b>7000</b>	345,853463
<b>7100</b>	346,3251771
<b>7200</b>	346,7963361
<b>7300</b>	347,266942
<b>7400</b>	347,7297693

<b>7500</b>	348,199283
<b>7600</b>	348,6682492
<b>7700</b>	349,1366697
<b>7800</b>	349,6045464
<b>7900</b>	350,071881
<b>8000</b>	350,5314981
<b>8100</b>	350,9977624
<b>8200</b>	351,4634902
<b>8300</b>	351,9286831
<b>8400</b>	352,393343
<b>8500</b>	352,8574716
<b>8600</b>	353,3139424
<b>8700</b>	353,7770218
<b>8800</b>	354,2395752

<b>8900</b>	354,7016044
<b>9000</b>	355,1631109
<b>9100</b>	355,6240966
<b>9200</b>	356,0774829
<b>9300</b>	356,5374399
<b>9400</b>	356,996881
<b>9500</b>	357,4558081
<b>9600</b>	357,9142227
<b>9700</b>	358,3650857
<b>9800</b>	358,8224881
<b>9900</b>	359,279383
<b>10000</b>	359,735772

**Anexo D. Ciclo – Variación del Consumo Específico de Combustible con la Altitud, Velocidad Constante**

<b>Altitud (m)</b>	<b>SFC (kg/h*N)</b>
0	0,1416
100	0,1413
200	0,1411
300	0,1409
400	0,1406
500	0,1404
600	0,1402
700	0,1400
800	0,1397
900	0,1395
1000	0,1393
1100	0,1391
1200	0,1388
1300	0,1386
1400	0,1384
1500	0,1382
1600	0,1380
1700	0,1377
1800	0,1375
1900	0,1373
2000	0,1371
2100	0,1369
2200	0,1367
2300	0,1365
2400	0,1362
2500	0,1360
2600	0,1358
2700	0,1356
2800	0,1354
2900	0,1352
3000	0,1350
3100	0,1348
3200	0,1346
3300	0,1344
3400	0,1342
3500	0,1340

3600	0,1338
3700	0,1336
3800	0,1334
3900	0,1332
4000	0,1330
4100	0,1328
4200	0,1326
4300	0,1324
4400	0,1322
4500	0,1320
4600	0,1318
4700	0,1316
4800	0,1314
4900	0,1313
5000	0,1311
5100	0,1309
5200	0,1307
5400	0,1303
5500	0,1301
5600	0,1300
5700	0,1298
5800	0,1296
5900	0,1294
6000	0,1292
6100	0,1290
6200	0,1289
6300	0,1287
6400	0,1285
6500	0,1283
6600	0,1282
6700	0,1280
6800	0,1278
6900	0,1276
7000	0,1275
7100	0,1273
7200	0,1271
7300	0,1269
7400	0,1268
7500	0,1266

<b>7600</b>	0,1264
<b>7700</b>	0,1263
<b>7800</b>	0,1261
<b>7900</b>	0,1259
<b>8000</b>	0,1258
<b>8100</b>	0,1256
<b>8200</b>	0,1254
<b>8300</b>	0,1253
<b>8400</b>	0,1251
<b>8500</b>	0,1249
<b>8600</b>	0,1248
<b>8700</b>	0,1246
<b>8800</b>	0,1244

<b>8900</b>	0,1243
<b>9000</b>	0,1241
<b>9100</b>	0,1240
<b>9200</b>	0,1238
<b>9300</b>	0,1236
<b>9400</b>	0,1235
<b>9500</b>	0,1233
<b>9600</b>	0,1232
<b>9700</b>	0,1230
<b>9800</b>	0,1229
<b>9900</b>	0,1227
<b>10000</b>	0,1225

