

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL DE UN
TURBORREACTOR A ESCALA PARA EL LABORATORIO DE COMBUSTIÓN

AVELINO GIL CELY
HÉCTOR ALBERTO ORÓSTEGUI OLARTE

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2023

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL DE UN
TURBORREACTOR A ESCALA PARA EL LABORATORIO DE COMBUSTIÓN

AVELINO GIL CELY
HÉCTOR ALBERTO ORÓSTEGUI OLARTE

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director
Yesid Javier Rueda Ordoñez
Doctor en Ingeniería Química

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2023

DEDICATORIA

A Dios por guiarme, darme sabiduría, fortaleza y consuelo. Gracias a esto me ha impulsado a seguir adelante, incluso en los momentos más difíciles.

A mis padres Rosalba Cely y Hernán Gil, quienes han sido mi apoyo incondicional a lo largo de mi vida, su amor, paciencia, comprensión y consejos han sido fundamentales para mi éxito.

A mis hermanos Carlos Fernando y Julián Daniel por darme la alegría y motivación para seguir adelante.

A mis amigos de la universidad, en los que encontré un segundo hogar, por hacerme pasar ratos agradables e inolvidables y apoyo en los momentos difíciles.

A la universidad industrial de Santander por brindarme un excelente conocimiento académico y profesional, y cada uno de los que hicieron parte de mi proceso de formación como profesional.

AVELINO GIL CELY

DEDICATORIA

A Dios, por darme capacidad, sabiduría y luz, por rodearme de todo lo que he necesitado y enseñarme que todo en la vida tiene su tiempo.

A mis padres Alirio Oróstegui y Gladys Olarte, por ser mi bastón, mi apoyo y mi empuje, por darme amor, abrigo ante el desconsuelo y motivación para seguir adelante, por tener para mí siempre sus brazos abiertos y sus deseos de prosperidad desinteresada.

A mi hermana Yaneth, por ser mi segunda madre, profesora por vocación dentro y fuera de la institución, por guiarme, impulsarme, ser mi cómplice y apretar los tornillos cuando las cosas no estaban bien.

A mi hermano Yamid, por ser la pura imagen de berraquera y entrega, por ser un hermano, un padre y un amigo. Por escucharme como nadie más podía hacerlo y por entenderme aun cuando la vida me mostraba que no tenía la razón.

A mi hermana Sandra, por ser mi constante compañía en este proceso. Por abrirme las puertas de su hogar como un hijo más, por sus consejos con amor desinteresado y la escuela de que no hay obstáculo grande para quienes desean con gran decisión los objetivos.

A mis amigos, compañeros y profesores, por ser parte del crecimiento humano y profesional.

HÉCTOR A. ORÓSTEGUI OLARTE

AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestra gratitud a la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarnos la formación necesaria para convertirnos en ingenieros éticos, íntegros y profesionales. Valoramos y agradecemos el compromiso de la institución en promover valores y principios fundamentales, así como la mejora continua en nuestra educación.

A nuestro director por tenernos paciencia durante el tiempo de terminación del proyecto investigativo, impulsarnos hacia la finalización y ayudarnos a adentrarnos en este arduo pero maravilloso trabajo que nos abre el pensamiento a futuras soluciones de ingeniería.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág
INTRODUCCIÓN	15
1. OBJETIVOS.....	16
1.1 Objetivo General	16
1.2 Objetivos Específicos.....	16
2. JUSTIFICACIÓN	17
3. MARCO TEÓRICO	19
3.1 TURBOMÁQUINAS	19
3.1.1 Clasificación de las turbomáquinas.....	19
3.1.2 Según la compresibilidad del fluido.....	19
3.1.3 Según el sentido del intercambio de energía	21
3.1.4 Según la dirección del flujo en el rodete.	24
3.2 CICLO DE LAS TURBINAS DE GAS, CICLO BRAYTON ABIERTO.....	26
4. ANÁLISIS DEL CICLO TERMODINÁMICO	28
5. COMPRESOR	35
5.1 TRIANGULO DE VELOCIDADES.....	38
5.2 TRIANGULO DE VELOCIDADES A LA SALIDA	40
5.3 TRABAJO INTERNO Y RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO	42
5.4 ALTURA DE ENTRADA Y SALIDA DE LOS ALABES B1 Y B2.....	42
6. CÁMARA DE COMBUSTIÓN	45
6.1 DESCRIPCIÓN	45
6.1.1 Requerimientos de una CC.	46
6.1.2 ¿Cómo funcionan?	47
6.2 TIPOS DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	48

6.2.1	Cámara de combustión tubular o CAN..	49
6.2.2	Cámara de combustión anular.....	49
6.2.3	Cámara de combustión CAN-anular o tubo anular..	50
6.3	FUNDAMENTOS DE LA COMBUSTIÓN.....	50
6.3.1	Deflagración..	50
6.3.2	Detonación.	51
6.3.3	Tipos de combustible.	51
6.3.4	Selección de combustible.....	51
6.4	DISEÑO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	54
6.4.1	Dimensionamiento.....	54
6.4.2	Estabilización de llama en cámaras de combustión.....	60
6.4.3	Mecanismos de estabilización de llama. Muchos	60
6.4.4	Influencia de la estabilización de llama en las cámaras de combustión. .	61
6.4.5	Dimensionamiento de tubo de llama.....	62
6.5.1	Cálculos de ingreso de aire.	64
6.5.2	Agujeros de ingreso de aire.....	65
6.5.3	Inyección de combustible.	69
7	TURBINA	71
7.1	CÁLCULO DEL SALTO ENTÁLPICO DISPONIBLE	71
7.2	SELECCIÓN GRADO DE REACCIÓN.....	72
7.2.1	Coeficiente óptimo de velocidad periférica.	72
7.3	TRIANGULO DE VELOCIDADES	73
7.3.1	Triangulo de entrada°.....	73
7.3.2	Triangulo de salida.	74
7.4	DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTURA DE LOS ALABES	75
7.4.1	Pérdidas en las toberas..	75
7.4.2	Pérdidas en los alabes.....	75
7.4.3	Pérdidas por velocidad de salida..	76
7.4.4	Pérdidas intersticiales	76

7.4.5	Perdidas por rozamiento de disco.....	76
7.5	CÁLCULO DE LA FORMA DE LOS ALABES	76
8	SELECCIÓN DE MATERIALES.....	84
	MATERIALES SELECCIONADOS	84
8.1.1	Duraluminio	84
8.1.2	Acero inoxidable 304	85
6.1.3	Acero 4140	87
8	SISTEMAS PERIFÉRICOS.....	88
9.1	SISTEMA DE IGNICIÓN	88
9.2	CIRCUITO DE COMBUSTIBLE	89
10.	MÓDULOS DE INSTRUMENTACIÓN Y SISTEMAS DE CONTROL	92
10.1	MEDICIÓN DE TEMPERATURA.....	92
10.2	MEDICIÓN DE PRESIÓN	93
10.3	MEDICIÓN DE VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	94
10.4	MEDICIÓN DE EMPUJE.....	95
10.5	MICROCONTROLADOR	96
11.	EVALUACIÓN DE DESEMPEÑO	97
11.1	PRUEBA 1	97
11.2	PRUEBA 2	98
11.3	PRUEBA 3.....	99
11.4	COMPARATIVO Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS	100
12.	CONCLUSIONES.....	102
	BIBLIOGRAFÍA	103

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Microturbina Lambert Kolibri T35	18
Figura 2. Bomba (Turbomáquina Hidráulica).....	20
Figura 3. Compresor centrífugo.....	20
Figura 4. Turbina de Herón	21
Figura 5. Turbina de Laval.....	22
Figura 6. Turbina de gas que opera en Ciclo Brayton abierto.	23
Figura 7. Turbina de flujo radio-axial.	24
Figura 8. Turbina Kaplan (Turbina axial)	25
Figura 9. Turbina Pelton (Turbinas tangenciales).....	25
Figura 10. Ciclo Brayton ideal	26
Figura 11. Desviación normal de una turbina de gas. Ciclo real	27
Figura 12. Ciclo Brayton diagrama T-S	29
Figura 13. Ciclo Brayton diagrama P-v.....	29
Figura 14. (a) Eficiencia térmica vs relación de presión. (b) Trabajo neto vs relación de presión	34
Figura 15. Diagrama de Eckert para la estimación de las principales dimensiones del TC radial.	36
Figura 16. Número de alabes Z de TC radial en función del ángulo medio de los alabes.	38
Figura 17. Triángulo de velocidades	41
Figura 18. Mapa curvas de compresor centrífugo EFR 6758-A.....	44
Figura 19. Ubicación de una cámara de combustión	45
Figura 20. (a) recta (b) con expansión (c) con deflectores (d) con recirculador.	47
Figura 21. Modelo de velocidad de combustión para eficiencia de combustión.	48
Figura 22. Tipos de cámara de combustión.	48
Figura 23. Distribución de diseño de cámara de combustión.....	54
Figura 24. Curvas de dos diseños de combustión.....	58

Figura 25. Cuadro de diseño de combustor.	59
Figura 26. Configuraciones típicas de la zona primaria del combustor	61
Figura 27. (a) Mezclador interno (b) Mezclador externo.....	69
Figura 28. Tipos de inyector de combustible.	69
Figura 29. Coeficiente de velocidad k_f y k_m en función del ángulo de desviación.	74
Figura 30. Dimensiones importantes para el diseño del álabe.	77
Figura 31. Ángulo de escalonamiento vs ángulos de entrada y salida.....	79
Figura 32. Diagrama de representación de velocidades y fuerzas que actúan sobre un perfil alar.....	80
Figura 33. Parámetros del enrejado en una turbomáquina axial.	82
Figura 34. Difusor, túnel de eje, tapa de compresor.....	85
Figura 35. Rotor de turbina, estator y cámara de combustión.....	86
Figura 36. Carcasa, toberas de escape, tubos protectores.	86
Figura 37. Eje, soporte de toberas	87
Figura 38. Modulo electrónico.	88
Figura 39. Bujías.	89
Figura 40. Manifold.....	90
Figura 41: Lata de butano y regulador de caudal	91
Figura 42. Termocupla tipo k y modulo MAX 6675.....	93
Figura 43. Manómetro analógico.....	94
Figura 44. Sensor Hall.....	95
Figura 45. Dinamómetro.....	95
Figura 46: Placa Arduino uno	96
Figura 47. Banco de pruebas.	98
Figura 48. Banco de pruebas	99
Figura 49. Lectura de temperatura y RPM prueba 3	100
Figura 50. Lectura de empuje prueba 3.	100

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Eficiencia térmica vs relación de presión.....	30
Tabla 2. Trabajo neto vs relación de presión.....	32
Tabla 3. Parámetros obtenidos diagrama de Eckert	37
Tabla 4. Poder calorífico superior e inferior de combustibles.	52
Tabla 5. Pérdida de presión en cámaras de combustión.	56
Tabla 6. Dimensionamiento del tubo de llama (diámetros)	63
Tabla 7. Dimensionamiento del tubo de llama (longitudes).....	64
Tabla 8. Distribución de aire por zonas de la cámara de combustión.	65
Tabla 9. Resultados de pruebas.....	101

LISTA DE ANEXOS

(Los anexos están adjuntos y pueden visualizarlos en la Base de datos de la Biblioteca UIS)

- Anexo A. Planos constructivos
- Anexo B. Manual de operación
- Anexo C. Preoperacional
- Anexo D. Procedimiento de operación
- Anexo E. Guía de laboratorio
- Anexo F. Cálculo de eficiencia térmica EES
- Anexo G. Ciclo Brayton EES
- Anexo H. Cálculo del compresor EES
- Anexo I. Termoquímica EES
- Anexo J. Flujo de combustible EES
- Anexo K. Diseño de la cámara de combustión EES
- Anexo L. Flujo de aire tobera EES
- Anexo M. Cálculo de la turbina

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL DE UN TURBORREACTOR A ESCALA PARA EL LABORATORIO DE COMBUSTIÓN*

AUTOR: AVELINO GIL CELY, HÉCTOR ALBERTO ORÓSTEGUI OLARTE**

PALABRAS CLAVE: TURBINA, TURBORREACTOR, CICLO BRAYTON, TURBINA DE GAS, COMPRESOR, CÁMARA DE COMBUSTIÓN, TERMODINÁMICA, DINÁMICA DE FLUIDOS, COMBUSTIÓN.

DESCRIPCIÓN: El presente proyecto de grado abarca todos los sectores de la ingeniería en la toma de decisiones y modificaciones en el diseño y posterior ingeniería inversa del compresor, diámetros de los tubos de inyección de combustible, la perforación de orificios de recirculación de gases en las zonas de la cámara de combustión; la termodinámica en la selección del combustible óptimo, los balances estequiométricos, el cálculo de exceso de aire, el acoplamiento al ciclo Brayton, la reacción de mezcla y el aprovechamiento del poder calorífico de los fluidos para aumentar la velocidad de escape de los gases; la dinámica de fluidos en el diseño y selección de los ángulos de entrada y salida de los gases, cálculo de caudales de combustible y aire con el fin de satisfacer los objetivos; la resistencia de materiales y el diseño mecánico en la selección adecuada de los materiales de la cámara de combustión capaz de soportar la temperatura y la presión interna de los gases, del compresor y de la turbina, el diseño de un eje capaz de soportar la torsión entregada por la turbina, la selección de rodamientos de acuerdo con las especificaciones de temperatura, velocidad y diámetro del eje, la concepción de un modelo 3D en formato CAD y la realización de planos; para dar así como resultado, el diseño y construcción de una turbina de reacción (Turbojet) a escala.

* Trabajo de Grado Modalidad Proyecto De Investigación

** Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. Doctor en Ingeniería Química.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A SCALE TURBOJET EXPERIMENTAL BANK FOR THE COMBUSTION LABORATORY *

AUTHOR(S): AVELINO GIL CELY Y HÉCTOR ALBERTO ORÓSTEGUI OLARTE**

KEY WORDS: TURBINE, TURBOJET, BRAYTON CYCLE, GAS TURBINE, COMPRESSOR, COMBUSTION CHAMBER, THERMODYNAMIC, FLUID DYNAMIC, COMBUSTION.

DESCRIPTION: This degree project covers all sectors of engineering in decision-making and modifications in the design and subsequent reverse engineering of the compressor, diameters of the fuel injection pipes, drilling of gas recirculation holes in the areas of the combustion chamber; thermodynamics in the selection of the optimal fuel, stoichiometric balances, the calculation of excess air, the coupling to the Brayton cycle, the mixing reaction and the use of the calorific power of the fluids to increase the exhaust speed of the gases; fluid dynamics in the design and selection of the gas inlet and outlet angles, calculation of fuel and air flows in order to meet the objectives; the resistance of materials and the mechanical design in the adequate selection of the materials of the combustion chamber capable of withstanding the temperature and the internal pressure of the gases, of the compressor and of the turbine, the design of a shaft capable of withstanding the torsion delivered by the turbine, the selection of bearings according to the specifications of temperature, speed and diameter of the shaft, the conception of a 3D model in CAD format and the realization of plans; to give as a result, the design and construction of a reaction turbine (Turbojet) to scale.

* Degree Work Research Project Modality

** Faculty of Physical Mechanical Engineering. Mechanical Engineering School. Mechanical Engineering. Director: Yesid Javier Rueda Ordonez. PhD in Chemical Engineering.

INTRODUCCIÓN

Este proyecto de grado se basa en la búsqueda de un modelo de un turborreactor a escala presente en el mercado y a partir de datos conocidos calcular, diseñar y construir un prototipo real, funcional y didáctico con el fin de llegar a todos los estudiantes de un modo más práctico y facilitar el aprendizaje mediante una guía de laboratorio que será puesta a disposición del laboratorio de combustión y se prevé posteriormente motive a otros estudiantes a resolver las oportunidades de mejora presentes en este modelo.

La turbina a reacción se diseñó bajo un régimen establecido de funcionamiento. 160.000 rpm, 700g de empuje y temperatura máxima de operación de 600°C bajo las condiciones atmosféricas de Bucaramanga.

En la búsqueda de la solución objetiva e ingenieril, se llegó al punto de tomar decisiones entre fabricar a alto costo y gestión pública con el estado para permisos de construcción, pero garantizando las condiciones de diseño, o, elegir por catálogo y realizar reingeniería el compresor centrífugo que está en operación en la turbina.

Se evaluarán todos los factores químicos, aerodinámicos y de resistencia de materiales, con el fin de garantizar mínimo funcionamiento de la turbina.

1. OBJETIVOS

1.1 Objetivo General

Fortalecer la construcción de profesionales íntegros, que plantea la Universidad Industrial de Santander en su misión, a partir de una experiencia práctica de una turbina de reacción, mediante la cual se asocian los conocimientos de la Termodinámica.

1.2 Objetivos Específicos

- Analizar el ciclo de potencia de gas (ciclo Brayton) para garantizar 700g de empuje con un régimen de velocidad de 160000 rpm impulsado por la combustión de Propano – glp con aire comprimido a partir del diseño de una turbina a reacción a escala.
- Evaluar el desempeño del diseño a partir de un prototipo construido de la turbina de reacción como banco de laboratorio.
- Elaborar una guía pedagógica de funcionamiento a través del uso del dispositivo como medio de enseñanza.

2. JUSTIFICACIÓN

La escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander (UIS), se encuentra en proceso de modernización e implementación del conocimiento como la relación teórico-práctica de la academia. Con el fin de aprovechar la nueva infraestructura de la mejor manera se tiene como objetivo la dotación de bancos de laboratorio de las diferentes asignaturas presentes en el plan de estudios.

El área de Termodinámica es una línea de estudio necesaria en la formación de Ingenieros Mecánicos, por lo cual es fundamental para la especie humana por la obtención y aprovechamiento de la energía. Entonces, es importante el fortalecimiento del conocimiento a través de la construcción de un banco de laboratorio de una turbina de reacción a escala, que permita al estudiante observar los fenómenos del ciclo Brayton, analizar resultados y concluir de una manera didáctica e intuitiva.

Con base en los modelos Lambert Kolibri T25/T35/T45 [2] (ver Figura 1) surge la idea de mostrar y poner en práctica de forma académica los conceptos teóricos adquiridos. Existen diferentes tipos de construcciones empíricas sin estudios previos que desde la Ingeniería se pueden analizar, con el propósito de optimizar, mejorar, divulgar y replicar el conocimiento.

Figura 1. Microturbina Lambert Kolibri T35



Fuente: LAMBERT T15 Kolibri Микро ТРД Колибри 15N - Turbojet Micro [Anónimo]. Turbojet Micro [página web]. [Consultado el 13, agosto, 2023]. Disponible en Internet: <<https://turbojet-micro.com/product/lambert-t15-kolibri-микро-трд-колибри-15n/>>

3. MARCO TEÓRICO

3.1 TURBOMÁQUINAS

Las turbomáquinas constituyen una clase especial dentro de las máquinas de fluido, que son aquellas que toman la energía de los fluidos y la restituyen generalmente de forma final al eje de forma mecánica; o bien, absorben la energía del eje y la transmiten a los fluidos.

También llamadas máquinas de corriente o máquinas dinámicas, las turbomáquinas son todas aquellas cuyo funcionamiento están basadas en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas. En ellas el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido a su paso por el órgano intercambiador llamado rodete.

