



UNIVERSIDAD CENTRAL
"MARTA ABREU" DE LAS VILLAS

Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial

Centro de Estudios de Termoenergética y Tecnología
Ambiental

TRABAJO DE DIPLOMA

MODELO TERMODINÁMICO PARA LA PREDICCIÓN DEL
DESEMPEÑO DE LA TURBINA DE GAS TS-21

Autor: Carlos Antonio Morales Estévez

Tutor: Dr.C Ing. Manuel A Rubio Rodríguez

Santa Clara 2016

"Año 58 de la Revolución"

Desde el amanecer de la civilización, la gente ha anhelado la comprensión fundamental del orden del mundo. ¿Y qué es más especial que el hecho de que no haya límites? Y no debe haber límites para el ser humano. No importa lo difícil que pueda parecer la vida, siempre hay algo que puedes hacer y tener éxito.

Stephen Hawking.

DEDICATORIA

A mis padres por hacer de mi la persona que soy hoy, por estar a mi lado en cada momento, por su preocupación constante y el seguimiento que me han dado en cada etapa de mi formación, especialmente a mi madre por creer en mí y apoyarme incondicionalmente y porque no importa el rumbo de la vida siempre van a ser para mí lo más importante.

A mi hermana, mi mejor amiga porque considerarme su ejemplo me obliga a ser cada día mejor.

A la vida por darme la oportunidad de cumplir este sueño.

AGRADECIMIENTOS

A lo largo de la historia de la humanidad no ha existido una obra que se haya podido desarrollar sin la colaboración y el aliento de muchas personas. Probablemente usted se encontraba entre las que de una forma u otra me han ayudado a concluir este proyecto, pero en estos momentos me siento incapaz de personalizar, prefiero la crítica por no hacerlo, que el disgusto que me causaría percatarme luego de una omisión involuntaria. Por eso quiero agradecer de forma general a todos aquellos que hicieron posible la realización de esta investigación, en especial a mis familiares, amigos, compañeros de aula, tutor y a todos los profesores de la facultad que de una forma u otra me ayudaron.

A todos, mi infinito agradecimiento.

RESUMEN

RESUMEN

RESUMEN

Con el desarrollo del mundo actual se hace más evidente la necesidad de realizar investigaciones y estudios con el objetivo de racionalizar esfuerzos, costos y recursos destinados a las diferentes esferas de la sociedad que vivimos, esta optimización vendrá por la integración común de un grupo de estudios que conlleven al cumplimiento de estos objetivos.

El presente trabajo de investigación realiza un estudio sobre las turbinas de gas, así como se obtiene el modelo matemático del ciclo de trabajo de la turbina de gas TS-21 y se evalúan los conocimientos adquiridos en las asignaturas impartidas relacionadas con el objeto de estudio, de manera que pueda lograrse la puesta en funcionamiento de la turbina con propósitos docentes. Los principales resultados de la investigación demostraron que con la aplicación del software Engineering Equation Solver (EES) se pueden calcular los parámetros de trabajo de la turbina de gas TS-21, a pesar que es necesario continuar trabajando en el perfeccionamiento del modelo matemático utilizado. Además se realiza un diseño conceptual, así como una selección del equipamiento auxiliar necesario para la puesta en marcha de la turbina objeto de estudio y la instrumentación mínima asociada para ello, determinando además el costo de los mismos. También se define un procedimiento seguro de arranque y parada del sistema.

ABSTRACT

ABSTRACT

ABSTRAC

With the development of today's world is more evident the need for research and studies with the objective of streamlining efforts, costs and resources for the different spheres of society we live in., This optimization will come for the common integration of a group of studies that lead to the fulfillment of these objectives.

This research is conducting a study on gas turbines, as well as the mathematical model of the working cycle of the gas turbine TS-21 is obtained and the knowledge gained in the taught subjects related to the object of study are evaluated, so that the setting can be achieved in turbine operation for teaching purposes. The main results of the research showed that the application of Engineering Equation Solver (EES) software can calculate the working parameters of the gas turbine TS-21, although it is necessary to continue working on perfecting the mathematical model used. In addition, a conceptual design as well as a selection of the auxiliary equipment necessary for the implementation of the turbine under study and minimal instrumentation associated to it, also determining the cost of the same is done. A safe procedure start and stop system is also defined.