**Anexo E. Ciclo – Variación del Empuje con la Altitud, Velocidad Constante**

<b>Altitud (m)</b>	<b>F (N)</b>
<b>0</b>	71,61456451
<b>100</b>	71,04811191
<b>200</b>	70,80182957
<b>300</b>	69,91967407
<b>400</b>	69,36362294
<b>500</b>	68,80521627
<b>600</b>	68,25036327
<b>700</b>	67,69909792
<b>800</b>	67,1514541
<b>900</b>	66,60153279
<b>1000</b>	66,06122367
<b>1100</b>	65,51868517
<b>1200</b>	64,97988357
<b>1300</b>	64,44485228
<b>1400</b>	63,91362456
<b>1500</b>	63,38024361
<b>1600</b>	62,85071353
<b>1700</b>	62,3310763
<b>1800</b>	61,80333794
<b>1900</b>	61,28555816
<b>2000</b>	60,77176073
<b>2100</b>	60,25532683
<b>2200</b>	59,74352531
<b>2300</b>	59,23316012
<b>2400</b>	58,72709741
<b>2500</b>	58,22332749
<b>2600</b>	57,7224835
<b>2700</b>	57,22398163
<b>2800</b>	56,72845672
<b>2900</b>	56,23593511
<b>3000</b>	55,74582996
<b>3100</b>	55,25816468
<b>3200</b>	54,77357751
<b>3300</b>	54,29147864
<b>3400</b>	53,81189122
<b>3500</b>	53,3354561

<b>3600</b>	52,86096178
<b>3700</b>	52,38966761
<b>3800</b>	51,92097877
<b>3900</b>	51,45374565
<b>4000</b>	50,99034964
<b>4100</b>	50,52962711
<b>4200</b>	50,07273233
<b>4300</b>	49,61629301
<b>4400</b>	49,16310052
<b>4500</b>	48,71329674
<b>4600</b>	48,26565115
<b>4700</b>	47,82081207
<b>4800</b>	47,37880175
<b>4900</b>	46,93964238
<b>5000</b>	46,5016961
<b>5100</b>	46,06768398
<b>5200</b>	45,6359538
<b>5400</b>	44,78068626
<b>5500</b>	44,35719082
<b>5600</b>	43,93605753
<b>5700</b>	43,51794316
<b>5800</b>	43,10159202
<b>5900</b>	42,68801704
<b>6000</b>	42,2771763
<b>6100</b>	41,86943525
<b>6200</b>	41,46417308
<b>6300</b>	41,06140848
<b>6400</b>	40,66116008
<b>6500</b>	40,26344649
<b>6600</b>	39,86828623
<b>6700</b>	39,47486262
<b>6800</b>	39,0855224
<b>6900</b>	38,69814402
<b>7000</b>	38,31339253
<b>7100</b>	37,93128622
<b>7200</b>	37,55119221
<b>7300</b>	37,17443005
<b>7400</b>	36,79894992
<b>7500</b>	36,42696037

<b>7600</b>	36,05770488
<b>7700</b>	35,69054594
<b>7800</b>	35,32615526
<b>7900</b>	34,9638935
<b>8000</b>	34,60372551
<b>8100</b>	34,24709523
<b>8200</b>	33,89264288
<b>8300</b>	33,54038359
<b>8400</b>	33,19099405
<b>8500</b>	32,84382943
<b>8600</b>	32,49891241
<b>8700</b>	32,15691618
<b>8800</b>	31,81719138

<b>8900</b>	31,47975291
<b>9000</b>	31,14528244
<b>9100</b>	30,81312968
<b>9200</b>	30,48270328
<b>9300</b>	30,15523814
<b>9400</b>	29,83013481
<b>9500</b>	29,50740795
<b>9600</b>	29,18707216
<b>9700</b>	28,86857486
<b>9800</b>	28,55307248
<b>9900</b>	28,24000474
<b>10000</b>	27,92871069

**Anexo F. Ciclo – Variación de la Temperatura de Entrada a la Turbina con la Altitud, Velocidad Constante**

Altitud (m)	TIT (K)
0	781,177258
100	781,339606
200	781,501954
300	781,664303
400	781,826651
500	781,988999
600	782,151347
700	782,313696
800	782,476044
900	782,638392
1000	782,800741
1100	782,963089
1200	783,125437
1300	783,287785
1400	783,450134
1500	783,612482
1600	783,77483
1700	783,937179
1800	784,099527
1900	784,261875
2000	784,424223
2100	784,586572
2200	784,74892
2300	784,908771
2400	785,071119
2500	785,233467
2600	785,395815
2700	785,558164
2800	785,720512
2900	785,88286
3000	786,045209
3100	786,207557
3200	786,369905
3300	786,532253
3400	786,694602
3500	786,85695