3.1.1 Clasificación de las turbomáquinas. ¹Existen diferentes formas de clasificar las Turbomáquinas; según la compresibilidad del fluido dentro de la máquina, el sentido del intercambio de energía y según la dirección del flujo.

3.1.2 Según la compresibilidad del fluido. Según este criterio las turbomáquinas se pueden clasificar en Turbomáquinas Hidráulicas y Turbomáquinas Térmicas.

Las Turbomáquinas Hidráulicas son todas aquellas en las que el fluido puede considerarse incompresible debido a que su compresibilidad es prácticamente despreciable como sucede en las bombas (ver Figura 2).

¹ B, Sergio García. CLASIFICACION DE LAS TURBOMAQUINAS. Academia.edu - Share research [página web]. [Consultado el 20, junio, 2023]. Disponible en Internet: https://www.academia.edu/18996772/CLASIFICACION_DE_LAS_TURBOMAQUINAS

Figura 2. Bomba (Turbomáquina Hidráulica)



Fuente: ¿QUÉ ES una bomba centrífuga? Funcionamiento tipos y usos [Anónimo]. Fluideco [página web]. [Consultado el 20, junio, 2023]. Disponible en Internet: <<https://fluideco.com/que-es-una-bomba-centrifuga/>>.

Las Turbomáquinas Térmicas son todas aquellas en las que el fluido es compresible analíticamente como sucede en los compresores (ver Figura 3).

Figura 3. Compresor centrífugo



Fuente: COMPRESORES EN refinerías [Anónimo]. Operaciones Petroleras [página web]. Disponible en Internet: <http://operadorpetrolero.blogspot.com/2014/12/compresores-en-refinerias.html>

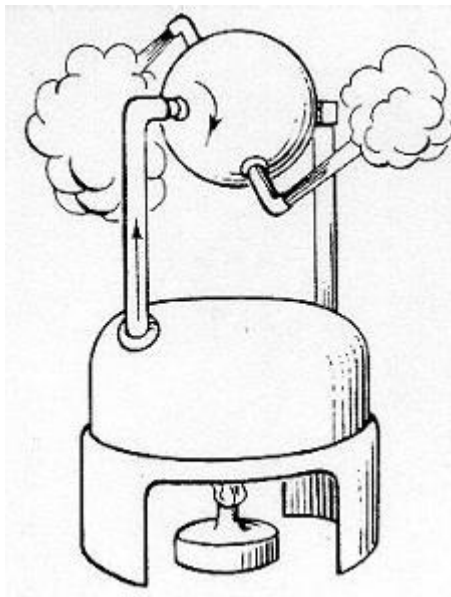
Todos los cuerpos reales son compresibles, sin embargo, existen casos en los que el análisis de la variación del volumen específico no es tenido en cuenta, como sucede en las Turbinas y compresores.

El compresor de una Turbina tiene en cuenta la variación en el volumen específico debido a sus criterios de diseño, es por ello por lo que se denomina Turbomáquina Térmica.

3.1.3 Según el sentido del intercambio de energía Según este criterio las turbomáquinas se pueden clasificar en Turbomáquinas Motoras y Turbomáquinas Generadoras.

Las turbomáquinas motoras, son las que el fluido cede energía a la máquina disminuyendo la energía de este. Producen potencia expandiendo el fluido a una presión más baja y son el caso de las turbinas hidráulicas, de vapor y de gas.

Figura 4. Turbina de Herón



Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas Térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

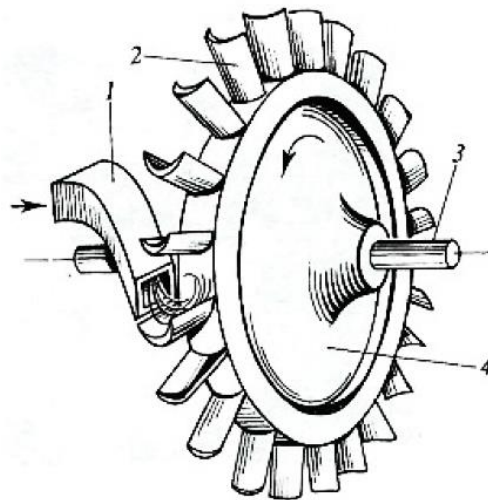
La prehistoria de las Turbinas se remonta al año 175 a.C. en la que Herón de Alejandría hacía la primera descripción, que consistía en una esfera que giraba en torno a un eje diametral apoyada en los extremos de este, que por cuyo interior entraba el vapor

producido en un calderín y salía por dos tubos diametrales ubicados y acodados opuestamente (ver Figura 4).

La turbina de Herón, en que la transformación de la presión en velocidad afectaba solamente al elemento móvil, según la denominación moderna, sería una turbina de reacción pura.

De Laval (1845-1913), un inventor sueco creó la turbina de vapor de acción de un solo escalonamiento (ver Figura 5) en su necesidad de encontrar un accionamiento de gran velocidad para su desnatador centrífugo. De Laval, desarrolló para su turbina una tobera convergente-divergente con velocidad supersónica de vapor con una velocidad de 30.000 rpm.

Figura 5. Turbina de Laval

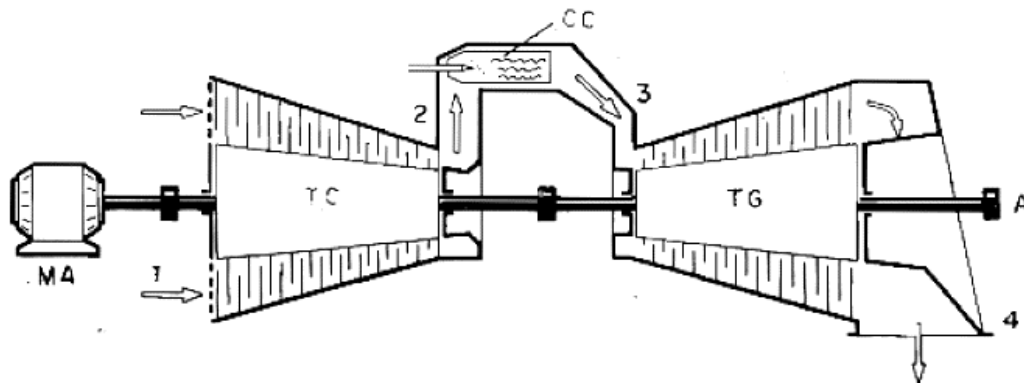


Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas Térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

El vapor se expande en la tobera incrementando su energía cinética. La velocidad de salida depende de la presión y la temperatura antes de la tobera y de la presión a la salida, de manera que esta velocidad, podrá ser controlada con la variación de la presión de salida.

Por su parte, las turbinas de gas presentan en su diseño más sencillo (ver Figura 6) un compresor que inicialmente es accionado por un motor, que recepciona aire atmosférico, lo comprime y lleva el gas a través de una cámara de combustión que para el caso es un motor de combustión interna donde se inyecta y quema combustible con aire, elevando la temperatura a una presión aproximadamente constante (se consideran pérdidas en los accesorios) y finalmente entra un gas a la turbina a alta presión y temperatura donde desarrolla potencia transmitida a un eje que retorna parte de ella al compresor y otra parte es la potencia útil.

Figura 6. Turbina de gas que opera en Ciclo Brayton abierto.



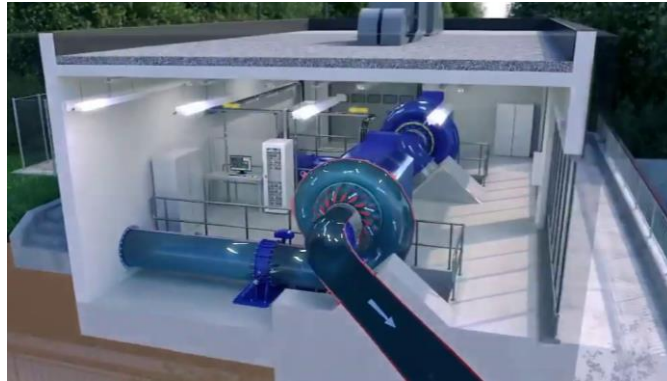
Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas Térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

Esta, es utilizada en los motores de reacción de los aviones, con la variación que la potencia de salida de la turbina es igual a la de entrada al compresor y la potencia útil, es la potencia propulsiva desarrollada por chorro, que genera empuje.

Las turbomáquinas generadoras, son las que el fluido absorbe energía y potencia del sistema como sucede en los compresores, bombas y ventiladores. Los compresores, como su nombre lo indica, comprimen el fluido (gas) conducido por un eje motriz que en los ciclos proviene de una turbina. Este consumo de potencia puede ser total o parcial.

3.1.4 Según la dirección del flujo en el rodete. Las turbinas pueden ser de flujo radial, radio-axial, axial y tangencial.

Figura 7. Turbina de flujo radio-axial.

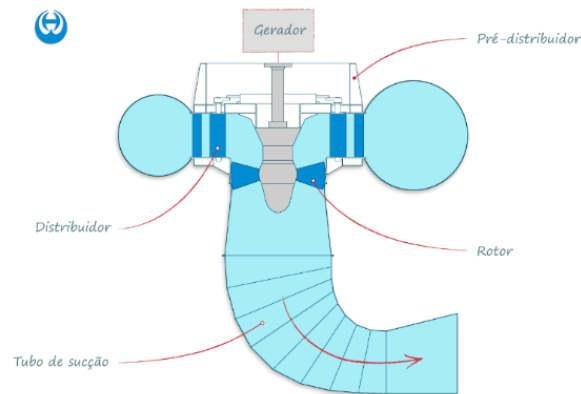


Fuente: FP EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍA SOLAR TÉRMICA. Cómo funciona una turbina hidráulica Francis [video]. YouTube. (2, mayo, 2019). [Consultado el 10, junio, 2023]. 01:29 min. Disponible en Internet: <<https://www.youtube.com/watch?v=F1SHMtIPAnU>>.

Las turbinas de flujo radial son aquellas en las que el fluido recorre una dirección puramente perpendicular al eje de la máquina y nunca la flecha velocidad en algún punto del rodete tiene el mismo sentido del eje. Las turbinas radio-axiales, son aquellas en las que el fluido recorre el rodete con un ángulo de incidencia para direccionar la salida del fluido realizando una variación en la turbina de Francis con el fin de aprovechar la energía máxima del fluido que entra en contacto con el rodete (ver Figura 7).

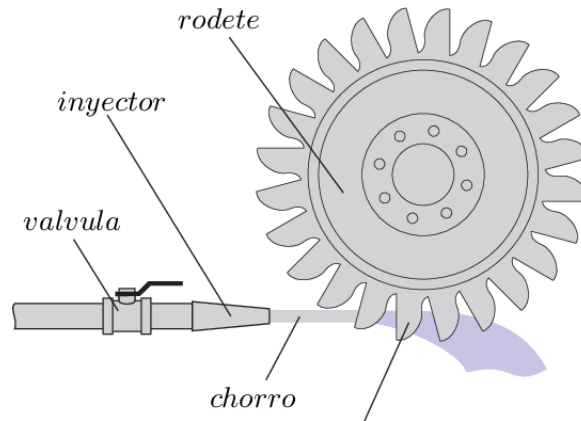
Las turbinas axiales, las partículas del fluido tienen una dirección en un cilindro coaxial al eje. Estas, son direccionadas dentro del mismo túnel como sucede con las turbinas Kaplan (ver Figura 8) y es la seleccionada para disminuir conductos auxiliares en los modelos compactos, por ejemplo, las turbinas de reacción.

Figura 8. Turbina Kaplan (Turbina axial)



Fuente: HYDROWHEEL - Turbinas Kaplan Espiral Vertical [Anónimo]. HydroWheel - Home [página web]. [Consultado el 10, junio, 2023]. Disponible en Internet: <<https://hydrowheel.com.br/produtos/turbinas-hidraulicas/kaplan/kaplan-espiral-vertical/>>.

Figura 9. Turbina Pelton (Turbinas tangenciales)



Fuente: TAPIA CÓRDOBA, Alejandro. Modelado de micro central hidráulica para el diseño de controladores con aplicación en regiones aisladas de Honduras. Trabajo de grado. Gijón: Universidad de Loyola Andalucía.

Las turbinas tangenciales, son aquellas en las que la incidencia del fluido se da de manera tangente a los álabes o paletas de la turbina ubicados en los extremos externos

del cubo. Fue comúnmente usada en molinos para producir energía mecánica a partir de la fuerza de la corriente continua de los ríos o quebradas. Las turbinas Pelton, son ejemplo de ellas (ver Figura 9).

3.2 CICLO DE LAS TURBINAS DE GAS, CICLO BRAYTON ABIERTO.

Según la representación de la Figura 10, las turbinas de gas funcionan bajo el esquema de un ciclo abierto simple no regenerativo, ciclo de Joule o ciclo de Brayton.

El ciclo Brayton se representa en los diagramas P-v y T-s de la Figura 10. Este es el ciclo ideal, donde todos los procesos son reversibles.

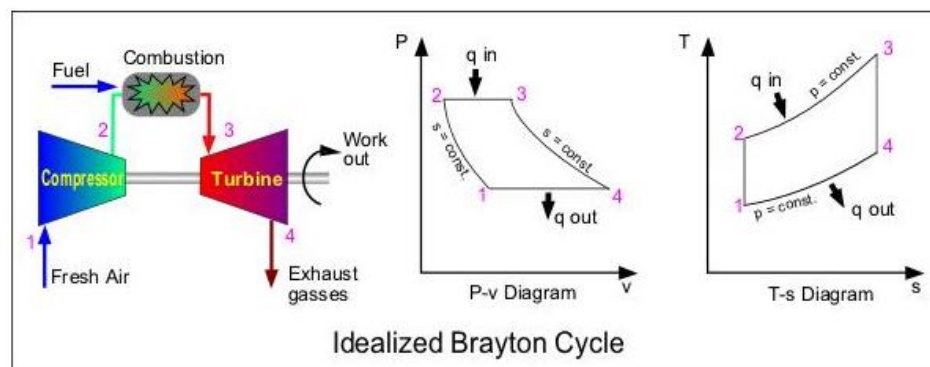
1-2 Compresión adiabática, isentrópica. La realiza el compresor

2-3 Adición de calor isobárica. La realiza la cámara de combustión

3-4 Expansión adiabática, isentrópica. Se realiza en la cámara de combustión

4-1 Cesión de calor isobárica. Se realiza en la atmósfera (para el caso)

Figura 10. Ciclo Brayton ideal



Fuente: CASTAÑEDA CASTILLO, Winston Esnyder. DETERMINACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA DE LA CONVERSIÓN ENERGÉTICA A CICLO BRAYTON CON RECUPERACIÓN DE CALOR, DE LA EMPRESA RIBAUDO S.A.A., PARA REDUCIR COSTOS DE ENERGÍA ELÉCTRICA”. Trabajo de grado. Trujillo - Perú: Universidad César Vallejo, 2015.

Sin embargo, es un error asegurar que la compresión es isoentrópica ya que varía con el aumento de presión, a su vez, la pérdida de calor en el ambiente es inevitable. Lo mismo sucede para la expansión en la turbina. Finalmente, esto se traduce en disminución de la eficiencia y se conoce como ciclo Brayton real.

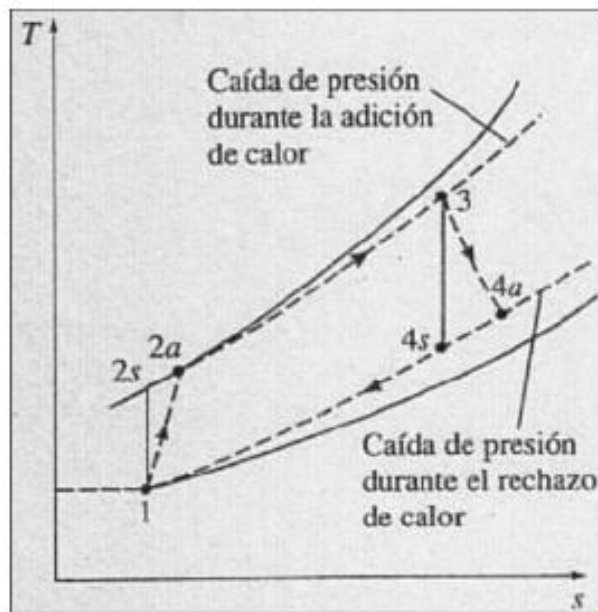
1-2 Compresión irreversible isoentálpica. La realiza el compresor

2-3 Adición de calor isobárica. La realiza la cámara de combustión

3-4 Expansión isoentálpica. Se realiza en la cámara de combustión

4-1 Cesión de calor isobárica. Se realiza en la atmósfera (para el caso)

Figura 11. Desviación normal de una turbina de gas. Ciclo real



Fuente: CENGEL. THERMODYNAMICS: AN ENGINEERING APPROACH. [s.l.]: Mc Graw Hill Education (Uk), 2019. ISBN 9789813157873.

4. ANÁLISIS DEL CICLO TERMODINÁMICO

Las turbinas a reacción operan en un ciclo Brayton abierto, algunas con regeneración, otras sin regeneración. Para el caso particular, la turbina diseñada está basada en la primera opción y según las condiciones de Bucaramanga:

$T_1=23^\circ\text{C}$ Temperatura media en la ciudad

$P_1=0,906592$ Presión atmosférica en la ciudad

Con el fin de determinar los estados, se realiza el planteamiento (ver Anexo 1) a partir de los datos conocidos y a su vez, se asume una eficiencia en el compresor y en la turbina, de 70% y 80% respectivamente.

$\eta_{\text{compresor}} = 70\%$

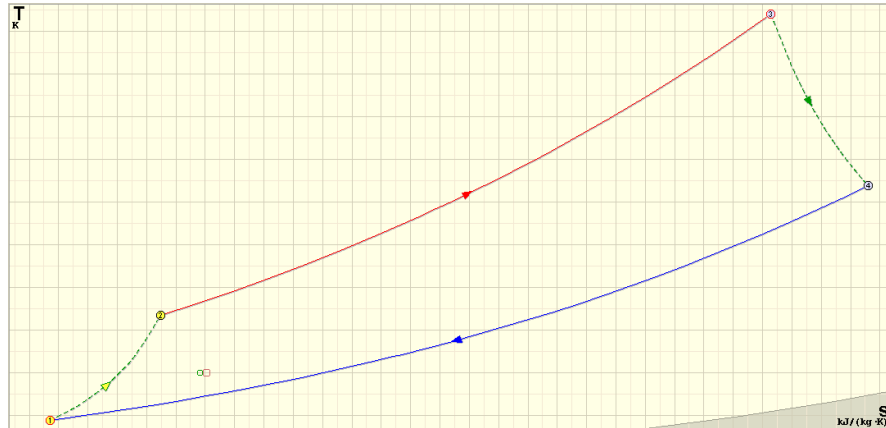
$\eta_{\text{turbina}} = 80\%$

Según los objetivos, la turbina a reacción alcanzará en su punto máximo una temperatura de:

$T_3=600^\circ\text{C}$.