INDICE

Contenido

Introducción	1
Capítulo I. Marco teórico referencial de la investigación.....	4
1.1 <i>Introducción.</i>	4
1.2 <i>Turbinas de gas. Reseña histórica.</i>	5
1.2.1 Componentes de la turbina de gas.....	7
1.3 <i>Ventajas de la turbina de gas.</i>	8
1.4 Desventajas de la turbina de gas.	9
1.5 Clasificación de las turbinas a gas.	9
1.6 Compresor de aire.	9
1.7 Sistema de combustión.....	10
1.8 Sistema de refrigeración.....	11
1.9 Las microturbinas de gas.....	12
1.10 Mejoras introducidas.....	13
1.11 Regeneradores.	17
1.12 Turbina de gas simple de doble eje.....	17
1.13 Materiales de los álabes de turbinas.....	19
1.14 Puesta en marcha de la turbina de gas.....	19
1.15 Detención de la turbina de gas	21
1.16 Cogeneración.	21
1.17 Aplicaciones de la turbina de gas.....	27
1.18 Conclusiones parciales	28
Capítulo II. Cálculo de los parámetros del funcionamiento de la turbina a gas.	30
2.1 Introducción	30
2.2 Descripción de la turbina	30
2.3 Desarrollo de la investigación.....	30
2.4 Conclusiones parciales	35
Capítulo III Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.....	36
3.1 Introducción	36
3.2 Diseño conceptual del equipamiento auxiliar necesario para la puesta en marcha de la turbina y la instrumentación mínima asociada.	36
3.3 Procedimiento seguro de arranque y parada del sistema	43
3.4 Conclusiones Parciales.....	45
Conclusiones generales	44
Recomendaciones.....	44
Bibliografía	44

INTRODUCCIÓN

Introducción

Las turbinas de gas o turbo máquinas de gas desde el punto de vista de diseño siguen siendo máquinas en desarrollo y estudio constante, por su influencia en numerosas aplicaciones: impulsión aérea, terrestre (rodada y por carril) y acuática (civil y militar), sin descuidar sus últimas aplicaciones en generación de energía eléctrica en centrales de ciclo combinado, en sus diversas variantes, y en los sistemas CHP de producción de energía eléctrica y calor simultánea, tanto a escala media, como reducida (microturbinas)(García, 2013).

Las microturbinas de gas, constituyen un tipo de turbinas de gas que han pasado de la etapa de prototipos experimentales a convertirse en una alternativa factible para la generación de energía eléctrica a pequeña escala. Estas microturbinas pueden suministrar energía eléctrica de forma local desde unos pocos kw hasta algunos centenares de kw, en conexión en paralelo a la red o aislada, como una fuente independiente de energía(Baskharone, 2006).

La generación distribuida mediante microturbinas de gas constituye una solución efectiva, alternativa o complementaria a la instalación de nuevas plantas de producción de energía eléctrica y al tendido de nuevas líneas de distribución de alta tensión. De esta forma, se puede ayudar a paliar el déficit energético producido durante estos últimos años, provocado por el creciente aumento anual de la demanda eléctrica por encima de las previsiones.

En la facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial se cuenta con una turbina de arranque de Mig23 (TS-21) que está concebida para proporcionar la energía inicial necesaria para el arranque del turborreactor del avión. Existe la intención de ensayar las posibilidades de dicha turbina para adaptarla a un régimen de generación continuo y aprovechar los gases calientes de escape en un ciclo de cogeneración. Sin embargo los datos técnicos sobre la misma son insuficientes así como los modelos de su funcionamiento, todos necesarios para integrarla a procesos térmicos. Lo anterior constituye la **situación problemática** de la investigación.

Por estas razones se hace incuestionable la necesidad de conocer los parámetros técnicos del equipo y modelos de funcionamiento para así proyectar los cambios necesarios y lograr el objetivo que se propone. Derivándose al respecto, el **problema de investigación** siguiente:

INTRODUCCIÓN

¿Cómo estimar los parámetros de trabajo de la turbina de gas TS21 con el propósito de diseñar o seleccionar el equipamiento auxiliar necesario para ponerla en operación?

En correspondencia con este se formuló como **objetivo general** de la investigación: realizar una metodología de cálculo para la obtención de los parámetros de trabajo de una turbina de gas TS-21 mediante el software Engineering Equation Solver (EES).

Para su cumplimiento, el objetivo general es desagregado en los **objetivos específicos** siguientes:

Determinar los fundamentos teórico – metodológicos necesarios para abordar el objeto de estudio.

Estimar los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas mediante modelación para posteriormente diseñar el equipamiento auxiliar necesario.

Diseñar conceptualmente el equipamiento auxiliar necesario para la puesta en marcha de la turbina y la instrumentación mínima asociada.

Establecer un procedimiento seguro de arranque y parada de la máquina.

Seleccionar equipamiento y estimar los costos de dicho sistema.

Por todo lo anteriormente expuesto la investigación que se proyecta posee valores teóricos-metodológicos y prácticos fundamentados en lo siguiente:

Valor teórico: permite la actualización de los conocimientos acerca de los conceptos obtenidos de un marco teórico o de referencia, derivado de la consulta de la literatura especializada tanto nacional como internacional más actualizada sobre las turbinas a gas, además de que se puede utilizar como material de consulta en próximas investigaciones sobre el tema.