3600	787,019298
3700	787,181647
3800	787,343995
3900	787,503846
4000	787,666194
4100	787,828542
4200	787,993388
4300	788,153239
4400	788,315587
4500	788,477935
4600	788,640284
4700	788,802632
4800	788,96498
4900	789,127328
5000	789,287179
5100	789,449527
5200	789,611876
5400	789,936572
5500	790,09892
5600	790,261269
5700	790,423617
5800	790,585965
5900	790,745816
6000	790,908164
6100	791,070513
6200	791,232861
6300	791,395209
6400	791,557557
6500	791,719906
6600	791,882254
6700	792,042105
6800	792,204453
6900	792,366801
7000	792,529149
7100	792,691498
7200	792,853846
7300	793,016194
7400	793,176045
7500	793,338393

<b>7600</b>	793,500741
<b>7700</b>	793,66309
<b>7800</b>	793,825438
<b>7900</b>	793,987786
<b>8000</b>	794,147637
<b>8100</b>	794,309985
<b>8200</b>	794,472334
<b>8300</b>	794,634682
<b>8400</b>	794,79703
<b>8500</b>	794,959378
<b>8600</b>	795,119229
<b>8700</b>	795,281577
<b>8800</b>	795,443926

<b>8900</b>	795,606274
<b>9000</b>	795,768622
<b>9100</b>	795,93097
<b>9200</b>	796,090821
<b>9300</b>	796,253169
<b>9400</b>	796,415518
<b>9500</b>	796,577866
<b>9600</b>	796,740214
<b>9700</b>	796,900065
<b>9800</b>	797,062413
<b>9900</b>	797,224761
<b>10000</b>	797,38711

**Anexo G. Ciclo – Variación del Trabajo Requerido para Mover el Compresor con la Altitud, Velocidad Constante**

<b>Altitud (m)</b>	<b><math>w_t</math> (kJ/kg)</b>
<b>0</b>	82,6247082
<b>100</b>	82,4383324
<b>200</b>	82,2519566
<b>300</b>	82,0655807
<b>400</b>	81,8792049
<b>500</b>	81,6928291
<b>600</b>	81,5064532
<b>700</b>	81,3200774
<b>800</b>	81,1337016
<b>900</b>	80,9473257
<b>1000</b>	80,7609499
<b>1100</b>	80,5745741
<b>1200</b>	80,3881982
<b>1300</b>	80,2018224
<b>1400</b>	80,0154465
<b>1500</b>	79,8290707
<b>1600</b>	79,6426949
<b>1700</b>	79,456319
<b>1800</b>	79,2699432
<b>1900</b>	79,0835674
<b>2000</b>	78,8971915
<b>2100</b>	78,7108157
<b>2200</b>	78,5244399
<b>2300</b>	78,3409314
<b>2400</b>	78,1545555
<b>2500</b>	77,9681797
<b>2600</b>	77,7818039
<b>2700</b>	77,595428
<b>2800</b>	77,4090522
<b>2900</b>	77,2226764
<b>3000</b>	77,0363005
<b>3100</b>	76,8499247
<b>3200</b>	76,6635489
<b>3300</b>	76,477173
<b>3400</b>	76,2907972
<b>3500</b>	76,1044214

<b>3600</b>	75,9180455
<b>3700</b>	75,7316697
<b>3800</b>	75,5452939
<b>3900</b>	75,3617853
<b>4000</b>	75,1754095
<b>4100</b>	74,9890337
<b>4200</b>	74,7997905
<b>4300</b>	74,616282
<b>4400</b>	74,4299062
<b>4500</b>	74,2435303
<b>4600</b>	74,0571545
<b>4700</b>	73,8707787
<b>4800</b>	73,6844028
<b>4900</b>	73,498027
<b>5000</b>	73,3145185
<b>5100</b>	73,1281426
<b>5200</b>	72,9417668
<b>5400</b>	72,5690151
<b>5500</b>	72,3826393
<b>5600</b>	72,1962635
<b>5700</b>	72,0098876
<b>5800</b>	71,8235118
<b>5900</b>	71,6400033
<b>6000</b>	71,4536275
<b>6100</b>	71,2672516
<b>6200</b>	71,0808758
<b>6300</b>	70,8945
<b>6400</b>	70,7081241
<b>6500</b>	70,5217483
<b>6600</b>	70,3353725
<b>6700</b>	70,1518639
<b>6800</b>	69,9654881
<b>6900</b>	69,7791123
<b>7000</b>	69,5927364
<b>7100</b>	69,4063606
<b>7200</b>	69,2199848
<b>7300</b>	69,0336089
<b>7400</b>	68,8501004
<b>7500</b>	68,6637246