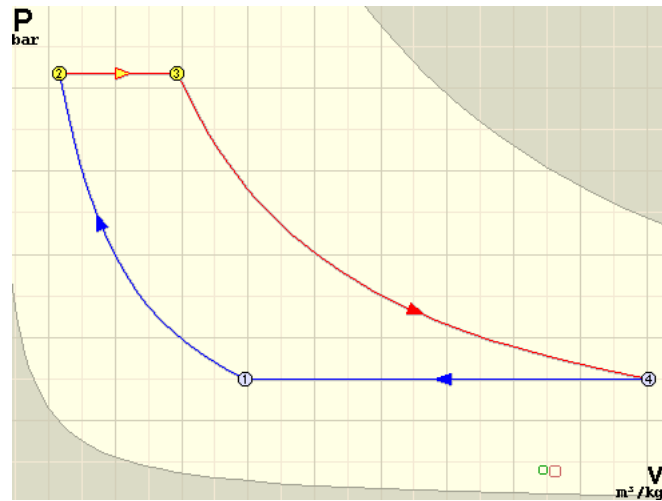
El punto de máxima temperatura se encuentra a la salida de la cámara de combustión justo antes de entrar a la Turbina.

Figura 12. Ciclo Brayton diagrama T-S



Fuente: Autores.

Figura 13. Ciclo Brayton diagrama P-v



Fuente: Autores.

El análisis se hace generando una tabla con valores iterativos de la eficiencia térmica (ver Tabla 1) y el trabajo neto (ver Tabla 2), dejando como variable independiente la relación de presión con el fin de establecer el punto óptimo de operación que se obtiene gráfica y analíticamente.

Tabla 1. *Eficiencia térmica vs relación de presión.*

Parametric Table: Eficiencia								
No.	rp	nterm	No.	rp	nterm	No.	rp	nterm
Run 1	1,0000	0,0000016	Run 35	2,0303	0,0482733	Run 69	3,0606	0,0349550
Run 2	1,0303	0,0033301	Run 36	2,0606	0,0484587	Run 70	3,0909	0,0340684
Run 3	1,0606	0,0064697	Run 37	2,0909	0,0486001	Run 71	3,1212	0,0331584
Run 4	1,0909	0,0094307	Run 38	2,1212	0,0486985	Run 72	3,1515	0,0322250
Run 5	1,1212	0,0122239	Run 39	2,1515	0,0487553	Run 73	3,1818	0,0312686
Run 6	1,1515	0,0148594	Run 40	2,1818	0,0487714	Run 74	3,2121	0,0302894
Run 7	1,1818	0,0173461	Run 41	2,2121	0,0487479	Run 75	3,2424	0,0292875
Run 8	1,2121	0,0196924	Run 42	2,2424	0,0486857	Run 76	3,2727	0,0282633
Run 9	1,2424	0,0219059	Run 43	2,2727	0,0485857	Run 77	3,3030	0,0272169
Run 10	1,2727	0,0239937	Run 44	2,3030	0,0484489	Run 78	3,3333	0,0261485
Run 11	1,3030	0,0259622	Run 45	2,3333	0,0482761	Run 79	3,3636	0,0250583
Run 12	1,3333	0,0278174	Run 46	2,3636	0,0480680	Run 80	3,3939	0,0239464
Run 13	1,3636	0,0295648	Run 47	2,3939	0,0478255	Run 81	3,4242	0,0228130
Run 14	1,3939	0,0312096	Run 48	2,4242	0,0475493	Run 82	3,4545	0,0216583
Run 15	1,4242	0,0327565	Run 49	2,4545	0,0472400	Run 83	3,4848	0,0204824
Run 16	1,4545	0,0342100	Run 50	2,4848	0,0468983	Run 84	3,5152	0,0192854
Run 17	1,4848	0,0355742	Run 51	2,5152	0,0465249	Run 85	3,5455	0,0180676

Run 18	1,5152	0,0368529	Run 52	2,5455	0,0461204	Run 86	3,5758	0,0168289
Run 19	1,5455	0,0380498	Run 53	2,5758	0,0456853	Run 87	3,6061	0,0155696
Run 20	1,5758	0,0391682	Run 54	2,6061	0,0452202	Run 88	3,6364	0,0142897
Run 21	1,6061	0,0402112	Run 55	2,6364	0,0447257	Run 89	3,6667	0,0129894
Run 22	1,6364	0,0411818	Run 56	2,6667	0,0442021	Run 90	3,6970	0,0116687
Run 23	1,6667	0,0420828	Run 57	2,6970	0,0436501	Run 91	3,7273	0,0103278
Run 24	1,6970	0,0429167	Run 58	2,7273	0,0430701	Run 92	3,7576	0,0089667
Run 25	1,7273	0,0436861	Run 59	2,7576	0,0424625	Run 93	3,7879	0,0075855
Run 26	1,7576	0,0443931	Run 60	2,7879	0,0418278	Run 94	3,8182	0,0061843
Run 27	1,7879	0,0450400	Run 61	2,8182	0,0411663	Run 95	3,8485	0,0047631
Run 28	1,8182	0,0456288	Run 62	2,8485	0,0404785	Run 96	3,8788	0,0033221
Run 29	1,8485	0,0461614	Run 63	2,8788	0,0397647	Run 97	3,9091	0,0018613
Run 30	1,8788	0,0466397	Run 64	2,9091	0,0390252	Run 98	3,9394	0,0003807
Run 31	1,9091	0,0470654	Run 65	2,9394	0,0382605	Run 99	3,9697	0,0000000
Run 32	1,9394	0,0474401	Run 66	2,9697	0,0374708	Run 100	4,0000	0,0000000
Run 33	1,9697	0,0477654	Run 67	3,0000	0,0366564			
Run 34	2,0000	0,0480427	Run 68	3,0303	0,0358177			

Fuente: Autores.

Tabla 2. Trabajo neto vs relación de presión

Parametric Table: Trabajo						
No.	rp	Wneto		No.	rp	Wneto
Run 1	1,0000	0,0007114		Run 26	5,5918	112,6
Run 2	1,1837	19,02		Run 27	5,7755	113,1
Run 3	1,3673	33,87		Run 28	5,9592	113,4
Run 4	1,5510	45,79		Run 29	6,1429	113,7
Run 5	1,7347	55,56		Run 30	6,3265	114
Run 6	1,9184	63,68		Run 31	6,5102	114,1
Run 7	2,1020	70,53		Run 32	6,6939	114,3
Run 8	2,2857	76,37		Run 33	6,8776	114,3
Run 9	2,4694	81,37		Run 34	7,0612	114,4
Run 10	2,6531	85,7		Run 35	7,2449	114,4
Run 11	2,8367	89,46		Run 36	7,4286	114,3
Run 12	3,0204	92,74		Run 37	7,6122	114,3
Run 13	3,2041	95,62		Run 38	7,7959	114,2

Run 14	3,3878	98,14
Run 15	3,5714	100,4
Run 16	3,7551	102,3
Run 17	3,9388	104,1
Run 18	4,1224	105,6
Run 19	4,3061	106,9
Run 20	4,4898	108,1
Run 21	4,6735	109,1
Run 22	4,8571	110,1
Run 23	5,0408	110,8
Run 24	5,2245	111,5
Run 25	5,4082	112,1

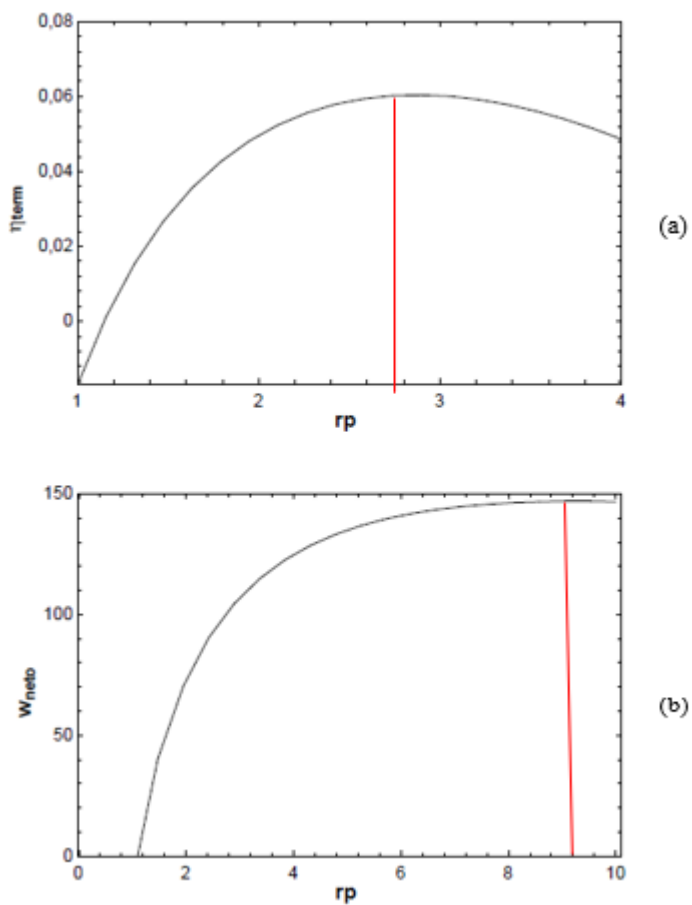
Run 39	7,9796	114
Run 40	8,1633	113,9
Run 41	8,3469	113,7
Run 42	8,5306	113,5
Run 43	8,7143	113,2
Run 44	8,8980	113
Run 45	9,0816	112,7
Run 46	9,2653	112,4
Run 47	9,4490	112,1
Run 48	9,6327	111,8
Run 49	9,8163	111,4
Run 50	10,0000	111,1

Fuente: Autores.

La finalidad de establecer el punto de máximo de la curva es el de garantizar la operación en los parámetros establecidos, es por ello, que el resultado final debe ser el trabajo neto producido con la menor pérdida de eficiencia posible. La gráfica de eficiencia térmica vs relación de presión (ver Figura 14.a) arroja un punto óptimo de operación en $r_p=2.869$ y

la gráfica de trabajo neto vs relación de presión (ver Figura 14.b) arroja una relación óptima de operación en $r_p=9.271$.

Figura 14. (a) Eficiencia térmica vs relación de presión. (b) Trabajo neto vs relación de presión



Fuente: Autores.

5. COMPRESOR

A partir de la definición ubicada en el apartado anterior, el turbocompresor a diseñar es de tipo radial y en este caso utilizan las ecuaciones propuestas en el libro Turbomáquinas Térmicas de Claudio Mataix ^[1] con el fin de calcular las dimensiones geométricas de este para posterior modelado.

El diseño del Compresor toma como referencia de partida los datos obtenidos en el ciclo Brayton. Debido a que se diseñó el prototipo con fines didácticos, se debe hacer de un solo escalonamiento con el fin de bajar costos de fabricación, con el que sea factible alcanzar la relación de compresión y el flujo másico necesario a la entrada del compresor y además de especificar el número de revoluciones.

- Temperatura de entrada 23 °C y 0,906592 bar de presión lo cual corresponde a las condiciones promedio en la ciudad de Bucaramanga.
- Presión de salida 2,601 bar del turbocompresor
- Flujo masico de $0,1507 \frac{kg}{s}$
- Numero de revoluciones 160000 rpm

Una forma fácil de encontrar la geometría optima de la máquina para conseguir un rendimiento excelente bajo las características de servicio exigidas es el coeficiente llamado número específico de revoluciones.

$$\sigma = 2,108 * \frac{n}{60} * Qe^{\frac{1}{2}} * \Delta Ys$$

Donde:

σ = Número específico de revoluciones

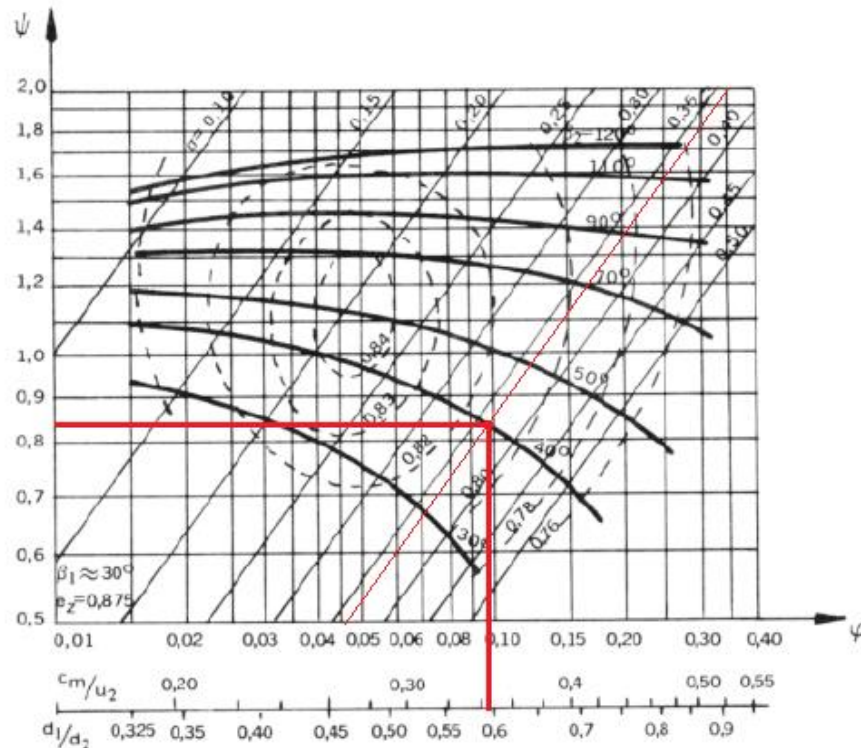
n= Número de revoluciones rpm

Qe =Caudal de aire $\frac{m^3}{s}$

$$\Delta Y_s = \text{Salto entálpico isoentrópico del fluido en la maquina } (h_2 - h_1) \frac{kJ}{kg}$$

Con el valor encontrado se ingresa al diagrama de Eckert fig., que permite la selección de las principales dimensiones, buscando el punto de mayor rendimiento, este grafico está construido para ángulos de entrada al rodete de $\beta_1=30^\circ$ por lo tanto al utilizar el grafico queda definido este parámetro, los datos obtenidos en el gráfico se pueden ver en la Tabla 3.

Figura 15. Diagrama de Eckert para la estimación de las principales dimensiones del TC radial.



Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

Tabla 3. *Parámetros obtenidos diagrama de Eckert*

Coeficiente de presión	ψ	0,84
Coeficiente de caudal	φ	0,09
Ángulo de salida	β_2	40°
Relación de diámetros	d_1/d_2	0,59

Fuente: Autores.

Con la definición de coeficiente de presión ψ , se calcula la velocidad periférica a la salida del rodete despejando la ecuación:

$$\psi = \frac{\Delta Y_s}{u_2^2/2} \rightarrow u_2 = \sqrt{\frac{2 * \Delta Y_s}{\psi}}$$

Velocidad que para el régimen de giro seleccionado puede ser alcanzada por medio de un rodete de diámetro d_2 :

$$d_2 = \frac{2 * u_2}{\pi * n}$$

La relación de diámetros d_1/d_2 anteriormente obtenida del diagrama de Eckert permite encontrar el valor del diámetro interior del rodete d_1 :

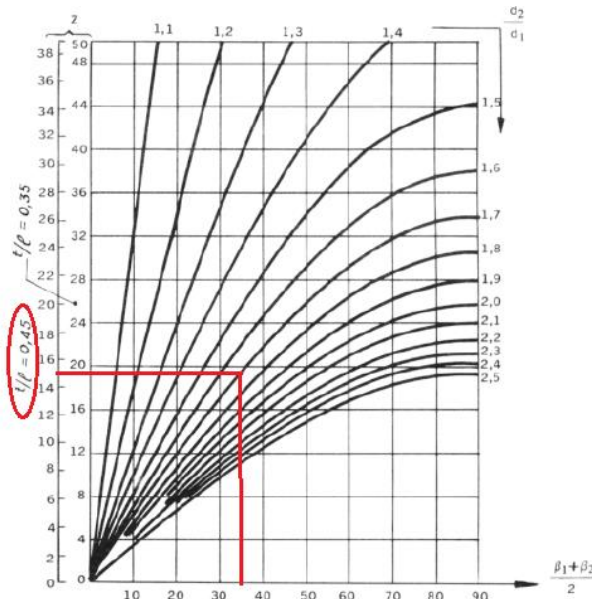
$$d_1 = d_2 * \frac{d_1}{d_2}$$

El número de alabes del rodete está intrínsecamente relacionado con el rendimiento del TC debido a que al aumentar el número de alabes se disminuyen las pérdidas por deslizamiento debido a que el fluido va mejor guiado a causa de mayor área de contacto, pero simultáneamente aumentan las pérdidas por rozamiento de superficie. El número óptimo de alabes será el que minimice la suma de ambas pérdidas.

Teniendo en cuenta una estimación inicial realizada por Claudio Mataix basada en un sinnúmero de diseños realizados satisfactoriamente podemos hacer una estimación inicial:

$$z = \frac{\beta_2}{2}$$

Figura 16. Número de alabes Z de TC radial en función del ángulo medio de los alabes.



Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

La Figura 16 representa el número óptimo alabes de un compresor radial en función del ángulo medio $\frac{\beta_1+\beta_2}{2}$ y de la relación de diámetros $\frac{d_2}{d_1}$, para poder leer el z correcto en la parte izquierda del grafico debemos calcular la relación $\frac{l}{t} = 2,38 * \psi$

5.1 TRIANGULO DE VELOCIDADES

La velocidad tangencial del rodete a la entrada u_1 se calcula a partir de la relación de diámetros y la velocidad periférica del rodete a la salida.

$$u_1 = u_2 * \frac{d_1}{d_2}$$

El ángulo α_1 suele ser de $\alpha_1 = 90^\circ$ en las turbomáquinas de gas, debido a que el diseño se hace bajo un flujo entrante sin rotación respecto al eje de la máquina, por lo tanto, la componente tangencial c_{1u} es nula.

De este modo, teniendo definidos los ángulos β_1 , α_1 y el vector u_1 se hace realizable el cálculo de las velocidades c_1 y w_1

$$c_1 = c_{1m} = u_1 * \operatorname{tg}(\beta_1)$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2}$$

Es importante verificar que la velocidad relativa entre el fluido y el rodete w_1 sea menor que la velocidad del sonido a la entrada a_1 debido a que:

$$Ma = \frac{w_1}{a_1}$$

Durante un proceso de compresión, el incremento de presión se propaga en forma de onda elástica al resto del gas; al igual que la concentración de masa, que hace cambiar la estructura física del fluido, por concentrar en un mismo espacio una mayor cantidad de masa. Por lo tanto, la velocidad del fluido con respecto a un marco de referencia fijo define a la velocidad del sonido.

La relación entre la velocidad del flujo y la velocidad del sonido en el medio es el Número de Mach M , y caracteriza a la propiedad elástica del fluido (densidad): incompresible $M=0$; subsónico $M < 1$; transónico $M = 1$; supersónico $1 < M < 5$; hipersónico, $M > 5$

5.2 TRIANGULO DE VELOCIDADES A LA SALIDA

En el trazado del triángulo de velocidades de salida del rodete, es importante tener presente el impacto del factor de deslizamiento e_z . Si la teoría de flujo unidimensional se cumpliera, la corriente debería separarse del rodete con el ángulo de los alabes β_2 , que lograría un número infinito de alabes que guiarían el fluido perfectamente.