Valor práctico: aporta una información que posibilita evaluar el comportamiento de la turbina; así como la propuesta de acciones que de aplicarse pueden contribuir a incrementar su uso, además proveer a los futuros estudiantes de ingeniería mecánica de base material de estudio disponible en los laboratorios de la facultad que les permita adquirir y consolidar conocimientos prácticos para el estudio y operación de las turbinas de gas.

Valor metodológico: radica en presentar un modelo para la predicción del desempeño de la turbina a partir de las dimensiones del impelente del compresor y asumiendo algunos parámetros de desempeño de las diferentes etapas del ciclo.

Para la siguiente investigación se tiene en cuenta las referencias bibliográficas existentes, la opinión del grupo científico asesor del centro y los parámetros de trabajo de la turbina objeto de estudio que se conocen, para en base a todo ello desarrollar la investigación.

INTRODUCCIÓN

Para su presentación, este trabajo de diploma se estructura en tres capítulos. En el capítulo I se efectúa una revisión bibliográfica para la construcción del marco teórico referencial que sustenta la investigación. Los dos capítulos restantes se distribuyen de la manera siguiente: se ha destinado el capítulo II al cálculo de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas y el análisis de los mismos para así definir los parámetros de trabajo del objeto de investigación, y en el capítulo III se realiza una selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos de los mismos. Además se incluyen las conclusiones y recomendaciones derivadas de la investigación y las referencias bibliográficas como complemento a los resultados expuestos.

CAPÍTULO I

Capítulo I. Marco teórico referencial de la investigación.

1.1 Introducción.

El presente capítulo persigue como objetivo principal ofrecer el resultado del estudio bibliográfico realizado con el fin de analizar los fundamentos teóricos y prácticos, que constituyen las bases que sustentan teóricamente la investigación. En este sentido se consultó de forma minuciosa la literatura especializada y actualizada tanto nacional como internacional acorde al análisis lógico-secuencial planificado en la construcción del marco teórico, detallando las principales definiciones, elementos y tendencias con respecto a las turbinas de gas, cuyo hilo conductor se muestra en la **figura 1.1**