<b>7600</b>	68,4773488
<b>7700</b>	68,2909729
<b>7800</b>	68,1045971
<b>7900</b>	67,9182213
<b>8000</b>	67,7347127
<b>8100</b>	67,5483369
<b>8200</b>	67,3619611
<b>8300</b>	67,1755852
<b>8400</b>	66,9892094
<b>8500</b>	66,8028336
<b>8600</b>	66,6193251
<b>8700</b>	66,4329492
<b>8800</b>	66,2465734

<b>8900</b>	66,0601976
<b>9000</b>	65,8738217
<b>9100</b>	65,6874459
<b>9200</b>	65,5039374
<b>9300</b>	65,3175615
<b>9400</b>	65,1311857
<b>9500</b>	64,9448099
<b>9600</b>	64,758434
<b>9700</b>	64,5749255
<b>9800</b>	64,3885497
<b>9900</b>	64,2021739
<b>10000</b>	64,015798

**Anexo H. Ciclo – Variación del Empuje Específico con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá**

<b>Número Mach</b>	<b>Fs, Nivel del Mar (N*s/kg)</b>	<b>Fs, Nivel Bogotá (N*s/kg)</b>
<b>0</b>	369,715556	383,1978412
<b>0.01</b>	366,3423798	379,9251004
<b>0.02</b>	363,0288296	376,7103855
<b>0.03</b>	359,7748408	373,5536363
<b>0.04</b>	356,5803058	370,4547527
<b>0.05</b>	353,4450744	367,4135948
<b>0.06</b>	350,3689543	364,4299835
<b>0.07</b>	347,3517113	361,5037008
<b>0.08</b>	344,39307	358,6344901
<b>0.09</b>	341,4927147	355,8220572
<b>0.1</b>	338,6502899	353,0660708
<b>0.11</b>	335,8654013	350,3661632
<b>0.12</b>	333,1376171	347,7219313
<b>0.13</b>	330,4664684	345,1329375
<b>0.14</b>	327,8514507	342,5987108
<b>0.15</b>	325,2920252	340,1187475
<b>0.16</b>	322,7876198	337,6925127
<b>0.17</b>	320,3376306	335,3194414
<b>0.18</b>	317,9414232	332,9989395
<b>0.19</b>	315,598334	330,7303852
<b>0.2</b>	313,3076718	328,5131303

**Anexo I. Ciclo – Variación del Consumo Específico de Combustible con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá**

<b>Número Mach</b>	<b>SFC, Nivel del Mar (kg/h*N)</b>	<b>SFC, Nivel Bogotá (kg/h*N)</b>
<b>0</b>	0,1192	0,1150
<b>0.01</b>	0,1203	0,1160
<b>0.02</b>	0,1214	0,1170
<b>0.03</b>	0,1225	0,1180
<b>0.04</b>	0,1236	0,1190
<b>0.05</b>	0,1247	0,1200
<b>0.06</b>	0,1258	0,1210
<b>0.07</b>	0,1269	0,1219
<b>0.08</b>	0,1280	0,1229
<b>0.09</b>	0,1291	0,1239
<b>0.1</b>	0,1302	0,1249
<b>0.11</b>	0,1312	0,1258
<b>0.12</b>	0,1323	0,1268
<b>0.13</b>	0,1334	0,1277
<b>0.14</b>	0,1345	0,1287
<b>0.15</b>	0,1355	0,1296
<b>0.16</b>	0,1366	0,1305
<b>0.17</b>	0,1376	0,1315
<b>0.18</b>	0,1386	0,1324
<b>0.19</b>	0,1397	0,1333
<b>0.2</b>	0,1407	0,1342