Ahora bien, la práctica indica que la velocidad relativa efectiva w_2 abandona el rodete con un ángulo $\beta'_2 < \beta_2$ causado por el torbellino relativo entre los alabes. El factor e_z determina el retraso de la corriente.

Eckert desarrolló una fórmula que concuerda con los experimentos para la estimación del factor e_z .

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi * \sin(\beta_2)}{2 * z(1 - \frac{d_1}{d_2})}}$$

Para calcular el triángulo de velocidades, se parte de la velocidad periférica u_2 y la velocidad meridional c_{1m} como lo indican las buenas prácticas de diseño.

$$c_{1m} = c_{2m}$$

Con número infinito de alabes.

$$c_{2m\infty} = u_2 - c_{2m} * \operatorname{ctg}(\beta_2)$$

Con número finito de alabes.

$$c_{2u} = e_z * c_{2m\infty}$$
$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2m}^2}$$

Por último, se calcula el vector w_2 .

$$w_{2\infty} = c_{2m}$$

$$w_{2u} = u_2 - c_{2m}$$

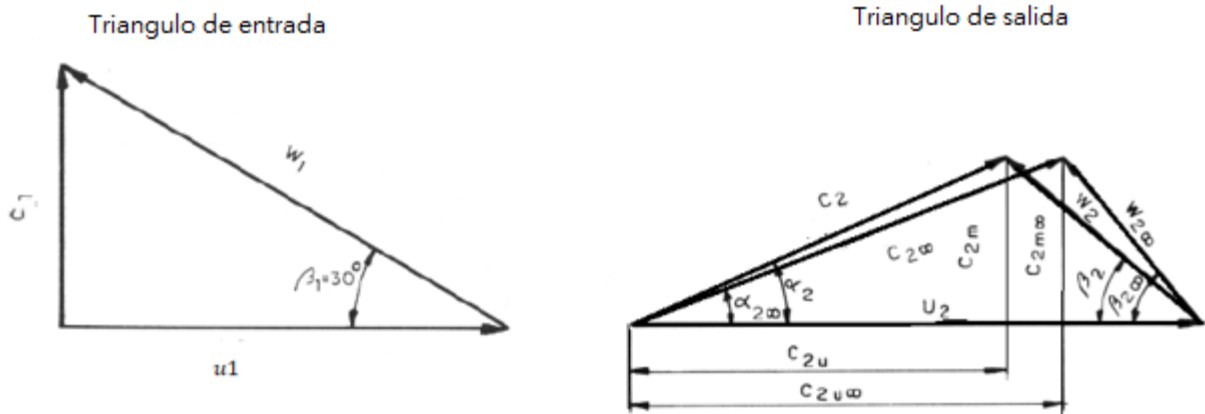
$$w_2 = \sqrt{w_{2u}^2 + w_{2\infty}^2}$$

Por último, se calcula los ángulos β_2 y α_2

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{w_{2\infty}}{w_{2u}}\right)$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2m}}{c_{2u}}\right)$$

Figura 17. Triángulo de velocidades



Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

5.3 TRABAJO INTERNO Y RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

En base a los triángulos de velocidades, se determina el trabajo periférico Y_u que aplica el rodete al gas. Según la ecuación general de Euler para turbomáquinas de gas de un escalonamiento.

$$Y_u = u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u}$$

Las pérdidas en la tobera o pérdidas de energía cinética, será:

$$y_1 = Y_i - Y_s$$

También es importante tener en cuenta las pérdidas generadas a la entrada de los alabes, en el rodete y en el difusor.

Perdidas en la entrada de los alabes:

$$y_{a.1} = \zeta_1 * c_1^2$$

Perdidas en el rodete

$$y_{1.2} = \zeta_2 * \frac{w_1^2}{2}$$

Perdidas en el difusor

$$y_{2.3} = \zeta_3 * \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}$$

Por otro lado, el rendimiento volumétrico del turbocompresor η_h se halla encontrando la relación entre el salto entálpico adiabático isoentrópico Y_s y el salto periférico adicionado a las pérdidas Y_i que recibirá el fluido.

$$\eta_h = \frac{Y_s}{Y_i}$$

5.4 ALTURA DE ENTRADA Y SALIDA DE LOS ALABES B1 Y B2

Para determinar la altura a la entrada y salida de los alabes, es importante hacerlo a partir de la ecuación de continuidad, utilizando el caudal volumétrico, volumen específico en cada uno de los puntos.

$$b1 = \frac{\frac{Q * v_1}{\eta_v}}{\pi * d1 * c_{1m}}$$

$$b2 = \frac{\frac{Q * v_2}{\eta_v}}{\pi * d2 * c_{2m}}$$

El proyecto inicialmente consistía en la concepción de un compresor centrífugo basado en la teoría de diseño propuesta por Claudio Mataix², con la finalidad de estimar las dimensiones geométricas correspondientes. Se había planeado la construcción de un TC centrífugo cerrado con palas curvadas hacia atrás, pero en aras de minimizar los costos de producción, se optó por la selección de un compresor de turbo cargador Borg Warner que es una marca ampliamente reconocida en el mercado.

La determinación del turbo compresor se inició con la identificación de los estados del ciclo Brayton con la intención de encontrar la relación de compresión más baja y apropiada para el ciclo en cuestión. Debido a que se trataba de un diseño de un prototipo didáctico, se buscó un solo escalonamiento para simplificar y reducir los costos de fabricación, con la finalidad de lograr la relación de compresión y el flujo másico requeridos en la entrada del compresor y especificar el número de revoluciones.

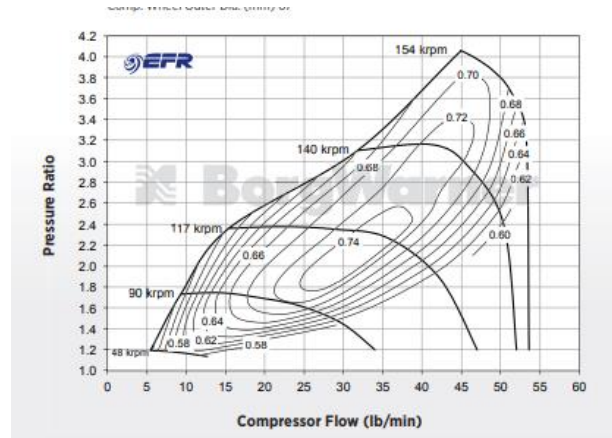
En esta sección se tendrá en cuenta las recomendaciones del catálogo de turbocompresores de Borg Warner, donde se indica que uno de los parámetros importantes para la selección es el caudal másico, presión de descarga, rpm máximos.

El compresor empleado en el proyecto se basó en una configuración radial del modelo EFR 6758-A. Se presenta en la Figura 18 la curva de rendimiento del compresor utilizado.

² MATAIX, Claudio. Turbomáquinas térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

Se asume que el compresor es de dimensiones equivalentes, con una relación de compresión de 2.6 y una eficiencia del 62%.

Figura 18. Mapa curvas de compresor centrifugo EFR 6758-A

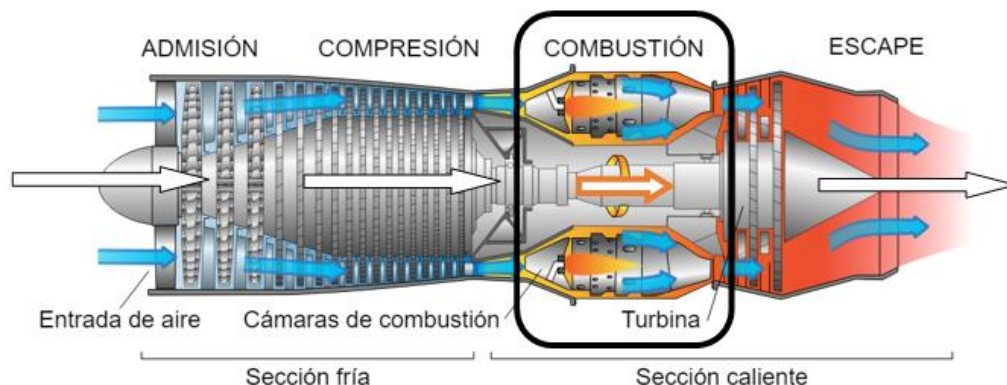


Fuente: BORGWARNER. Turbochargers catalog. En: Borg Warner. 2018.

Durante la selección del compresor centrífugo, se consideraron varios aspectos cruciales, incluyendo la capacidad de flujo, que debe ser al menos igual a la demanda del sistema, que en este caso es aproximadamente 20 lb/s. Además, se observó que al trazar esto en el mapa del compresor EFR 6758-A demuestra el punto operativo está ubicado a la izquierda, esto proporciona una buena representación de la línea operativa en ese nivel de impulso, que se adapta bien a este mapa a una velocidad de operación 120000 rpm, la presión de sobrealimentación será menor y la relación de presión será menor para evitar que en el compresor se carguen excesivamente los alabes.

6. CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Figura 19. Ubicación de una cámara de combustión



Fuente: MÁQUINAS TÉRMICAS. Motores de gasolinas y reacción | | Jet engine, Gas turbine, Turbine engine [Anónimo]. Pinterest [página web]. Disponible en Internet: <https://co.pinterest.com/pin/43206477661584438>

DESCRIPCIÓN

³La cámara de combustión (CC) es la zona donde se reúnen los gases provenientes del compresor (aire) y el combustible externo, generando una explosión (combustión). El calor liberado eleva la temperatura de los gases, cuya expansión volumétrica es aprovechada en las siguientes etapas para extraer el trabajo mecánico.

La combustión tiene lugar dentro de un tubo de llama, donde se inyecta directamente combustible. Los combustibles se seleccionan de acuerdo con la necesidad, dimensiones de la cámara y oferta del mercado y, a partir de allí se generan los cálculos necesarios para el diseño de las cámaras.

³ LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3ª ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

Las cámaras de combustión se distinguen en tres partes o zonas:

En la zona primaria de combustión, se pueden alcanzar temperaturas de hasta los 1900°C. Generalmente en esta zona se genera recirculación de flujo para lograr una mezcla estequiométrica o muy cercana.

De allí pasamos a la segunda zona, donde una masa de aire ingresa generando un exceso de aire para realizar una combustión completa; sin embargo, las altas temperaturas allí generadas hacen inviable la construcción debido a los materiales por lo que llegamos a la tercera zona donde se permite además el ingreso de aire externo y de esta manera disminuir la temperatura. Es por ello por lo que se concluye que las cámaras de combustión funcionan con gran exceso de aire.

6.1.1 Requerimientos de una CC. Los requerimientos básicos de la cámara de combustión para la turbina de gas son: alta eficiencia de la combustión, arranque suave y confiabilidad, amplios límites de estabilidad de llama, baja pérdida de presión, distribuidor de temperatura a la salida (para aumentar la vida de los álabes de la turbina y las guías de la tobera), baja emisión de humo, libre de pulsaciones de presión, tamaño y forma compatible con la carcasa del motor, diseño para mínimo costo y fácil fabricación, mantenible, durable y, la capacidad multicomcombustible.

Con el fin de evitar niveles perjudiciales para la salud, se realiza la medición de Hidrocarbonos, que, al ser en mínima cantidad, están representados en partes por millón (ppm). A su vez, el resultado arrojado es fiel reflejo de la eficiencia de la combustión y es por ello, que se debe evitar sea baja.

- HCx alto = Exceso de combustible y/o falta de oxígeno en la mezcla
- HCx bajo = Poco combustible y/o exceso de oxígeno
- HCx alto = Si el CO también da un valor alto, se considera como mezcla rica. Mala combustión de mezcla pobre. Escape o aceite contaminado en motores de combustión.

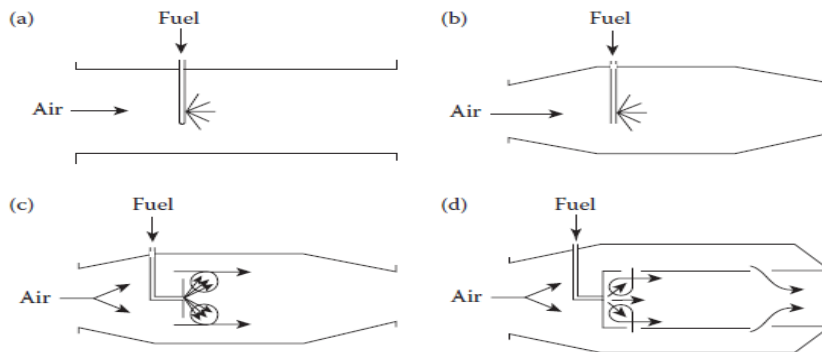
- Normal = entre 100 y 400ppm

6.1.2 ¿Cómo funcionan? El aire comprimido ingresa a la cámara de combustión (CC) donde es mezclado con combustible inyectado y este provoca una reacción denominada combustión, cuyo arranque inicial se hace en presencia de una chispa. En la Figura 20.a. se observa el diseño básico y general de una cámara de combustión de paredes rectas, sin embargo, en este las pérdidas de presión son excesivas.

La pérdida de presión fundamental es proporcional al cuadrado de la velocidad del aire y puede ascender a casi un tercio de la velocidad lograda en el compresor; para ello, se utiliza un difusor para bajar la velocidad del aire realizando una expansión por un factor de 5 como se observa en la Figura 20. b.

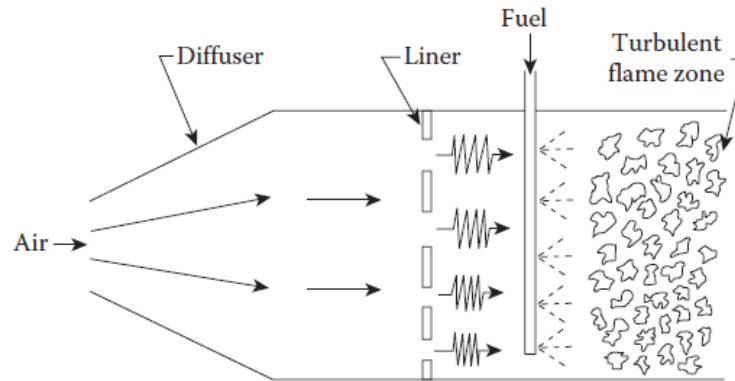
Ahora, teniendo instalado el difusor, se debe lograr una zona de velocidad lenta de aire instalando unos deflectores que logren la estabilización de llama como se observa en la Figura 20. c. El problema que ahora sucede es la caída de temperatura alcanzada con la combustión. Esta situación se puede mejorar con la instalación de un recirculador de aire y un intercambiador de calor que aumente la temperatura de ingreso de la cámara de combustión y a su vez, reduzca porcentualmente la temperatura de los gases de salida.

Figura 20. (a) recta (b) con expansión (c) con deflectores (d) con recirculador.



Fuente: LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

Figura 21. Modelo de velocidad de combustión para eficiencia de combustión.



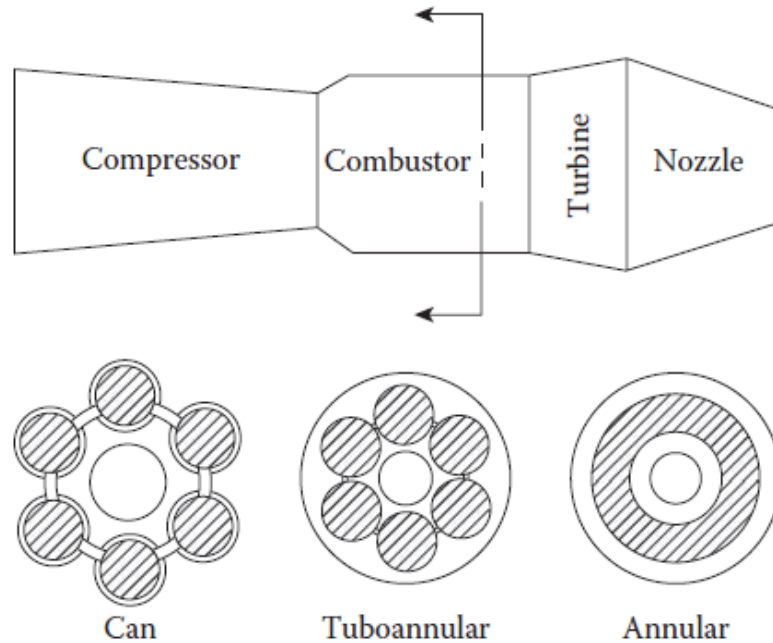
Fuente: LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

TIPOS DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN

⁴A lo largo de la historia, se han desarrollado dos tipos de cámaras de combustión según configuración geométrica de acuerdo con la necesidad y el espacio disponible, estos son el tubular o Can y el anular. Con el fin de no segmentar en extremos opuestos nace una tercera idea que reúne los dos en una llamada Can-anular o tubo-anular. Los ejemplos se ven representados en la Figura 22.

⁴ LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

Figura 22. Tipos de cámara de combustión.



Fuente: LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

6.1.3 Cámara de combustión tubular o CAN. También denominada cámara de combustión tubular; en este tipo, el aire procedente del compresor se divide en una serie de corrientes separados, cada una de las cuales alimenta un liner con un inyector en cubiertas independientes dispuestas alrededor del eje de la turbina. Fue utilizado en el diseño de las primeras cámaras de combustión, sin embargo, aunque la confiabilidad de operación es mayor, se determinó que la pérdida de carga aumentaba considerablemente, además del aumento del aire requerido para mantener el régimen de operación.

6.1.4 Cámara de combustión anular. Existe un único tubo de llama y una única carcasa en este tipo, dispuesta concéntricamente al eje de la turbina. Varios inyectores se instalan a lo largo de la circunferencia de la cámara para suministrar el combustible necesario y se utiliza de una chispa de ignición generalmente producida por una bujía. Dado su diseño, este tipo de cámaras de combustión generan una mezcla más homogénea que los demás tipos, pues aprovecha al máximo el aire y las pérdidas de presión son menores. A su vez, por la simplicidad de su diseño y construcción, presentan bajo costo de producción. Como contraparte se tiene la dificultad de controlar la temperatura de salida del aire.

6.1.5 Cámara de combustión CAN-anular o tubo anular. Las cámaras de combustión CAN-anular, tal como su nombre lo indica, es la combinación de los dos tipos anteriores. La finalidad es aprovechar el control con respecto a la relación de aire/combustible y a su vez los factores que esto implica, como lo son temperatura de salida, empuje, aumentando la homogeneidad de mezcla y disminuyendo el tamaño que se presenta inicialmente en el tipo can. La idea final es la de aprovechar los beneficios de los dos tipos. Sin embargo, tiene un inconveniente. La dificultad de producción hace que los costos sean elevados ya que se deben fabricar por separado y posteriormente realizar el ensamblaje.

FUNDAMENTOS DE LA COMBUSTIÓN

⁵La combustión abarca una amplia serie de procesos y fenómenos presentes en el tiempo. Se describe como la reacción exotérmica de un combustible que para las turbinas de gas puede ser líquido o gas; en presencia de un oxidante, que, para este caso, siempre es el aire.