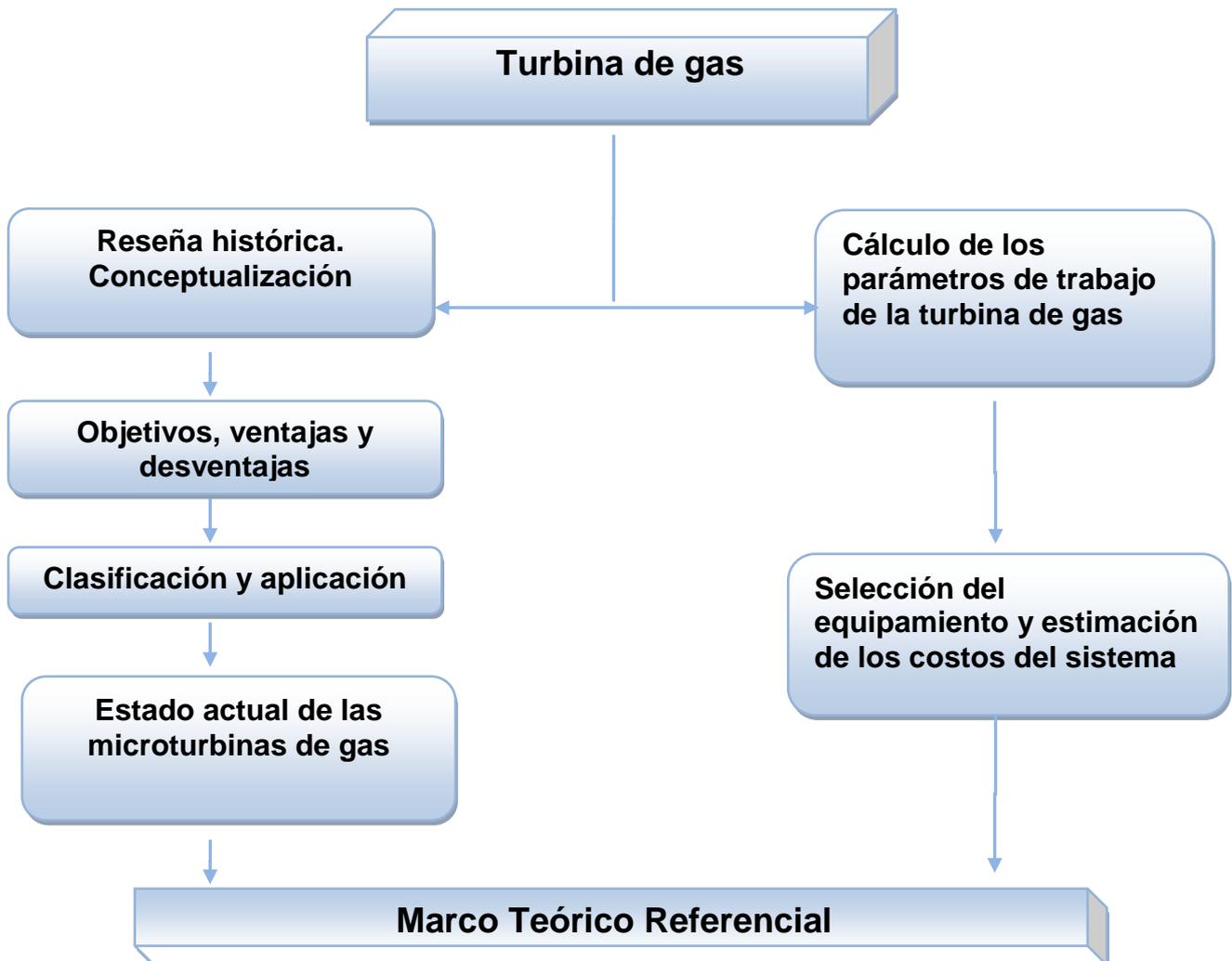


Figura 1.1 Estrategia seguida en el análisis de la bibliografía para la construcción del marco teórico referencial de la investigación. **Fuente:** Elaboración propia.

1.2 Turbinas de gas. *Reseña histórica.*

La primera referencia al fenómeno en que se basa la turbina hay que buscarla en el año 150A.C de manos del filósofo egipcio Hero, que ideó un pequeño juguete llamado Aeolipilo, que giraba a partir del vapor generado en una pequeña caldera. El juguete era una pura elucubración mental, pues no se tiene constancia de que jamás fuera construido. En 1687 Isaac Newton anuncia sus leyes del movimiento. Entre ellas, la tercera ley anunciaba que existe un equilibrio entre acción y reacción: «para cada acción habrá una reacción de la misma fuerza e intensidad pero de sentido opuesto». Cuando las fuerzas se equilibran, son iguales en todas las direcciones. Pero al pinchar el globo o soltar la boquilla ocurre una acción que desequilibra el sistema(Lucini, 1972).

En el año 1873 George Brayton (1830 – 1892) expuso el principio de funcionamiento del ciclo que lleva su nombre que originariamente se desarrolló empleando una máquina de pistones con inyección de combustible, para luego realizarlo como ciclo abierto simple llamado turbina a gas(Monchy, 1990).

La primera turbina de gas realmente construida fue concebida por J.F. Stolze en 1872 a partir de una patente de Fernlhougs, y construida realmente entre 1900 y 1904. Constaba de un compresor axial multietapa, un intercambiador de calor que precalentaba el aire antes de entrar en la cámara de combustión, utilizando los gases de escape de la turbina para este fin, y una turbina de expansión multietapa. A pesar de lo genial del diseño, el poco éxito fue debido al bajo rendimiento tanto del compresor como de la turbina, por las bajas relaciones de compresión y la baja temperatura máxima alcanzada en función de los materiales disponibles en la época(Wilson, 1991).

La relación de compresión era sin duda uno de los retos a superar para el desarrollo de las turbinas, pues mientras no se consiguieran compresores eficaces era imposible desarrollar turbinas con rendimientos que permitieran su desarrollo. Los primeros turbocompresores axiales de rendimiento aceptable aparecen en 1926, A. A. Griffith establece los principios básicos de su teoría del perfil aerodinámico para el diseño de compresores y turbinas, y es a partir de aquí cuando se emprende el desarrollo de los compresores axiales. La teoría del perfil aerodinámico expuesta por Griffith es sin duda un importante hito en el desarrollo de las turbinas de gas tal y como las conocemos hoy en día, y gracias a los conocimientos desarrollados por Griffith se consiguió desarrollar compresores y turbinas de alto rendimiento(Wilson, 1991).

Hasta 1937 todos los desarrollos de turbinas de gas tenían una finalidad industrial, y no conseguían competir con los motores alternativos a pistón, debido siempre a su bajo

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

rendimiento máximo (20%). Pero sus características de bajo peso y pequeño volumen hicieron que un poco antes del inicio de la segunda guerra mundial comenzara el desarrollo de turbinas para uso aeronáutico. Así, Whittle en Gran Bretaña en 1930 concibió y patentó el uso de un reactor como medio de propulsión. Alemania, por su parte, también desarrolló en paralelo su primer motor a reacción para aviación. En 1939 Heinkel hizo volar el primer avión utilizando un motor a reacción de gas, su potencia era de 4000 kW.

Este uso masivo del motor de reacción unido a los nuevos conocimientos de aerodinámica permitió el desarrollo de turbo máquinas con alto rendimiento. De esta forma, a partir de los años 60 el uso del reactor se generalizó y en la década de los 70 prácticamente toda la aviación de gran potencia era impulsada por turbinas (Energiza, 2011).