**Anexo J. Ciclo – Variación de la Temperatura de Entrada a la Turbina con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá**

<b>Número Mach</b>	<b>TIT, Nivel del Mar (K)</b>	<b>TIT, Nivel Bogotá (K)</b>
<b>0</b>	781,748293	785,93338
<b>0.01</b>	781,746865	785,932036
<b>0.02</b>	781,742582	785,928005
<b>0.03</b>	781,735444	785,921285
<b>0.04</b>	781,725451	785,911878
<b>0.05</b>	781,712603	785,899782
<b>0.06</b>	781,696899	785,884999
<b>0.07</b>	781,678341	785,867529
<b>0.08</b>	781,656927	785,84737
<b>0.09</b>	781,632658	785,824523
<b>0.1</b>	781,605534	785,798989
<b>0.11</b>	781,575555	785,770767
<b>0.12</b>	781,54272	785,739857
<b>0.13</b>	781,50703	785,706259
<b>0.14</b>	781,468485	785,669973
<b>0.15</b>	781,427085	785,631
<b>0.16</b>	781,38283	785,589339
<b>0.17</b>	781,33572	785,54499
<b>0.18</b>	781,285754	785,497953
<b>0.19</b>	781,232934	785,448228
<b>0.2</b>	781,177258	785,395815

**Anexo K. Ciclo – Variación del Trabajo Requerido para Mover el Compresor con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá**

<b>Número Mach</b>	<b><math>w_t</math>, Nivel del Mar (kJ/kg)</b>	<b><math>w_t</math>, Nivel Bogotá (kJ/kg)</b>
<b>0</b>	81,96916	77,1646795
<b>0.01</b>	81,9707989	77,1662223
<b>0.02</b>	81,9757155	77,1708507
<b>0.03</b>	81,9839099	77,1785648
<b>0.04</b>	81,995382	77,1893645
<b>0.05</b>	82,0101318	77,2032498
<b>0.06</b>	82,0281594	77,2202207
<b>0.07</b>	82,0494647	77,2402772
<b>0.08</b>	82,0740477	77,2634194
<b>0.09</b>	82,1019085	77,2896472
<b>0.1</b>	82,1330471	77,3189606
<b>0.11</b>	82,1674634	77,3513596
<b>0.12</b>	82,2051574	77,3868443
<b>0.13</b>	82,2461291	77,4254145
<b>0.14</b>	82,2903786	77,4670704
<b>0.15</b>	82,3379059	77,511812
<b>0.16</b>	82,3887109	77,5596391
<b>0.17</b>	82,4427936	77,6105518
<b>0.18</b>	82,5001541	77,6645502
<b>0.19</b>	82,5607923	77,7216342
<b>0.2</b>	82,6247082	77,7818039

**Anexo L. Ciclo – Variación del Empuje con la Velocidad. Nivel del Mar y Nivel Bogotá**

<b>Número Mach</b>	<b>F, Nivel del Mar (N)</b>	<b>F, Nivel Bogotá (N)</b>
<b>0</b>	85,03457787	68,15356601
<b>0.01</b>	84,25874735	67,57149345
<b>0.02</b>	83,4966308	66,99974105
<b>0.03</b>	82,74821337	66,43829813
<b>0.04</b>	82,01347033	65,88714687
<b>0.05</b>	81,29236712	65,34626242
<b>0.06</b>	80,5848595	64,81561291
<b>0.07</b>	79,8908936	64,29515955
<b>0.08</b>	79,2104061	63,78485673
<b>0.09</b>	78,54332437	63,28465211
<b>0.1</b>	77,88956667	62,79448676
<b>0.11</b>	77,24904231	62,3142953
<b>0.12</b>	76,62165194	61,84400603
<b>0.13</b>	76,00728772	61,38354113
<b>0.14</b>	75,40583366	60,9328168
<b>0.15</b>	74,81716579	60,49174348
<b>0.16</b>	74,24115256	60,06022604
<b>0.17</b>	73,67765505	59,63816397
<b>0.18</b>	73,12652734	59,22545162
<b>0.19</b>	72,58761683	58,82197841
<b>0.2</b>	72,06076451	58,42762905

**Anexo M. Planos de las partes principales del microreactor**

Adjunto al presente documento se anexa en archivo PDF