⁵ LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

La combustión no siempre genera llama o luminiscencia y se distinguen dos regímenes importantes, que son, la deflagración y la detonación.

6.1.6 Deflagración. La deflagración se caracteriza por la presencia de una llama que se propaga a través de la mezcla no quemada y además es un proceso demasiado rápido que requiere menos de 1ms para completarse al 80%.

6.1.7 Detonación Es una onda de choque que se sustenta en una zona de reacción química. Estas ondas alcanzan una velocidad de 1 a 4 Km/h y no se encuentra presente en las cámaras de combustión convencionales sino, en aquellas que tienen inyección de oxígeno.

6.1.8 Tipos de combustible. En los sistemas de combustión prácticos, el rendimiento de la ignición se ve afectado por las propiedades del combustible, principalmente de la concentración de gases en la zona primaria de la cámara de combustión y los alrededores de la bujía. Las tasas de evaporación se rigen por dos factores principales: La volatilidad y el área total de pulverización de combustible.

Para las turbinas de gas el combustible puede ser líquido o gaseoso y la idea principal es la de extraer el poder calorífico dadas unas condiciones de aire. Para ello es necesario realizar la evaluación de posibilidades de ignición, arranque y obtención de ralentí, para luego, a partir de la variación del flujo obtener empuje en el caso de las turbinas de propulsión.

6.1.9 Selección de combustible. Para el caso particular, se escogen como combustibles principales el Butano y el Propano.

6.1.9.1 Cálculo de combustible. El fin principal es el de conocer el flujo másico de combustible que deberá ingresar a la cámara de combustión calculado así:

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \frac{Q_{\text{in}}}{\text{PCI}}$$

Donde:

m_{fuel} : flujo másico de combustible

Q_{in} : calor requerido de entrada (dado por el análisis del ciclo)

PCI: Poder calorífico inferior

Tabla 4. *Poder calorífico superior e inferior de combustibles.*

Butano C4H10		Propano C3H8	
PCI (KJ/Kg)	PCS (KJ/Kg)	PCI (KJ/Kg)	PCS (KJ/Kg)
45,764592	49,651528	46,367088	50,425568

Fuente: Autores.

Por lo anterior, se obtiene que:

$$\dot{m}_{\text{fuel, butano}} = 0,001508 \text{ [kg/s]}$$

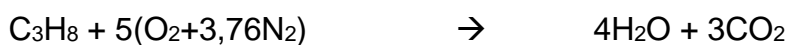
$$\dot{m}_{\text{fuel, propano}} = 0,001488 \text{ [kg/s]}$$

6.1.9.2 Exceso de aire. Se debe realizar el análisis estequiométrico para calcular la relación de aire combustible y calcular el flujo real de combustible a partir del criterio de diseño.

Para el Butano:



Para el Propano:



Con lo anterior, se calcula la relación de aire combustible, teniendo en cuenta que:

$$AC = \frac{(N \cdot M)_{air}}{(N \cdot M)_C + (N \cdot M)_H}$$

Se calcula el flujo másico estequiométrico o real así:

$$\dot{m}_{air,steq} = \dot{m}_{fuel} \cdot AC$$

Dando como resultado:

$$\dot{m}_{air,steq,but} = 0,02315 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{air,steq,prop} = 0,02317 \text{ [kg/s]}$$

Con estos valores, se calcula el exceso de aire (λ) para el régimen de operación de la turbina

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air,steq}}$$

Y se obtiene que:

$$\lambda_{propano} = 6,504$$

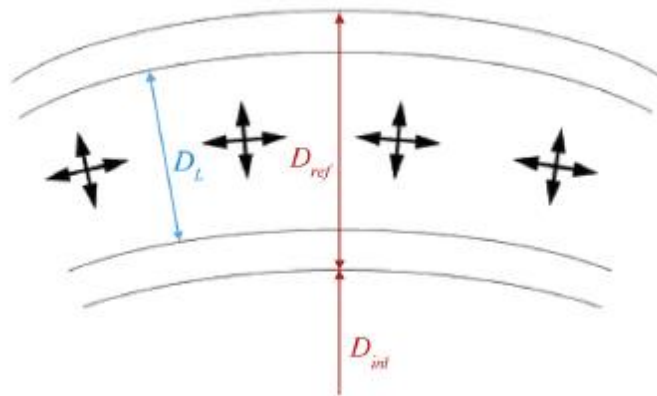
$$\lambda_{butano} = 6,509$$

El flujo másico es similar para los dos combustibles, a pesar de tener una diferencia el poder calorífico. Para efectos del diseño, se seleccionó el Butano como combustible principal por presentación comercial en envases de menor tamaño.

DISEÑO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

6.1.10 Dimensionamiento. Se realiza escogiendo los criterios mínimos de diseño. Para ello se realizan cálculos aerodinámicos y químicos determinados a partir del dimensionamiento mínimo para los perfiles de aire requeridos y la eficiencia que debe ser muy cerca al 100%, respectivamente.

Figura 23. Distribución de diseño de cámara de combustión.



Fuente: MARK, C. Priyant y SELWYN, A. Design, and analysis of annular combustion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft. En: Propulsion and Power Research [en línea]. Junio, 2016. vol. 5, no. 2 [consultado el 20, junio, 2023], p. 97-107. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.jprr.2016.04.001>>. ISSN 2212-540X.

La configuración básica se obtiene a partir del establecimiento de un Área de referencia (A_{ref}), un Diámetro interno (D_{int}) asumido y una altura de referencia (D_{ref}) como se observa en la Figura 23.

$$D_{ext} = D_{in} + 2D_{ref}$$

$$A_{ref} = \pi * \left(\frac{(2D_{ref} + D_{in})^2}{4} \right) - \pi * \left(\frac{D_{in}^2}{4} \right) = A_{ref} = \pi * (D_{ref}^2 - D_{ref} * D_{in})$$

El procedimiento que realizar se basa en el cálculo de un área de referencia que se define como la máxima área transversal de la carcasa de la cámara, mediante el criterio aerodinámico y químico. Al obtener el valor mínimo requerido de diseño, se hace una linealización y se definen cálculos.

6.4.1.1 Criterio Aerodinámico. Los procesos aerodinámicos juegan un rol muy importante en el diseño y rendimiento en los sistemas de combustión de las turbinas. Muchos estudios realizados tuvieron lugar a partir de las ecuaciones propuestas por Melconian y Modak (1985) y Lefebvre (1983), que, a pesar de estar destinadas inicialmente para el ámbito industrial y máquinas de gran escala, fueron utilizadas por Kulshreshtha y Channiwala (2005) y Viser (2011).

El área de referencia está limitada por su dimensión, debido a que, a mayor área transversal de carcasa, las pérdidas de presión aumentan.

Dos parámetros dimensionales son muy importantes en el diseño aerodinámico. El primero es la caída de presión a través de la cámara de combustión con respecto a la presión de entrada del combuster (o presión de salida del estator) $\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2}$ y el segundo, la caída de presión a través de la cámara de combustión con respecto a la presión dinámica $\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}}$; también son llamados pérdida de presión total y factor de pérdida de presión, respectivamente. Los dos parámetros están relacionados mediante la ecuación:

$$\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2} = \frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} * \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_2 * T_2^{0,5}}{A_{ref} * P_2} \right)^2$$

Donde:

$R = 287 \left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$; constante de los gases; aire

$\dot{m}_2 = 0,1507 \text{ [Kg/s]}$; Flujo másico a la entrada del combustor

$T_2 = 444 \text{ [K]}$; Temperatura a la entrada del combustor

$P_2 = 260,1 \text{ [KPa]}$; Presión a la entrada del combustor

$$\frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_2 * T_2^{0,5}}{A_{ref} * P_2} \right)^2 = \text{Velocidad relativa del combustor}$$

Debido a que $\frac{\dot{m}_2 * T_2^{0,5}}{P_2}$ es obtenido a partir del diseño del compresor, el único valor que se debe calcular es A_{ref} .

La ecuación presenta un dilema, ya que para bajo consumo de combustible la pérdida total de presión es muy baja y el cambio en un punto en el porcentaje de pérdida de presión de aire puede aumentar o disminuir la mitad del porcentaje de consumo de combustible. Sin embargo, para cámaras de combustión pequeñas y con una adecuada distribución de mezcla, ambos términos de la ecuación deben ser altos.

Algunos valores típicos de pérdida de presión en frío están dados en la Tabla 5.

Tabla 5. Pérdida de presión en cámaras de combustión.

Pressure Losses in Combustion Chambers			
Type of Chamber	$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$	$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}$	$\frac{m_3 T_3^{0.5}}{A_{ref} P_3}$
Tubular	0.07	37	0.0036
Tuboannular	0.06	28	0.0039
Annular	0.06	20	0.0046

Fuente: ADAMOU, Adamos, et al. Design, simulation, and validation of additively manufactured high-temperature combustion chambers for micro gas turbines. En: Energy Conversion and Management [en línea]. Noviembre, 2021. vol. 248 [consultado el 20,

junio, 2023], p. 114805. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114805>>. ISSN 0196-8904.

La tercera columna muestra que para cámaras anulares la velocidad de referencia es más alta y esto puede afectar el valor del factor de pérdida. Sin embargo, la mayoría de las pérdidas están dadas en los orificios de entrada de aire en el tubo de llama los cuales contribuyen a la correcta mezcla.

De la Tabla 4 se obtiene que, $\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2} = 0,06$ y que $\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} = 20$

Con lo anterior, para el criterio dinámico:

$$A_{ref} = 0,00267 \text{ [m}^2\text{]}$$

6.4.1.2 Criterio Químico. Las cámaras de combustión requieren una llama estable sobre un amplio rango de condiciones de operación con niveles de eficiencia de la combustión muy cercanos al 100%. Las ineficiencias generadas se representan en desperdicio de combustible, pero también y principalmente porque se generan emisiones contaminantes como Hidrocarburos no quemados (HCx) y Monóxido de Carbono (CO). Para evitar la generación de humo blanco la eficiencia debe ser mayor que el 96% y el punto de operación no puede ser menor que el 90%.

Finalmente, la eficiencia de la combustión debe ser alta, pues con el ventilador (rotor) del motor, se pueden generar condiciones ambientales de presión y temperatura dentro de la cámara de combustión. La eficiencia de la combustión está dada así:

$$\eta = \frac{\text{calor gastado en la combustión}}{\text{calor disponible en el combustible}} = \frac{\rho * A_f * S_T * C_p * \Delta T}{q * \dot{m}_a * H}$$

Donde:

$$C_p * \Delta T = q * H$$

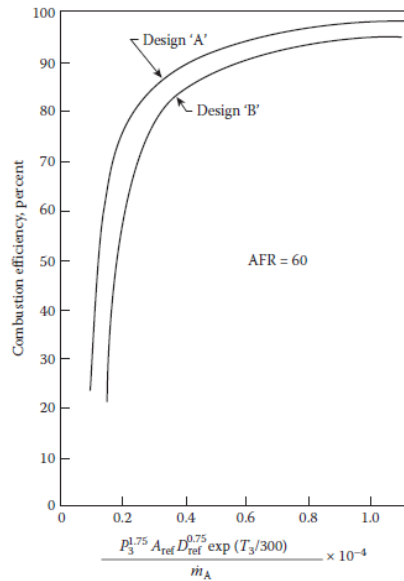
A_f ; Se asume como proporcional al área transversal de la carcasa A_{ref}

S_T ; Se describe en términos de la velocidad laminar de llama y turbulencia

Entonces:

$$\eta = \frac{P_2 * A_{ref} * (P_2 * D_{ref})^m * e^{\left(\frac{T_2}{b}\right)}}{m_a} * \left[\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right]^{0,5}$$

Figura 24. Curvas de dos diseños de combustión.



Fuente: LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

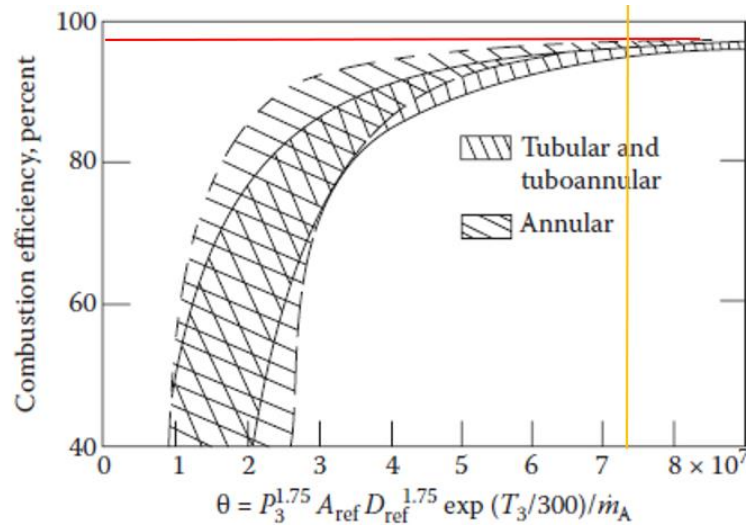
Lefebvre y Halls demostraron que para los datos de la eficiencia de la combustión obtenidos durante pruebas a baja presión de muchos tipos de cámaras de combustión pueden ser correlacionados por asignación en función de un parámetro theta (θ) conocido y definiendo $m=0,75$ y $b=300$.

$$\theta = \left(\frac{P_2^{1,75} * A_{ref} * D_{ref}^{0,75} * e^{\left(\frac{T_2}{300}\right)}}{m_a} \right)$$

$$\eta(\theta) = f \left(\frac{P_2^{1,75} * A_{ref} * D_{ref}^{0,75} * e^{\left(\frac{T_2}{300}\right)}}{m_a} \right)$$

Como se puede observar en la Figura 25 se escogen criterios de diseño en dos puntos A y B, y, se expresa que la máxima eficiencia se alcanza para tal theta (θ) donde los puntos sean iguales, es decir $\theta_A = \theta_B$

Figura 25. Cuadro de diseño de combustor.



Fuente: LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

Con base en la Figura 25y bajo la recomendación de Melconian & Modak (1985) ⁶ de asumir un $\theta = 7,33 \times 10^7$ calculamos:

$$A_{ref} = 0,003543 \text{ [m}^2\text{]}$$

Con base en la ecuación obtenemos:

$$D_{ref} = 0,02178 \text{ [m]}$$

Con base en la ecuación obtenemos:

$$D_{ext} = 0,07356 \text{ [m]}$$

⁶ SINAGRA, Gerónimo Eduardo. Diseño de turbina de gas para uso didáctico. Trabajo de grado. Mar del Plata: Universidad Nacional de Mar del Plata, 2016.

6.4.1.3 Linealización. Bajo lo obtenido y a partir de los datos del conjunto rotor-estator, se linealiza la carcasa con el fin de obtener un diámetro tal que sea superior al exterior del estator y además teniendo en cuenta que el tubo de llama externo va alineado con la cresta del estator para evitar pérdidas por turbulencias generadas al paso por la carcasa.

$$D_{ext} = 0,09 \text{ [m]}$$

$$D_{ref} = 0,03 \text{ [m]}$$

$$D_{in} = 0,03 \text{ [m]}$$

6.1.11 Estabilización de llama en cámaras de combustión. Uno de los primeros requerimientos del combustor de las turbinas de gas, es que debe mantenerse sobre un amplio rango de condiciones de operación especialmente en las aeronaves ya que muchas veces funcionan a bajas presiones y temperaturas y la relación aire-combustible debe mantenerse dentro de los límites permisibles de la relación hidrocarbonos-aire.

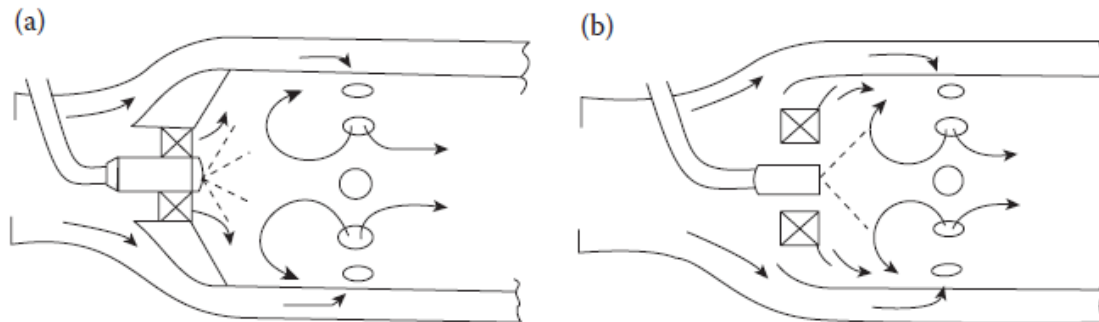
6.1.12 Mecanismos de estabilización de llama. Muchos estudios han sido propuestos por observación experimental para encontrar la extinción de llama, sin embargo, se pueden clasificar en dos grandes grupos.

Uno de ellos concibe una mezcla homogénea al observar la región de luz del cuerpo de llama y ocurre cuando el tiempo disponible para la reacción química es menor que el tiempo requerido para elevar el calor de la mezcla fresca hasta la temperatura de ignición. Los otros modelos centran la atención en la capa externa que rodea la región de luz. De acuerdo con Zukowski y Marble, la ignición de la mezcla fresca ocurre en la capa externa cuando se mezcla turbulentamente con los productos de combustión.

6.1.13 Influencia de la estabilización de llama en las cámaras de combustión. El diseñador tiene un mínimo control sobre la cantidad de mezcla fresca que hay dentro de la cámara. Usualmente, esta cantidad representa una mínima parte del flujo dentro de ella y está sujeto a la variación del comportamiento de los gases presentes por efecto de la temperatura.

Por otra parte, el diseñador si puede controlar la cantidad de aire que ingresa a la primera zona con la selección adecuada del número de agujeros, tamaño y tipo de apertura

Figura 26. Configuraciones típicas de la zona primaria del combustor



Fuente: LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

La Figura 26.a muestra un tipo de zona primaria típico presente en la mayoría de las cámaras de combustión tubular.

La Figura 26.b muestra una zona primaria típica de una configuración anular de un combustor.

La estabilización de llama no está sujeta al mismo experimento y a los estudios teóricos de los agujeros del cuerpo de llama, pero, como regla general, la máxima estabilidad se obtiene por la inyección de aire en la zona primaria por unos agujeros pequeños de gran diámetro.

6.1.14 Dimensionamiento de tubo de llama. Con base en toma de datos experimentales, se determinó que, para obtener un buen rendimiento, el área del tubo de llama se considera un 66% del área de referencia calculada.

Así entonces:

$$A_{\text{liner}} = A_{\text{ref}} \times 0,66$$

Con el fin de conocer el diámetro del tubo de llama se adopta la ecuación usada anteriormente:

$$D_{\text{liner}} = \frac{A_{\text{liner}}}{(D_{\text{in}} + D_{\text{ref}}) \cdot \pi}$$

Donde:

$$D_{\text{ref}} = \text{Diámetro de referencia} = 0,03\text{m}$$

$$D_{\text{in}} = \text{Diámetro interno} = 0,03\text{m}$$

6.2 PARAMETRIZACIÓN DE ZONAS DEL COMBUSTOR

A partir de los datos obtenidos, se realiza el dimensionamiento del tubo de llama externo e interno.

$$D_{\text{ext}} = D_{\text{m}} + D_{\text{ft}}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2 \cdot D_{\text{ft}}$$

El diámetro medio se obtiene a partir de la ecuación:

$$D_{\text{m}} = D_{\text{in}} + D_{\text{ref}}$$

Donde:

D_{ext} = Diámetro exterior

D_{int} = Diámetro interior

D_{ft} = Diámetro del tubo de llama

La cámara de combustión cuenta con tres zonas importantes: primaria, secundaria y de enfriamiento o de escape. Cada una de ellas tiene una distribución de perforaciones al tubo de llama distribuidos uniformemente a una longitud específica, un diámetro y una cantidad de orificios que harán que la combustión tenga lugar con la cantidad de gas necesaria.