Los últimos 20 años han supuesto un gran avance de las turbinas de gas, este crecimiento se ha visto apoyado por una mejora en la tecnología de los materiales, nuevas capas de tratamiento y nuevos esquemas de enfriamiento. Todo esto unido a un aumento de la temperatura y de la relación de presiones del compresor, ha elevado la eficiencia de la turbina desde el 15 % hasta más del 45 % (Garcia, 2013).

Hoy en día, el diseño de turbina de gas que se ha impuesto está basado en un compresor axial multietapa, una cámara de combustión interna y una turbina de expansión, todo ello construido de una forma bastante compacta que da idea de un equipo unitario. Pero al diseño de turbina predominante en la actualidad se ha llegado después de una larga evolución desarrollada a lo largo del siglo XX, principalmente (Energiza, 2011).

Las turbinas de gas son equipos capaces de transformar la energía química contenida en un combustible en energía mecánica, ya sea para su aprovechamiento energético o como fuerza de impulso de aviones, automóviles o barcos. El esquema se representa en la **figura 1.2**

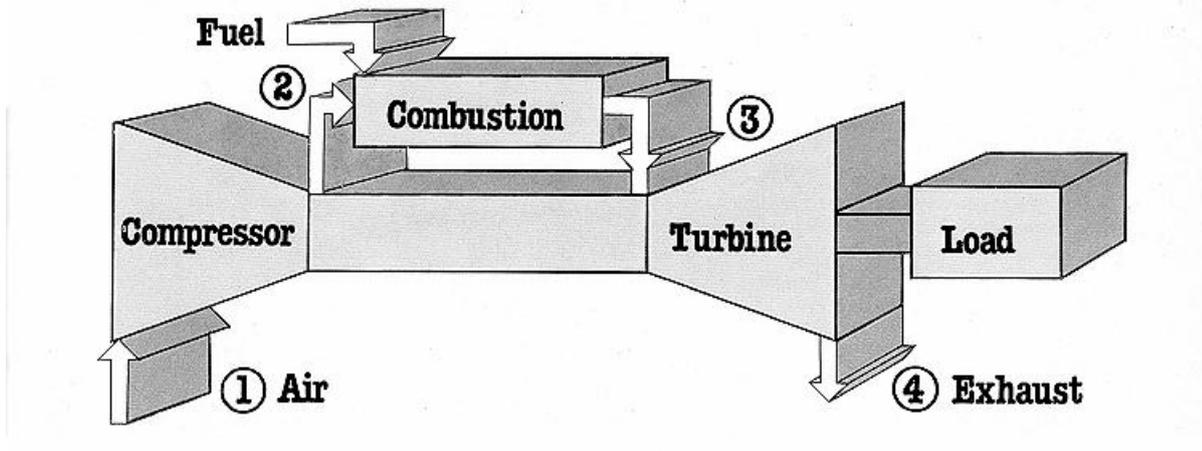


Figura 1.2 Esquema de una turbina de gas. **Fuente:** (Monchy, 1990).

Pueden clasificarse según el origen de su desarrollo, por el diseño de su cámara de combustión y por su número de ejes.

Si bien se le llama ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no realiza un ciclo completo dado que el fluido que ingresa es aire y el que egresa son gases de combustión, o sea en un estado diferente al que se tenía cuando se inició el proceso, por eso se dice que es un “ciclo abierto” (Castellanos, 2011).

1.2.1 Componentes de la turbina de gas.

La máquina está compuesta de los siguientes elementos (Fernández, 2009):

1. Un compresor centrífugo.



Figura 1.3 Compresor centrífugo. **Fuente:** (Baskharone, 2006).

2. Una o varias cámaras de combustión, en este caso 4 cámaras (según el fabricante)



Figura 1.4 Cámaras de combustión a la izquierda de tipo barril y a la derecha de tipo anular. **Fuente:** (Mataix, 2000)

3. La turbina de gas



Figura 1.5 Turbina a la derecha de flujo axial y a la izquierda de flujo radial. **Fuente:**
(S.L.DIXON, 2005)

4. Sistemas auxiliares para su operación:

- a) Sistemas de lubricación
- b) Sistema de alimentación de combustible
- c) Sistema de regulación de velocidad
- d) Sistema de puesta en marcha y parada
- e) Sistemas de protección de máquina
- f) Sistema de acoplamiento hidráulico
- g) Sistema de virado (virador)

1.3 Ventajas de la turbina de gas.

Las ventajas de la turbina de gas son las siguientes:

- a) Muy buena relación potencia vs. peso y tamaño.
- b) Bajo costo de instalación.
- c) Rápida puesta en servicio.
- d) Es una máquina rotante (no tiene movimientos complejos como son los movimientos roto alternativos de los motores de combustión interna).
- e) Al ser una máquina rotante el equilibrado de la misma es prácticamente perfecto y simple, a diferencia de máquinas con movimiento alternativos.
- f) Menos piezas en movimiento (comparado con los motores de combustión interna).
- g) Menores pérdidas por rozamiento al tener menores piezas en movimiento.
- h) Sistema de lubricación más simple por lo expresado anteriormente.
- i) No necesitan agua (diferente a las turbinas a vapor que requieren de un condensador).
- j) Permiten emplear diferentes tipos de combustibles como kerosene, gasoil, gas natural, carbón pulverizado, siempre que los gases de combustión no corroan los álabes o se depositen en ellos.
- k) El par motor es uniforme y continuo.

1.4 Desventajas de la turbina de gas.

Teniendo en cuenta el estudio de la bibliografía relacionada con el tema objeto de estudio se puede concluir lo siguiente:

Las turbinas de gas tienen bajo rendimiento térmico (alto consumo específico de combustible) debido a:

1. Alta pérdida de calor al ambiente que se traduce por la alta temperatura de salida de los gases de escape por chimenea, entre 495°C a 560 °C.

1.5 Clasificación de las turbinas a gas.

Las turbinas de gas, al igual que las turbinas a vapor, se clasifican en:

1. Turbinas de gas de acción
2. Turbinas de gas de reacción

En las turbinas de acción la caída total de presión de los gases de combustión se produce en las toberas que están ubicadas antes de las etapas móviles y fijas de la misma.

De esta manera se produce una transformación de energía de presión a energía de velocidad (energía cinética) en los gases.

La presión de los gases dentro de la turbina, etapas móviles y fijas, permanece constante.

En las turbinas de reacción, en cambio, la caída de presión de los gases de combustión se produce tanto en las toberas, como en las etapas móviles y fijas que componen la misma.

La presión de los gases dentro de la turbina, etapas móviles y fijas, va disminuyendo.

También las turbinas de gas se clasifican de acuerdo al número de estadíos móviles, en cuyo caso pueden ser:

1. Turbinas de gas mono etapa (un solo estadío móvil)
2. Turbinas de gas multi etapas (varios estadíos móviles)

Igualmente cabe otra clasificación, la cual está en función del número de ejes de la turbina, pudiendo en este aspecto clasificarlas como:

1. Turbinas de gas de un solo eje
2. Turbinas de gas de dos ejes

(Castellanos, 2011)

1.6 Compresor de aire.

Los compresores utilizados en las turbinas de gas son del tipo giratorio, pudiendo ser:

- a) Compresores centrífugos
- b) Compresores axiales

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

La compresión del aire se produce al pasar éste a través de un estadio fijo y uno móvil, por lo tanto el compresor está formado por un gran número de escalonamientos de compresión.

Como en el caso de las turbinas a gas, o a vapor, los compresores axiales pueden ser:

- a) Compresores axiales de acción
- b) Compresores axiales de reacción

La relación de compresión está dada por el cociente entre la presión de salida del aire del compresor y la presión a su entrada (Castellanos, 2011).

1.7 Sistema de combustión.

La combustión en turbinas de gas tiene lugar en la cámara de combustión, ubicada entre el compresor y la turbina.

La cámara consiste en un recipiente al cual ingresa el aire comprimido, al que se le añade el combustible que quemará en forma ininterrumpida. Los gases producto de la combustión dejan la cámara a elevada temperatura y velocidad, para ser utilizados en impulsar la turbina y/o proveer un chorro de empuje.

Los requisitos a cumplir por una adecuada realización de la cámara de combustión son:

- Combustión completa (eficiencia de la combustión)
- Poca pérdida de presión total
- Estabilidad de la combustión
- Buena distribución de temperaturas en la salida
- Corta y de mínima sección
- Operación aceptable en un amplio rango de riquezas de mezcla
- Reencendido

El sistema de combustión provisto en las turbinas de gas puede ser de dos tipos:

- a) Turbinas a gas monocámaras
- b) Turbinas a gas multicámaras

Las turbinas con diseño monocámaras, como es el caso del fabricante Asea -Brown Boveri (ABB), la cámara se ubica en posición perpendicular al eje de la máquina.

En el caso de las turbinas multicámaras, diseño General Electric (GE), las cámaras se ubican en forma concéntricas (paralelas) al eje de la máquina. Las cámaras de combustión de las turbinas a gas han sido objetos de permanentes desarrollos a fin de lograr una eficiente combustión y por otro lado asegurar bajas emisiones contaminantes, especialmente en contenidos de óxidos de nitrógeno (NO y NO₂).

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

Entre las funciones esenciales que debe obtenerse en la cámara de combustión podemos mencionar:

- a) Estabilizar la llama dentro de una corriente de gases que se encuentran a alta velocidad, de manera que ésta se mantenga estable.
- b) Asegurar una corriente de gases continua hacia la turbina.
- c) Mantener una temperatura constante de los gases de combustión que ingresan a la misma.
- d) Lograr la máxima eficiencia de combustión, es decir producir la menor cantidad de inquemados: CO; CH y MP (material particulado u hollín)
- e) La caída de presión dentro de la cámara debe ser la menor posible a fin de minimizar las caídas de presión entre el compresor axial y la turbina.