Con esto, se procede a calcular la longitud de las zonas, es decir, la distancia que tiene al punto de referencia.

$$L_{total} = L_{dz} + L_{zs} + L_{zp}$$

$$\frac{L_{dz}}{D_{ft}} = 3,83 - 11,38 * TQ + 13,4 * TQ^2$$

$$L_{zp} = \frac{3}{4} * D_{ft}$$

$$L_{zs} = \frac{1}{2} * D_{ft}$$

De las ecuaciones se obtiene que los diámetros para el tubo de llama interno y externo son respectivamente:

Tabla 6. *Dimensionamiento del tubo de llama (diámetros)*

Diámetro del tubo de llama externo (m)	Diámetro del tubo de llama interno (m)
0,0798	0,0504

Fuente: Autores.

Y, que la distribución de las zonas según su longitud se obtiene según como aparece en la Tabla 7.

Tabla 7. Dimensionamiento del tubo de llama (longitudes).

Zonas	Primaria	Secundaria	Dilución	Total
Longitud (m)	0,01485	0,0099	0,05319	0,07794

Fuente: Autores.

6.2.1 Cálculos de ingreso de aire. Con el cálculo del flujo de aire necesario, se puede obtener un punto de referencia a la salida. Para ello, como objetivo se planteó alcanzar una temperatura de 600°C.

Se calcula el flujo másico de mezcla a la salida de la cámara de combustión así:

$$\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{fuel}} = \dot{m}_3$$

Para las zonas existe una relación de aire – combustible necesario para garantizar que en cada una de ellas exista la cantidad óptima de mezcla y que pueda ocurrir la combustión. En la zona primaria, el flujo de gas es mínimo y se calcula así:

$$PZ_{\text{ratio}} = \frac{AC_{\text{butano}}}{0,6}$$

$$PZ_{\text{ratio}} = \frac{\dot{m}_{\text{air};pz}}{\dot{m}_{\text{fuel};butano}}$$

$$\dot{m}_{\text{air};dz} = \dot{m}_2 - (\dot{m}_{\text{air};pz} + \dot{m}_{\text{air};sz} + \dot{m}_{\text{cool}})$$

Para claridad de las ecuaciones consulte anexo XX, diseño de la cámara de combustión.

$$\text{Coolingair} = 0,1 \cdot T_2 - 30 \quad \text{Porcentaje de aire de enfriamiento}$$

$$\text{Coolingair} = \frac{\dot{m}_{\text{cool}}}{\dot{m}_2} \cdot 100$$

Lo mismo ocurre para la zona secundaria y de enfriamiento, dando como resultados una distribución de porcentaje de aire como se puede observar en la Tabla 8.

Tabla 8. *Distribución de aire por zonas de la cámara de combustión.*

	Zona primaria	Zona secundaria	Zona de dilución
Relación de aire	25,6	19,2	15,36
Flujo másico (%)	25,62	19,21	55,17
Flujo másico (Kg/s)	0,0386	0,02895	0,06145

Fuente: Autores.

6.2.2 Agujeros de ingreso de aire

⁷Ahora, teniendo en cuenta el flujo másico que atraviesa la zona del combustor, se hace necesario calcular los agujeros de ingreso (número, diámetro y ubicación longitudinal) con base en el cálculo iterativo postulado por Navia y Stokes en su libro.

Se calcula el factor de desangre:

$$\beta_h = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}}$$

Donde:

\dot{m}_h = flujo másico a través de los agujeros

\dot{m}_{an} =flujo másico entre la carcasa y el liner

⁷ SINAGRA, Gerónimo Eduardo. Diseño de turbina de gas para uso didáctico. Trabajo de grado. Mar del Plata: Universidad Nacional de Mar del Plata, 2016.

Se establece un factor iterativo C para las tres zonas para a través del proceso realizar la variación. Para ello, por tabla se escoge un rango con ayuda del solucionador de ecuaciones EES. Calcular el valor total del área perforada por zona

$$\frac{\delta P_{ft}}{P_2} = \frac{143,5 \cdot \dot{m}_h^2 \cdot T_2}{P_2^2 \cdot C_{d,h}^2 \cdot A_h^2}$$

Donde

$$\frac{\delta P_{ft}}{P_2} = 0,06 \quad \text{Es el factor de pérdida de presión en los agujeros}$$

Calcular el factor de área de los orificios y la relación con el factor de desangre

$$\alpha_h = \frac{A_h}{A_{an}}$$

$$\mu_h = \frac{\beta_h}{\alpha_h}$$

Calcular el coeficiente de pérdidas dentro de la cámara de combustión

$$K = 1 + \delta \cdot \left[2 \cdot \mu_h^2 + \left(4 \cdot \mu_h^4 + \frac{\mu_h^2}{\delta^2} \cdot (4 \cdot \beta_h - \beta_h^2) \right)^{0,5} \right]$$

Donde:

$$\delta = 0,8 \quad \text{para orificios planos}$$

Por último, de recalcula el valor de C con la comprobación a partir de la siguiente ecuación.

$$C_{d,h} = \frac{(K - 1)}{\delta [4K^2 - K(2 - \beta)^2]^{0.5}}$$

En el Anexo K, podrá consultar las tablas paramétricas utilizadas para calcular el valor C, mediante un proceso iterativo de 50 puntos para encontrar un valor de corte, es decir igual para los dos.

Así se obtiene que:

$$\begin{aligned} C_{d;h1} &= 0,6176 && \text{Cooling zone} \\ C_{d;h2} &= 0,6169 && \text{Primary zone} \\ C_{d;h3} &= 0,6173 && \text{Secondary zone} \\ C_{d;h} &= 0,6159 && \text{Dilution zone} \end{aligned}$$

Ahora, teniendo este valor, y teniendo como dato conocido el factor de áreas, se calcula el área de los orificios para luego, mediante la siguiente fórmula calcular el diámetro de estos.

Teniendo así que:

$$\begin{aligned} A_{h,cool} &= 0,0001392 \\ A_{h,pz} &= 0,0002479 \\ A_{h,sz} &= 0,001858 \\ A_{h,dz} &= 0,003953 \end{aligned}$$

Se calcula el diámetro utilizando la ecuación de áreas de un círculo

$$A = \pi * r^2$$

Debido a que como factor de restricción de diseño aparecen las brocas con las que se va a realizar la perforación, se asumen diámetros reales cercanos. Para ello, se estipulan así:

$$D_{\text{cool}} = 5/64$$

$$D_{\text{pz}} = 1/8$$

$$D_{\text{sz}} = 3/8$$

$$D_{\text{dz}} = 9/16$$

Para finalmente a través de la ecuación, calcular el número de perforaciones

$$d_{h,\text{cool}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{h,\text{cool}}}{\pi \cdot N_{h,\text{cool}}}}$$

Que arroja un resultado de:

$N_{\text{cool}} = 45$ Que se deben distribuir en la zona del combustor interno y externo

$$N_{\text{cool, interno}} = 15$$

$$N_{\text{cool, externo}} = 30$$

$N_{\text{pz}} = 32$ Que se deben distribuir en la zona del combustor interno y externo

$$N_{\text{pz, interno}} = 11$$

$$N_{\text{pz, externo}} = 21$$

$N_{\text{sz}} = 26$ Que se deben distribuir en la zona del combustor interno y externo

$$N_{\text{sz, interno}} = 18$$

$$N_{\text{sz, externo}} = 8$$

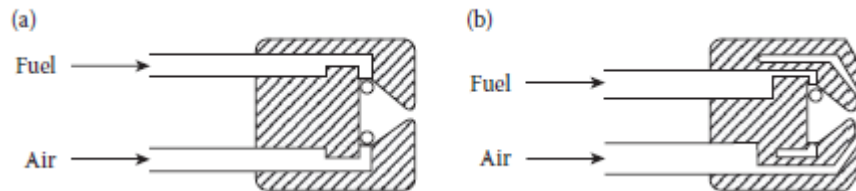
$N_{\text{dz}} = 24$ Que se deben distribuir en la zona del combustor interno y externo

$$N_{\text{dz, interno}} = 16$$

$$N_{\text{dz, externo}} = 8$$

6.2.3 Inyección de combustible. La inyección de combustible se hace por medio de atomizadores que pulverizan el líquido y lo convierten en gas o simplemente hacen expansión del gas que se suministra.

Figura 27. (a) Mezclador interno (b) Mezclador externo

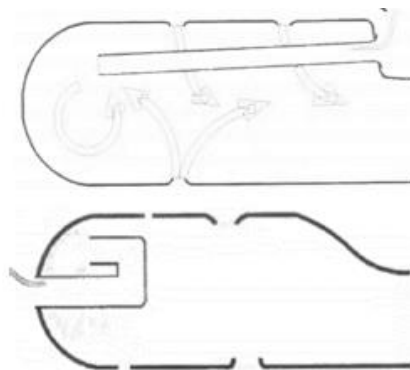


Fuente: LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.

Los atomizadores de combustible líquido realizan un proceso para convertir inicialmente el agua en gotas y posteriormente por presión expandirlo para aumentar la eficiencia de la combustión. Esto se hace con el fin de que la mezcla se complete.

Por otra parte, los inyectores de gas pueden ser directos o a contracorriente (Figura 28).

Figura 28. Tipos de inyector de combustible.



Fuente: SINAGRA, Gerónimo Eduardo. Diseño de turbina de gas para uso didáctico. Trabajo de grado. Mar del Plata: Universidad Nacional de Mar del Plata, 2016.

⁸Comúnmente para las cámaras de combustión se escogen de 8 a 16 inyectores de acuerdo con el diámetro escogido, esto con el fin de garantizar el flujo adecuado sin aumentar las pérdidas de presión por el aumento en el área de salida.

Para este combustor se escogieron 10 inyectores.

Ahora, por facilidades de construcción y por la necesidad de encontrar un tubo de transporte para el inyector, se adopta el diámetro de una aguja quirúrgica.

⁸ SINAGRA, Gerónimo Eduardo. Diseño de turbina de gas para uso didáctico. Trabajo de grado. Mar del Plata: Universidad Nacional de Mar del Plata, 2016.

7 TURBINA

Para el caso del diseño del prototipo de turbina, se decidió diseñar una turbina de un escalonamiento, teniendo como referencia bibliográfica a Claudio Mataix, quien sugiere contar con algunos parámetros básicos necesarios a considerar para iniciar el cálculo de las dimensiones de la turbina. En general se deberá contar con la presión de entrada y salida de la etapa, junto con la temperatura de entrada. Además, es necesario conocer la potencia requerido o el flujo masico suministrado. Las velocidades de giro deberá ser también un parámetro de diseño para tener en cuenta.

Para el caso de estudio contamos con los siguientes parámetros:

- Presión de entrada a la turbina $p_3 = 2,471$ bar.
- Temperatura de entrada del gas a la turbina $T_3 = 600^{\circ}c$
- Presión de salida de la turbina $p_4 = 0,9066$ bar
- Caudal masico $0,1522 \frac{kg}{s}$
- Numero de revoluciones 160000 rpm

CÁLCULO DEL SALTO ENTÁLPICO DISPONIBLE

Teniendo presente la presión y temperatura del fluido a la entrada del estator se calcula la energía que se puede aprovechar en la expansión adiabática e isentrópica del gas, también llamado salto entálpico Y_s , desde la salida de la cámara de combustión, hasta la descarga a la atmosfera.

$$Y_s = h_3 - h_4$$

Una parte de esta energía del salto entálpico se destinará como fuente de energía para el funcionamiento del turbocompresor y la energía restante disponible se utilizará para la aceleración del gas, con el fin de que produzca el empuje necesario en el diseño.

SELECCIÓN GRADO DE REACCIÓN

Es un parámetro importante que se debe tener en cuenta en el diseño de las turbomáquinas σ para el caso particular de las turbinas de gas es un parámetro adimensional que define la relación entre la energía de expansión que tiene lugar en el rodete y el salto entálpico disponible. En las turbomáquinas con grado de reacción $\sigma = 0$ se les define como máquinas de escalonamiento de acción, por otra parte, el escalonamiento de reacción está determinado como aquel donde la expansión se realiza en la corona fija y parte de la corona móvil, debido a esto el grado de reacción varía de $0 < \sigma < 1$.

Teniendo en cuenta algunos consejos propuestos por Thomas Kamps en Model Jet Engines para el diseño de turbinas de fabricación casera es usual utilizar un grado de reacción de 0,5 debido a la simetría en los triángulos de velocidades, y la de los perfiles de los alabes, además de obtener un mejor rendimiento en los escalonamientos de acción, por lo tanto, adoptaremos este valor para nuestro diseño.

7.1.1 Coeficiente óptimo de velocidad periférica. El coeficiente de velocidad periférica v_0 está determinado por el cociente entre la velocidad periférica del rodete en el diámetro medio del mismo y la velocidad a.i (adiabático- isentrópico).

$$v_0 = \frac{u_0}{C_s}$$

Claudio Mataix, nos ofrece varias ecuaciones para obtener el valor óptimo de esta relación, pero nos recomienda usar la ecuación propuesta por Pfleiderer.

$$\frac{u_0}{C_s} = (0,38 \text{ a } 0,47)(1 + 0,8 * \sigma)$$

Escogiendo los valores más grandes para turbinas grandes y los valores menores para las turbinas pequeñas y de potencia media.

TRIANGULO DE VELOCIDADES

7.1.2 Triangulo de entrada Teniendo en cuenta que para obtener un buen el rendimiento en las turbinas de acción es conveniente mantener un ángulo α_1 muy pequeño, este ángulo en los escalonamientos de acción no debe ser superior a 20° , por lo que en nuestro diseño se tomara $\alpha_1 = 18^\circ$.

Las pérdidas en la corona fija se cuantifican con el coeficiente k_f , que relaciona la velocidad que alcanza el fluido a la salida del arreglo de las toberas con relación a la velocidad que teóricamente debería alcanzar si no existieran tales pérdidas. Este coeficiente alcanza valores que usualmente están entre 0,93 a 0,97; para nuestro diseño se optara por tomar $k_f = 0,95$.

Despreciando la energía cinética que tiene el fluido en la cámara de combustión debido a que son velocidades relativamente bajas comparadas a las que se desarrollan en el escalonamiento y teniendo en cuenta el rendimiento k_f adoptado para este diseño, es posible calcular la velocidad absoluta desarrollada en el cuerpo de las toberas y con la que ingresa los alabes de la turbina.

$$c_1 = k_f * Cs$$

Como se indicó anteriormente esta velocidad c_1 tendrá un ángulo de 18° respecto a la velocidad periférica, lo cual implica que sus componentes en la dirección axial y tangencial serán:

$$c_{1a} = c_1 * \sin \alpha_1$$

$$c_{1u} = c_1 * \cos \alpha_1$$

Para determinar la velocidad de entrada del flujo al cuerpo de los alabes de la turbina y ángulo β_1 de entrada utilizaremos las siguientes expresiones:

$$w_1 = \sqrt{u^2 + c_1^2 - 2 * u * c_1 * \cos \alpha_1}$$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1a}}{u - c_{1u}}\right)$$

7.1.3 Triangulo de salida. En este caso se adoptaron álabes simétricos

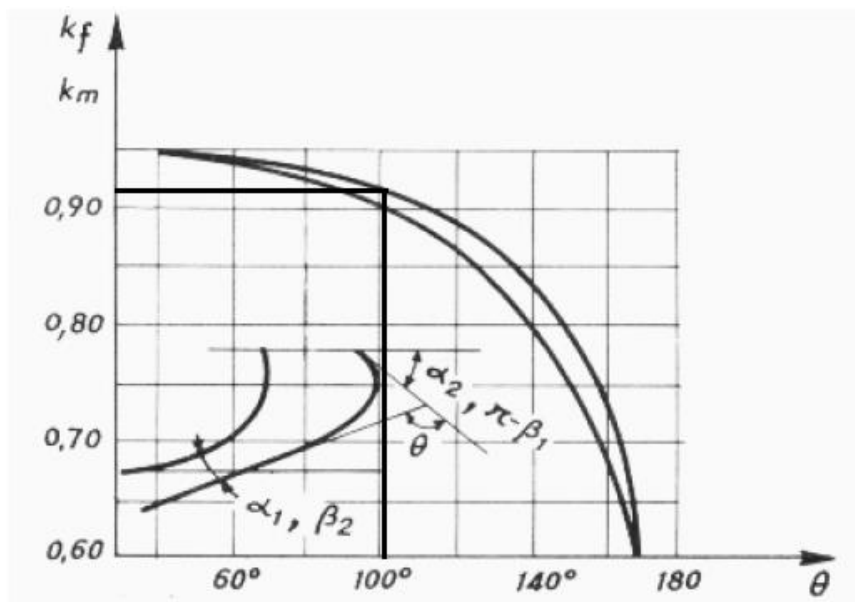
$$\beta_2 = 180 - \beta_1$$

Y el ángulo de desviación θ será:

$$\theta = \beta_1 - \beta_2$$

Con base en la Figura 29 un coeficiente provisional de velocidad de los alabes de rodete k_m .

Figura 29. Coeficiente de velocidad k_f y k_m en función del ángulo de desviación.



Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas Térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

De esta manera considerando el rendimiento k_m en las toberas móviles adoptado y sin despreciar la velocidad de ingreso al rodete w_1 , es posible encontrar el valor de w_2 .

$$w_2 = km * w_1$$

Con sus respectivas componentes tangenciales

$$w_{2a} = w_2 * \sin \beta_2$$

$$w_{2u} = w_2 * \cos \beta_2$$

como $w_{2u} \neq u$ provoca que la velocidad del fluido tenga una componente de rotación a la salida del rodete, la cual estará definida por c_2 , siendo sus componentes axial y tangencial.

$$c_{2a} = w_{2a}$$

$$c_{2u} = u + w_{2u}$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right)$$

Con los valores calculados es posible trazar los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete respectivamente.

DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTURA DE LOS ALABES

7.1.4 Pérdidas en las toberas. Las pérdidas en la corona fija son causadas principalmente debido al rozamiento en la capa límite y el desprendimiento de esta, siendo generalmente proporcionales a la superficie mojada, lo representa menores pérdidas a menores superficies, sin embargo, si la tobera se hace excesivamente corta aumentan las pérdidas ya que la corriente de gas va peor guiada.