El sistema de combustión está formado por bujías de encendido, tubos pasa llama y detectores de llama.

Normalmente se instalan dos bujías y dos detectores de llama.

En el caso de turbinas de gas multicámaras el encendido se produce en una de las cámaras de combustión creando un aumento de presión dentro de ella, forzando a los gases calientes que se producen, a pasar a través de los tubos pasa llama al resto de las cámaras, propagando de esta manera la ignición en todas ellas en un tiempo no mayor a 2 segundos.

Los detectores de llama, ubicados diametralmente opuestos a las bujías, constituyen el sistema de detección de llama, emitiendo una señal de control cuando el proceso de ignición ha sido completado (Dr. Ing. E. Brizuela).

1.8 Sistema de refrigeración.

El rendimiento térmico y la potencia de la turbina de gas están fuertemente influenciados por:

- a) La relación de compresión y
- b) La temperatura de los gases de combustión al ingreso a la turbina.

Dado que los aceros super refractarios empiezan a fundir aproximadamente a los 2200 °F, las partes calientes de la máquina deben ser refrigeradas, usando para tal propósito gran parte del aire del compresor axial.

El aire extraído del compresor es utilizado para refrigerar, entre otros componentes calientes, los estadios de toberas fijas y las ruedas de álabes móviles.

Esta pieza es expuesta a elevadas temperaturas cuando los gases calientes pasan a través de ella, aproximadamente 1200 °C.

Los álabes son huecos y el aire ingresa al interior de los mismos produciendo la refrigeración del material. Luego el aire sale por los orificios ubicados en el borde de salida de los álabes y se integra a la corriente de gases.

La temperatura de ingreso de los gases al primer estadio fijo es del orden de los 1200 °C, constituyendo esta temperatura la temperatura de la fuente caliente a la cual se refería SADI CARNOT, llamada también temperatura del fluido motor (Fernandez, 2009).

1.9 Las microturbinas de gas.

Las microturbinas de gas, constituyen un tipo de turbinas de gas que han pasado de la etapa de prototipos experimentales a convertirse en una alternativa factible para la generación de energía eléctrica a pequeña escala.

Estas microturbinas pueden suministrar energía eléctrica de forma local desde unos pocos kw hasta algunos centenares de kw, en conexión en paralelo a la red o en isla, como una fuente independiente de energía.

La generación distribuida mediante microturbinas de gas constituye una solución efectiva, alternativa o complementaria a la instalación de nuevas plantas de producción de energía eléctrica y al tendido de nuevas líneas de distribución de alta tensión.

Con lo que de esta forma, se puede ayudar a paliar el déficit energético producido durante estos últimos años, provocado por el creciente aumento anual de la demanda eléctrica por encima de las previsiones.

Las microturbinas de gas, son turbinas de combustión de pequeño tamaño, con unas características constructivas especiales y con potencias que actualmente se sitúan entre 28 y 200 kw.

Probablemente las características más importantes del sistema de producción distribuida de electricidad basado en las micro-turbinas de gas, sea el bajo nivel de emisiones y de ruido, y el reducido peso y dimensiones de la instalación. Por ello, pueden ser colocadas en sitios donde se requiera la producción de energía eléctrica, calor y/o frío pero exista una limitación de espacio, o en lugares sensibles a la contaminación ambiental o acústica.

Las microturbinas, pueden clasificarse por su configuración en:- Eje simple o eje doble. La configuración en un sólo eje, permite reducir los costos de producción y tiene un mantenimiento más fácil. Además el funcionamiento con un solo eje, permite montar el generador eléctrico en el lado opuesto a la salida de gases, con lo que éstos pueden salir en línea con el eje de la turbina, produciendo una menor pérdida de carga a la salida de gases, dando mayor potencia, y un menor consumo de combustible.

Ciclo simple o con regeneración.

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

En las de ciclo simple, se mezcla el aire comprimido con combustible y se realiza la combustión bajo condiciones de presión constante. Los gases calientes resultantes se expanden en la turbina, produciéndose trabajo.

Las microturbinas de ciclo simple tienen un costo inferior y unas mayores aplicaciones del calor para cogeneración, que las microturbinas de ciclo regenerativo. Normalmente, las unidades de ciclo regenerativo usan un intercambiador de calor con el fin de recuperar calor de la corriente de salida de la turbina y transferirlo a la corriente de entrada del aire. El aire precalentado es después utilizado en el proceso de combustión. Si el aire es precalentado, se necesitará menor cantidad de combustible (ahorro del 30-40 %) para alcanzar la temperatura requerida a la entrada de la turbina. El hecho de combinar las microturbinas con equipos de recuperación de energía, para su transferencia al aire de combustión, hace que con estos sistemas se pueda llegar a doblar la eficiencia eléctrica de la microturbina.