6.4.2 Pérdidas en los alabes Las pérdidas de entalpia en los alabes se deben principalmente a las mismas razones anteriormente señaladas para la corona fija.

$$y_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

6.4.3 Pérdidas por velocidad de salida. Representa la energía cinética del fluido cuando deja atrás el escalonamiento de la turbina, es considerado desde el punto de vista del intercambio de energía en el rodete como una pérdida que no es aprovechada en el escalonamiento.

$$y_3 = \frac{c_2^2}{2}$$

6.4.4 Pérdidas intersticiales Es la energía del fluido que se fuga por el intersticio entre el rotor y su carcasa, debido a que pasa por allí y no por el rodete no hay intercambio energético con este. Las pérdidas intersticiales son directamente proporcionales al área del intersticio y por consiguiente a la holgura entre el rotor y la carcasa.

$$y_4 = \frac{Y_s * g_i}{\dot{m}}$$

6.4.5 Pérdidas por rozamiento de disco El rodete de una turbomáquina térmica se asimila a un disco que no gira en el vacío sino en una atmósfera del fluido mismo que atraviesa la máquina, producto de su viscosidad se generan corrientes anulares que consumen parte de la energía que podría convertirse en trabajo.

$$y_5 = \frac{Nr}{\dot{m}}$$

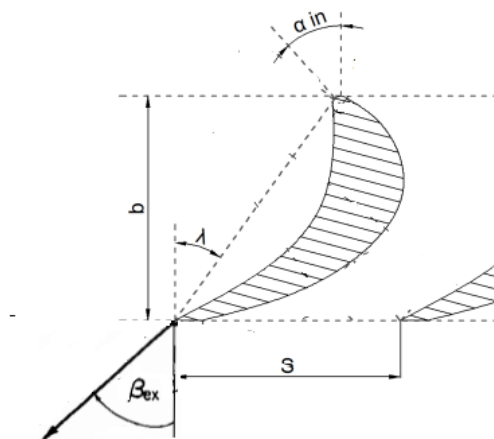
CÁLCULO DE LA FORMA DE LOS ALABES

En la sección anterior, Utilizando el método unidimensional se calcularon los triángulos de velocidades, en la mitad del alabe; diámetro medio d_m . Cada alabe da origen en este desarrollo cilíndrico a un perfil, habiendo tantos perfiles como alabes. El conjunto de perfiles se le conoce como enrejado. En una turbina de un solo escalonamiento se tienen

dos enrejados; uno correspondiente a la corona fijo o toberas y el otro de la corona móvil o rotor. Se han establecido los ángulos de corriente, para el caso particular de estudio, el paso siguiente es transformar estos ángulos de flujo en distribuciones de los ángulos de los alabes, y de esta manera obtener la geometría para guiar la corriente de gases con mínimo de pérdidas.

Se inicia especificando el número de álabes de estator y del rotor. Teniendo en cuenta las recomendaciones dadas en el catálogo Model Jet Engines donde se recomienda la cantidad optima de alabes para prototipos de turbina.

Figura 30. Dimensiones importantes para el diseño del álabe.



Fuente: SONNTAG, Richard E. y WYLEN, Gordon J. Van. Fundamentals of Classical Thermodynamics. 2a ed. [s.l.]: John Wiley & Sons Inc, 1981. 864 p. ISBN 9780471045052.

En este caso seleccionaremos 21 álabes para el rotor y 17 para el estator, entonces el paso para el radio medio de los álabes se da:

$$S_R = \frac{2 * \pi * r_m}{N_r}$$

$$S_E = \frac{2 * \pi * r_m}{N_e}$$

Donde:

S_R = Paso alabes rotor

N_r = número de álabes estator

r_m = Radio medio

N_e = número de álabes estator

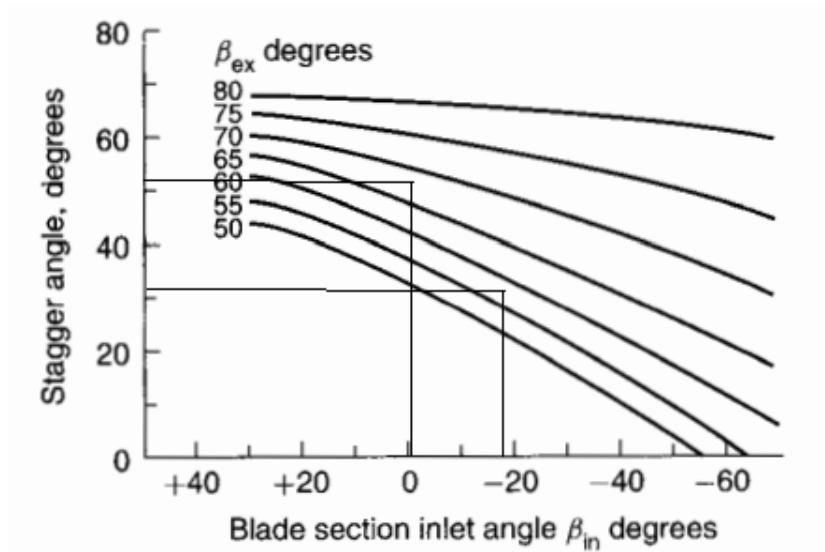
S_E = Paso alabes estator

Otro parámetro que se debe tener en cuenta para la parte constructiva es el ángulo de escalonamiento λ . Para seleccionar un valor óptimo para este ángulo accedemos a la gráfica 29 por medio de los ángulos de entrada y salida del alabe.

El objetivo principal del cálculo aerodinámico de los perfiles de una turbomáquina es hacer la comparativa entre el ala de un avión que se mueve con un movimiento de traslación en el aire en reposo y una paleta de una turbina axial que gira con el rodete en un fluido en movimiento, mecánicamente constituyen el mismo problema si se estudia en uno y otro las velocidades relativas del fluido con respecto al ala del avión o la paleta de la maquina en reposo.

El proceso de expansión del fluido en una turbina es un proceso de aceleración, contrario al turbocompresor. En este caso el proceso este favor de la corriente, y no permite el desprendimiento de la capa limite, excepto en algunos puntos tales como el borde a la entrada de los alabes. Debido a esto en las turbinas es posible aceptar ángulos de desviación producida en los alabes y ensanchamiento del conducto mucho mayor al de los turbocompresores. En conclusión, los alabes de las turbinas guían bien la corriente debido a que conviene que la corriente sea acelerada y porque un mayor número de alabes determina una mejor trayectoria relativa del fluido.

Figura 31. Ángulo de escalonamiento vs ángulos de entrada y salida.



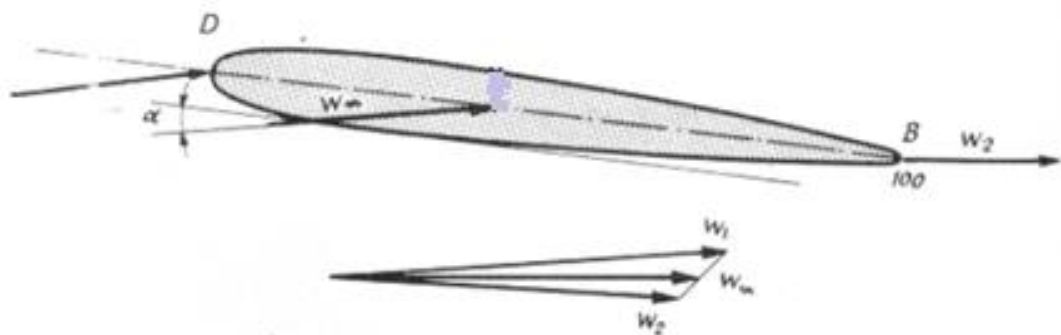
Fuente: SONNTAG, Richard E. y WYLEN, Gordon J. Van. Fundamentals of Classical Thermodynamics. 2a ed. [s.l.]: John Wiley & Sons Inc, 1981. 864 p. ISBN 9780471045052.

La calidad aerodinámica de un perfil de ala de avión, depende el rendimiento cuando se utiliza como perfil de una turbina o turbocompresor, incide en primer lugar la curvatura, y luego la relación de espesor máximo a la longitud, también la posición del punto de espesor máximo desde el borde de ataque, y para este último teniendo como valores más favorables entre el 30% y 50%; por el contrario el influjo del espesor mismo en las características aerodinámicas es poco importante, siempre que se mantenga la misma línea media.

En la Figura 32 los vectores w_1 y w_2 son las velocidades relativas (medias) antes y después del perfil, teniendo en cuenta la teoría unidimensional y el método de triángulo de velocidades empleado en las turbomáquinas. El vector w_∞ es la mediana del triángulo definido por w_1 y w_2 , es importante debido a que representa el papel que desempeñan la velocidad en el infinito o velocidades de la corriente perturbada, es decir la velocidad de

la corriente suficientemente antes o después de la superficie del perfil para que la perturbación no sea percibida.

Figura 32. Diagrama de representación de velocidades y fuerzas que actúan sobre un perfil alar.



Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

La cuerda L del perfil en aeronáutica se define, como el segmento rectilíneo que une las intersecciones de la línea media con los bordes de ataque y de estela, es decir la cuerda geométrica del arco de la curva que forma la línea media, para el caso de modelo de turbinas el catálogo nos indica que el valor mínimo para facilitar la construcción de los perfiles debe ser $L = 15 \text{ mm}$, teniendo como base que los diámetros mínimos de las fresas de mecanizado están por los 4 mm .

El ángulo de ataque α es el ángulo formado entre la línea de referencia, en este caso la tangente inferior al perfil, que acabamos de definir y el vector w_∞ .

La línea de empuje ascensional cero es la paralela al vector w_∞ , que pasa por el borde de salida, cuando el ángulo de ataque es tal que el empuje ascensional es nulo (este ángulo de ataque suele ser menor que 0)

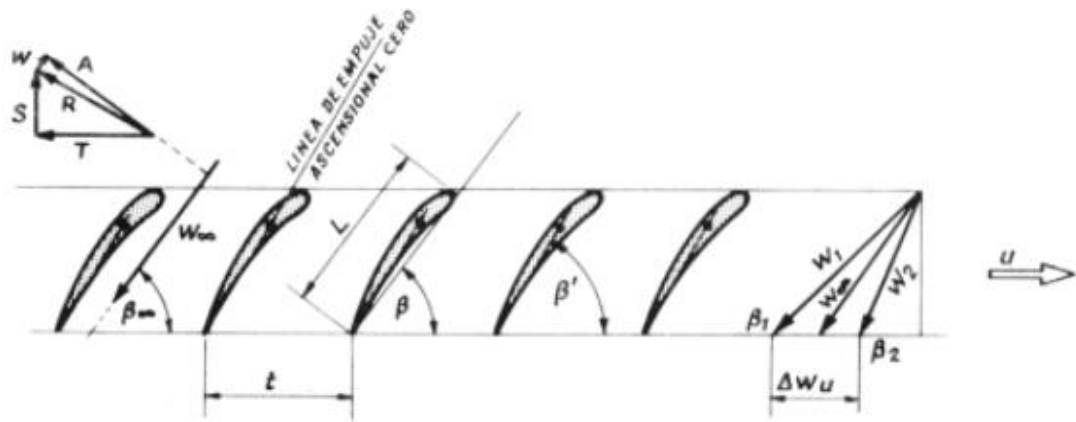
El comportamiento de las paletas de las turbomáquinas axiales, aun siendo semejante en el ala de un avión, no es idéntico debido a los siguientes motivos:

- El rodete de las turbomáquinas no se mueve en un medio infinito como el ala de un avión o una hélice, sino en el interior de una carcasa. El intersticio entre el cuerpo de la maquina y los alabes es muy limitado. Evitando dar lugar a corrientes secundarias en las puntas de los alabes, que provocan la resistencia por arrastre inducido, la paleta de una turbomáquina se comporta como perfil de luz infinita.
- En las turbomáquinas axiales el perfil no trabaja como un elemento aislado, sino que trabaja en cascada de perfiles, donde varios perfiles idénticos entre si se alinean, de manera que el flujo sobre el perfil es afectado por la proximidad de los otros perfiles. En la Figura 33 se pueden observar los dos parámetros que sirven para definir el enrejado.
- El ángulo de posición del álabe en el enrejado, que acepta dos definiciones, según la línea de referencia que se tome: ángulo β formado por la tangente a la cara inferior del álabe con la velocidad periférica u , o bien el ángulo β' formado por la línea de empuje ascensional 0 con la dirección de la misma velocidad periférica.
- Paso relativo, S/L

Teniendo en cuenta lo anterior se puede inferir que, los datos tomados en los catálogos aeronáuticos de perfiles necesitan dos correcciones: corrección por luz infinita y corrección por enrejado. Este método de diseño se conoce como método indirecto emplea los coeficientes de empuje ascensional y arrastre de perfil de ala.

De acuerdo con la teoría de modelos para que exista semejanza dinámica entre el modelo y el prototipo el ensayo se debe realizar conservando el mismo número de Reynolds para el prototipo y el modelo.

Figura 33. Parámetros del enrejado en una turbomáquina axial.



Fuente: MATAIX, Claudio. Turbomáquinas térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.

Para calcular el número de Reynolds, en un perfil aislado se usa la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho * w_{\infty} * L}{\mu}$$

$$Re = \frac{w_{\infty} * L}{\nu}$$

Donde:

ρ (kg/m³), densidad del fluido

w_{∞} (m/s), velocidad de incidencia sobre el perfil

L (m), longitud de la cuerda

μ (Pa * s), viscosidad dinámica del fluido

ν (m²/s), viscosidad cinemática del fluido

En un perfil de geometría conocida se definen los siguientes coeficientes adimensionales

Coficiente de empuje ascensional

$$Ca = \frac{A}{\rho * \frac{w_{\infty}^2}{2}} * \frac{1}{F}$$

Coeficiente de arrastre

$$C_w = \frac{W}{\rho * \frac{w_{\infty}^2}{2}} * \frac{1}{F}$$

Donde:

A – Fuerza de empuje ascensional

W – Fuerza de arrastre

$\rho * \frac{w_{\infty}^2}{2}$ – Presión dinámica correspondiente a w_{∞} .

Si se realiza semejanza dinámica (número de Reynolds iguales) los coeficientes c_a y c_w serán igual en el modelo y prototipo. Para una geometría del perfil (independiente del tamaño), y para el mismo número de Reynolds, estos coeficientes solo dependen del ángulo de ataque incidente sobre el perfil.

Aplicando la semejanza dinámica y para facilitar la construcción del perfil se decidió buscar de geometría conocida y utilizado en turbomáquinas, para el caso particular el álabe que tiene similares características es el RAF 19, establecido por la fuerza aérea británica para sus motores. Perfiles que han sido probados en túneles de viento para medir su comportamiento. La página airfoltools.com presenta un gran abanico de curvas para los coeficientes adimensionales característicos que definen el perfil alar, en función del Reynolds y el ángulo de estancamiento.

8 SELECCIÓN DE MATERIALES

Para la selección de materiales se identificaron las necesidades y requerimientos, considerando las propiedades mecánicas, como factor de resistencia, durabilidad. Además, se consideraron aspectos como la apariencia, costo, y facilidad de mecanizado. Teniendo en cuenta los anteriores factores, una de las características que más se le dio importancia fue la resistencia a la temperatura debido a que las condiciones de trabajo lo exigen, otro aspecto para tener en cuenta fue el económico del material, además del costo del mecanizado

MATERIALES SELECCIONADOS

8.1.1 Duraluminio Es una aleación que se caracteriza por tener buena resistencia, una excelente relación resistencia-peso, además de su resistencia a la fatiga y su capacidad para soportar altas cargas. También ofrece buenas propiedades de mecanizado, lo que facilita su conformado en diferentes formas sin importar si geometría. Esto la hace ideal para componentes que requieren trabajos de mecanizado, como fresado, taladrado y torneado.

Considerando todas estas características se optó por fabricar el difusor, túnel de eje, y la tapa del compresor en este material, las cuales se fabricaron usando una barra de duraluminio de 4in y 10 cm de largo y una barra de 2in de diámetro de 13 cm, tomando en consideración resulta adecuado para asegurar la calidad y rendimiento de los componentes fabricados.

Figura 34. Difusor, túnel de eje, tapa de compresor



Fuente: Autores.

8.1.2 Acero inoxidable 304 El acero inoxidable es muy utilizado por su excelente resistencia a la corrosión, además de poseer alta resistencia mecánica, esto garantiza la integridad estructural de los componentes además de minimizar el riesgo de deformaciones o fallas en condiciones de trabajo desafiantes. Otra de las propiedades que se tuvo en cuenta fue su buena resistencia a la temperatura pues se recomienda su uso hasta los 870 °C.

Debido a su alto costo y un poco de complejidad para mecanizarlo, solo se fabricaron en este material los componentes que están expuestos directamente a altas temperaturas, para nuestro caso en particular se fabricó la carcasa, cámara de combustión, tubos protectores, toberas de escape, estator y rotor de turbina en este material

Para la fabricación de las piezas anteriormente mencionadas se usó lamina de acero inoxidable de 1mm de espesor, además de una barra de acero inoxidable de 2 y 1/2 in y 4 cm de diámetro, y la tobera se fabricó con reducciones cónicas disponibles en el mercado.

Figura 35. Rotor de turbina, estator y cámara de combustión.



Fuente: Autores.

Figura 36. Carcasa, toberas de escape, tubos protectores.



Fuente: Autores.

8.1.3 Acero 4140 El acero 4140, es un acero de baja aleación que se caracteriza por sus propiedades mecánicas y de endurecimiento, debido a esto es apto para aplicaciones que requieren gran resistencia y capacidad de carga, a pesar de su alta resistencia tiene buena tenacidad lo que le permite absorber deformaciones, es de mecanizado relativamente fácil.

Gracias a sus características se seleccionó para la fabricación del eje y del soporte de toberas, el eje se fabricó de una barra de acero de $\frac{1}{2}$ in de 23 cm de longitud y el soporte, de un trozo de acero de 2 y $\frac{1}{2}$ pulgadas y 1,5 cm.

Figura 37. Eje, soporte de toberas



Fuente: Autores.

8 SISTEMAS PERIFÉRICOS

9.1 SISTEMA DE IGNICIÓN

Para garantizar el funcionamiento de la turbina, es fundamental contar con un sistema de encendido que se encargue de hacer la ignición de la mezcla de combustible y aire, en el proceso de arranque, una vez que la temperatura alcanza un nivel idóneo, la combustión se mantiene automáticamente mediante la entrada de nueva mezcla aire-combustible, sin requerir de la intervención un sistema externo que mantenga la reacción.

Es importante que este proceso se haga de forma segura para evitar accidentes con el manejo del combustible, ya que si hacemos la ignición desde afuera se puede presentar una acumulación de gas y cuando acerquemos la llama puede haber una brusca liberación de energía en forma de explosión que puede representar un gran riesgo para las personas.

Figura 38. Modulo electrónico.



Fuente: Autores.

Con el fin de hacer más segura la operación, se opta por el uso un módulo electrónico 110V/220V usado en la cocina domesticas con 2 conectores de bujías, que se ubicaran cerca de los tubos de salida de combustible donde se realiza la mezcla aire-combustible, las bujías están recubiertas por material cerámico resistente a altas temperaturas y se adaptan para un correcto anclaje a la carcasa de turbina.

Al conectar el módulo a una fuente de corriente eléctrica, si accionamos el pulsador el módulo envía pulsos de corriente eléctrica al electrodo y los tubos de llama funcionan como electrodos de maza y al estar separados por un espacio generan una chispa que enciende la mezcla.

Figura 39. Bujías.



Fuente: Autores.

9.2 CIRCUITO DE COMBUSTIBLE

El sistema de inyección de combustible es uno de los más importantes en la turbina, pues de este depende su funcionamiento. La inyección del combustible se realiza a contraflujo

a través de los tubos de inyección acoplados a los tubos de llama los cuales pueden ejercer como tubos de premezcla.

Figura 40. Manifold.



Fuente: Autores.

Los manifold de inyección se fabricaron a partir de aguas de bovinos de acero quirúrgico, las cuales se soldaron con soldadura de plata a tubing de cobre de un $\frac{1}{4}$ in.

El sistema de inyección de gas está compuesto por una lata de gas butano de 227 gr, con su respectivo regulador de caudal. Las conexiones se realizan con acoples rápidos utilizados para manejar aire a alta presión, y un racor para conectar al sistema de distribución.

Figura 41: Lata de butano y regulador de caudal



Fuente: Autores.

10. MÓDULOS DE INSTRUMENTACIÓN Y SISTEMAS DE CONTROL

Los instrumentos de medición de las variables termodinámicas de la turbina durante su operación se realizan con el objetivo de monitorear que la maquina se encuentre operando dentro de las condiciones seguras para su operación además que nos ayuda a poder definir los estados termodinámicos del ciclo.

Es ampliamente conocido en la termodinámica que, al contar con dos variables de información sobre un estado de un gas, podemos definir completamente el estado. Por lo tanto, bastara con conocer la presión y temperatura en cada uno de los puntos, en especial en el punto de mayor criticidad para el caso, la cámara de combustión.

por otra parte, para la evaluación de desempeño y eficiencia que caracteriza el funcionamiento de la turbina, es necesario conocer otros parámetros como lo son el empuje y el rpm.

10.1 MEDICIÓN DE TEMPERATURA.

En el mercado podemos encontrar una amplia gama de sensores de temperatura, pero están limitados para su operación por debajo de los 150 °C, por lo no satisfacen la necesidad, para este tipo de operación encontramos los termo polares que son sensores de bajo costo.

Las termocuplas son sensores formados por dos alambres fabricados de diferentes aleaciones. Estos alambres se unen en uno de los extremos formado lo que se conoce como junta caliente, y en otro extremo para establecer un punto de referencia o unión fría, la punta caliente es introducida dentro del medio a medir. Cuando hay una diferencia de temperatura entre la unión caliente y la unión fría de la termocupla se produce una corriente eléctrica, conocida como FEM (fuerza electromotriz), cuya intensidad varía dependiendo de la temperatura al medio que se encuentra expuesta. A este fenómeno de le conoce como “efecto Seebeck”.

Los valores de tensión generados a partir de este fenómeno son finalmente traducidos a unidades de temperatura mediante equipos destinados para cumplir con esta labor, por ejemplos el microcontrolador tipo Arduino. Para esto es necesario usar módulos acondicionadore de señal MAX6675, que se desempeña como convertidor analógico/digital, especialmente diseñado para termo polares tipos k.

Figura 42. Termocupla tipo k y modulo MAX 6675.



Fuente: Autores.

10.2 MEDICIÓN DE PRESIÓN

Dado a que no se encuentran en el mercado sensores electrónicos asequibles para la medición de presión, y con el objetivo de simplificar el equipo se opta por utilizar instrumentos analógicos, específicamente un manómetro.

Figura 43. Manómetro analógico.



Fuente: Autores.

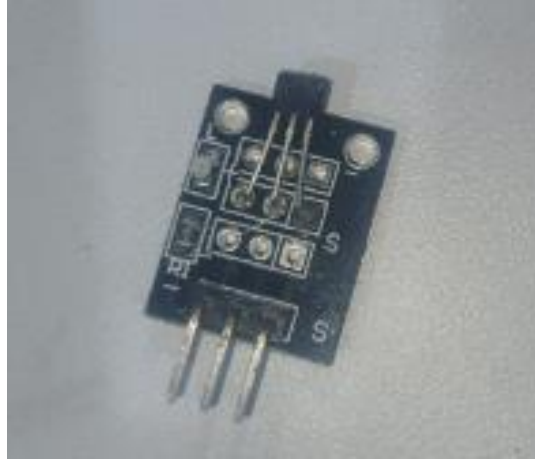
10.3 MEDICIÓN DE VELOCIDAD DE GIRO (RPM)

Debido a que unos de los parámetros de diseño y variables a monitorear son los rpm, para la medición de esta variable se optó por utilizar un sensor tipo hall ya que es de fácil acceso y muy económico, además de aprovechando el módulo de Arduino que fue necesario para la medición de temperatura.

El sensor hall detecta cambios de campo magnético por lo que basta con instalar un imán sobre el eje y cuando este comienza a rotar, el campo magnético generado por el imán permanente varía cerca del sensor Hall. El elemento sensor Hall está compuesto por un material semiconductor que es sensible a los cambios en el campo magnético.

A medida que el campo magnético varía, el sensor produce una señal eléctrica proporcional a la velocidad de giro, la señal generada se amplifica y procesa para convertirla en una lectura de velocidad mediante un microcontrolador que interpreta la señal y la convierte en una lectura digital.

Figura 44. Sensor Hall.



Fuente: Autores.

10.4 MEDICIÓN DE EMPUJE

La medición del empuje de la turbina será evaluada mediante un dinamómetro digital, que está equipado internamente con una celda de carga que convierte la fuerza aplicada en una señal eléctrica proporcional, la cual es convertida a una señal digital mediante un transductor o un amplificador acondicionador de señales.

El dinamómetro cuenta con un procesador que recibe la señal y realiza los cálculos para obtener la medida de fuerza correspondiente y es mostrado en una pantalla del dinamómetro.

Figura 45. Dinamómetro.



Fuente: Autores.

10.5 MICROCONTROLADOR

Considerando su amplia disponibilidad y bajo costo, se tomó la decisión de emplear el microcontrolador Arduino uno para este proyecto. Este microcontrolador es muy recomendado para principiantes en el campo de la electrónica y el control. Es uno de los dispositivos de hardware más populares utilizados en proyectos de código abierto y basa su funcionamiento en una placa sencilla de entradas y salidas y entorno de desarrollo libre que se puede descargar de forma gratuita.

Figura 46: Placa Arduino uno



Fuente: Autores.

11. EVALUACIÓN DE DESEMPEÑO

Debido al alto costo de fabricación de algunas piezas por su complejidad geométrica y tamaño se optó por realizarlas en centros de mecanizado manuales, lo que implicó en problemas de montaje por la falta de precisión.

Para reducir esta problemática se pulieron en un intento corregir las irregularidades, que finalmente desencadenan la pérdida de eficiencia, el aumento de desajuste y pérdidas de presión necesarias en un equipo tan complejo como los son las turbinas de reacción. Luego de culminar el montaje se realizaron las pruebas iniciales, con el objetivo de evaluar el funcionamiento del sistema. En la siguiente tabla se adjunta los resultados más relevantes de todas las pruebas; a pesar de que se realizaron más de 20 pruebas solo se resaltan los mejores resultados que permitieron valorar el desempeño y eficiencia del equipo en relación con los parámetros de diseño previamente establecidos.

11.1 PRUEBA 1

En el primer ensayo se alcanzó una temperatura máxima en la cámara de combustión de 400 °C, sin embargo, presentó problemas porque no se lograba mantener una combustión estable, además se identificaron contratiempos en el funcionamiento de los rodamientos, los cuales presentaron adherencia y bloqueos debido a las altas temperaturas de trabajo y falta de sistema de lubricación.

Estos hallazgos fueron de gran importancia, ya que indicaban la necesidad de evaluar la construcción con el fin corregir y mejorar las fallas que se iban encontrando.

Figura 47. Banco de pruebas.

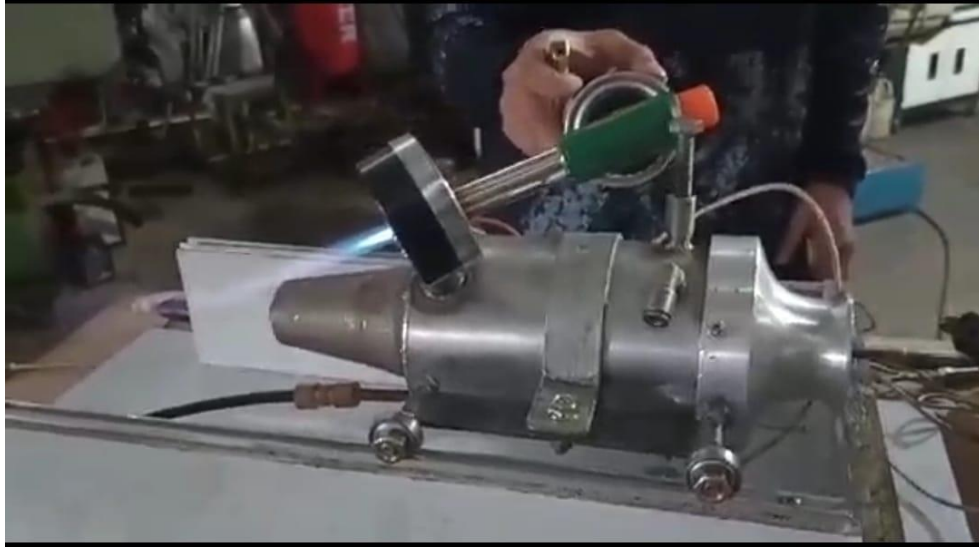


Fuente: Autores.

11.2 PRUEBA 2

Después de obtener resultados insatisfactorios en las pruebas iniciales, se inició una investigación para buscar posibles causas y dar más acertadas soluciones. Una de las acciones que se tomaron reemplazar los rodamientos, por unos de la marca NTN auto lubricados para trabajo en alta temperatura. Además, se implementaron medidas adicionales con el objeto de sellar la mayor cantidad de posibles fugas instalando sellos en los diferentes puntos donde se conectan los elementos de monitoreo y control, además de un orring en la tapa del compresor con el objeto de disminuir las pérdidas de presión. A pesar de implementar las anteriores actividades, persistió el problema del combustor porque no se lograba mantener la combustión incluso manteniendo una alimentación de aire mediante un compresor, lo que indicaba que no se habían logrado solucionar problemas de gran relevancia.

Figura 48. Banco de pruebas



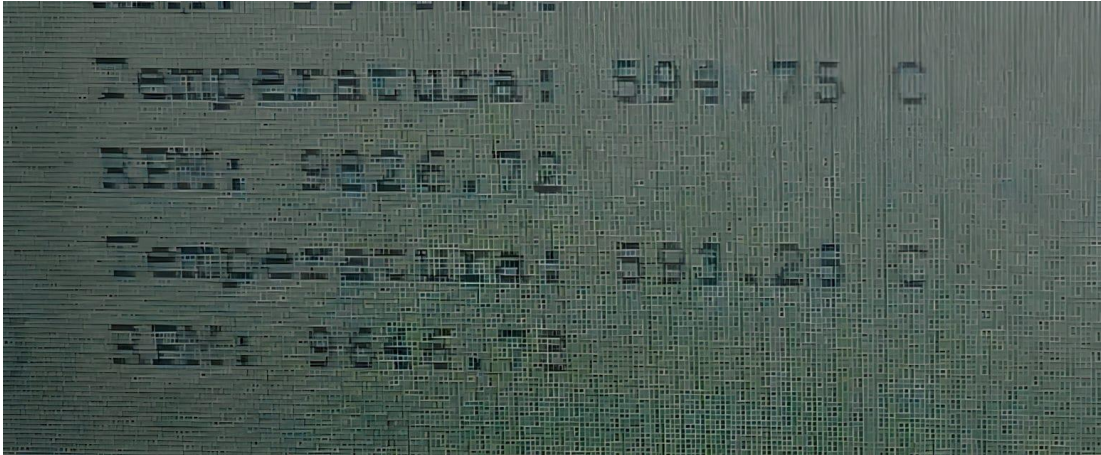
Fuente: Autores.

11.3 PRUEBA 3

Luego de revisar nuevamente las memorias de diseño, encontramos una posible hipótesis de que los tubos de distribución que se habían instalado eran de un diámetro mayor al calculado. Esta elección se hizo debido a que no era posible soldar tubos de menor diámetro debido a las altas temperaturas ya que se corre el riesgo de fundir el material de las agujas. Entonces como medida correctiva se tomó la decisión de tapar los orificios de salida y se perforaron nuevos agujeros de menor diámetro, esta medida demostró dar una mejora significativa en el desempeño de la cámara de combustión.

Sin embargo, a pesar de presentar algunos avances en el funcionamiento seguía presentando problemas, frente a esta situación surgió la idea nuevamente de revisar las fugas dentro de todo el sistema sellando la entrada y salida de la turbina para presurizarla y evaluar la presencia de posibles fugas. Desafortunadamente se encontró que aun las pérdidas eran bastante significativas y no se habían logrado corregir en su totalidad.

Figura 49. Lectura de temperatura y RPM prueba 3



Fuente: Autores.

Figura 50. Lectura de empuje prueba 3.



Fuente: Autores.

11.4 COMPARATIVO Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS

Se realiza una tabla (ver Tabla 9) en la que se consigna los datos obtenidos a partir de las pruebas realizadas. Cabe resaltar que estos datos, se dan a máximo régimen y se

pueden obtener después de un tiempo de la apertura o arranque del sistema. La toma de datos se hace a partir de una serie de accesorios de medición consignados en los sistemas periféricos.

Tabla 9. Resultados de pruebas.

Prueba	Temperatura °C	RPM (aprox)	Presión (BAR)	Empuje (g)
1	400	3000	0	0
2	400	6000	0	0
3	600	10000	0,5	175

Fuente: Autores.

Al evaluar el desempeño se observa que el rpm se encuentra bastante distante del punto de diseño debido a varias razones:

- El ángulo de incidencia y salida en la turbina se vio afectado ya que se fabricaron perfiles individuales al cubo y posteriormente fueron soldados, esto por facilidad de construcción lo que se traduce en pérdida de fuerza en los álabes y desde luego, disminución en la velocidad de giro del compresor. La reducción de giro del compresor genera pérdidas de aire comprimido y esto hace que no se mantenga la velocidad ralenti en el sistema.
- Al tener que fabricarse por independiente, la turbina quedó más pesada a lo calculado lo que genera más carga en dos puntos de los rodamientos afectándolos en operación y aumentando la fricción, por lo tanto, reduciendo la velocidad de giro.
- Debido a la forma ortodoxa de fabricación la turbina no permite el poder garantizar un balanceo dinámico del eje, causando pivotes y movimientos traslacionales en el sistema, nuevamente reduciendo la libertad de giro de los rodamientos.

12. CONCLUSIONES

Se requiere de un sistema de lubricación para mejorar el desempeño de giro del prototipo, ya que al alcanzar altas temperaturas se afecta la lubricación interna de los rodamientos y estos se endurecen, obstruyendo el giro libre para el cual se diseñó.

Para la fabricación de compresor y turbina se requiere un centro de mecanizado de quinto eje y debido a la dificultad y altos costos se optó por la mejor forma a partir de la construcción manual lo que acarrió en el aumento de pérdidas por incidencia de los gases en los álabes. A pesar de alcanzar régimen de temperatura, no se lograron alcanzar los puntos de diseño de operación, como la velocidad de rotación (rpm), empuje, y presión.

Los elementos fabricados presentan una baja precisión y altas pérdidas intersticiales, lo que conllevó a que por ineficiencia en la turbina, no se mantuviera una rotación continua por disminución de velocidad en el compresor, causando así que no lograra administrar el caudal de aire necesario para la presurización en la cámara de combustión debido a las fugas de aire presentes en los diferentes elementos de ensamble, lo cual es esencial para obtener ganancia de energía suficiente en los gases y generar el impulso necesario para alcanzar los puntos de diseño establecidos.

BIBLIOGRAFÍA

- ADAMOU, Adamos, et al. Design, simulation, and validation of additively manufactured high-temperature combustion chambers for micro gas turbines. En: Energy Conversion and Management [en línea]. Noviembre, 2021. vol. 248 [consultado el 20, junio, 2023], p. 114805. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114805>>. ISSN 0196-8904.
- BORWARNER. Turbochargers catalog. En: Borg Warner. 2018.
- CASTAÑEDA CASTILLO, Winston Esnyder. Determinación técnico-económica de la conversión energética a ciclo Brayton con recuperación de calor, de la empresa ribaudo s.a.a., para reducir costos de energía eléctrica”. Trabajo de grado. Trujillo - Perú: Universidad César Vallejo, 2015.
- CENGEL. Heat and Mass Transfer, 6th edition. [s.l.]: MC GRAW HILL INDIA, 2019. ISBN 9789390185283.
- CENGEL. THERMODYNAMICS: AN ENGINEERING APPROACH. [s.l.]: Mc Graw Hill Education (Uk), 2019. ISBN 9789813157873.
- LEFEBVRE, Arthur H. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. 3a ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2010. ISBN 9781420086041.
- MÁQUINAS TÉRMICAS. Motores de gasolinas y reacción | | Jet engine, Gas turbine, Turbine engine [Anónimo]. Pinterest [página web]. [Consultado el 20, junio, 2023]. Disponible en Internet: <<https://co.pinterest.com/pin/43206477661584438/>>.
- MARK, C. Priyant y SELWYN, A. Design, and analysis of annular combustion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft. En: Propulsion and Power Research [en línea]. Junio, 2016. vol. 5, no. 2 [consultado el 20, junio, 2023], p. 97-107. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.jprr.2016.04.001>>. ISSN 2212-540X.

- MATAIX, Claudio. Turbomáquinas térmicas. [s.l.]: Dossat, 1991. ISBN 9788423707270.
- SALES TUDURÍ, Francesc. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA DE GAS. Trabajo de grado. Barcelona: FACULTAT NÀUTICA DE BARCELONA, 2010.
- SINAGRA, Gerónimo Eduardo. Diseño de turbina de gas para uso didáctico. Trabajo de grado. Mar del Plata: Universidad Nacional de Mar del Plata, 2016.
- SONNTAG, Richard E. y WYLEN, Gordon J. Van. Fundamentals of Classical Thermodynamics. 2a ed. [s.l.]: John Wiley & Sons Inc, 1981. 864 p. ISBN 9780471045052.
- TAPIA CÓRDOBA, Alejandro. Modelado de micro central hidráulica para el diseño de controladores con aplicación en regiones aisladas de Honduras. Trabajo de grado. Gijón: Universidad de Loyola Andalucía.
- ИГОРЬ НЕГОДА. Микро реактивный двигатель [video]. YouTube. (16, marzo, 2019). [Consultado el 18, mayo, 2023]. 23:06 min. Disponible en Internet: <<https://www.youtube.com/watch?v=l7GFAbtsQKs>>.
- ИГОРЬ НЕГОДА. От постройки Турбо Реактивного двигателя до полета - всего один шаг [video]. YouTube. (4, noviembre, 2017). [Consultado el 20, junio, 2023]. 63:06 min. Disponible en Internet: <<https://www.youtube.com/watch?v=dYF YZ-g7fzA>>.