El uso de las microturbinas, ofrece un gran número de ventajas, en comparación con otras tecnologías de producción de energía a pequeña escala, como pueden ser los motores de gas natural, principalmente:

Menor número de partes móviles, tamaño compacto, menor peso, energía térmica recuperable en una sola corriente, alta disponibilidad, menor nivel de emisiones y una vida operativa más larga.

Estos sistemas serán de gran utilidad para ayudar a los consumidores de baja capacidad a reducir sus costos energéticos, mejorar la calidad de la energía eléctrica y minimizar el problema de los cortos de suministro.

1.10 Mejoras introducidas.

El ciclo termodinámico teórico por el cual funcionan todas las turbinas de gas es el Ciclo Brayton.

La figura 1.7 nos muestra los diagramas “temperatura – entropía” y “presión –volumen” para éste ciclo.

Los estados termodinámicos que en él se señalan corresponden a los puntos usados en el esquema de la **figura 1.2**

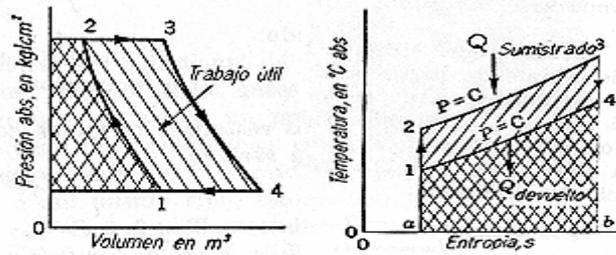


Figura 1.7 Diagramas temperatura entropía y presión volumen para el ciclo Brayton. **Fuente:**(Fernandez, 2009)

Las transformaciones teóricas que se realizan en el ciclo son las siguientes:

La compresión 1-2 representa la compresión isentrópica del aire que se realiza en el compresor axial.

La transformación 2-3 representa el proceso de combustión a presión constante donde se produce el aporte de calor (Q suministrado).

La transformación 3-4 representa la expansión isentrópica de los gases de combustión en la turbina.

No existe la transformación 4-1. En los diagramas se representa solo a modo de cerrar el ciclo ya que el ciclo Brayton es en realidad, como se ha explicado anteriormente, un ciclo abierto.

Podemos interpretar que del punto 3 a 4 se produce la devolución de calor (Q devuelto) del sistema al medio, es decir la pérdida de calor al ambiente a través de los gases de escape de la turbina.

Para mejorar el rendimiento del ciclo Brayton existen diferentes mejoras:

Una mejora consiste en realizar múltiples enfriamientos en el proceso de compresión del aire en el compresor axial aproximando la transformación isentrópica en una transformación isoterma, con lo cual aumentamos el área encerrada por el ciclo, esto se muestra en la **figura 1.8**

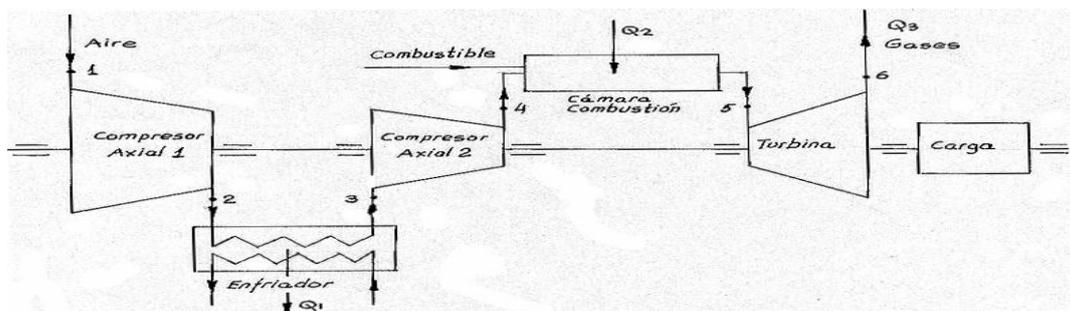


Figura 1.8 Ciclo Brayton con enfriamiento intermedio **Fuente:** (Fernández, 2009).

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

Suponiendo un solo enfriamiento intermedio y que el enfriador es perfecto, no introduciendo pérdidas térmicas ni caída de presión.

La compresión total del aire se hace en dos etapas utilizando dos compresores axiales: a) compresor de baja presión (C1) y b) compresor de alta presión (C2). El aire que sale del compresor (C1) a presión p_2 y temperatura T_2 , se enfría en el enfriador hasta la temperatura $T_3 = T_1$ con extracción de calor de Q_1 . Luego se realiza la compresión (3 – 4) en el 2º compresor axial de alta presión (C2) hasta la presión p_4 resultando, de este modo menor el trabajo de compresión que el que requeriría para comprimir hasta la presión p_4 sin enfriamiento intermedio.

Los diagramas de la Figura 1.9 representan las transformaciones teóricas del ciclo Brayton con enfriamiento intermedio.

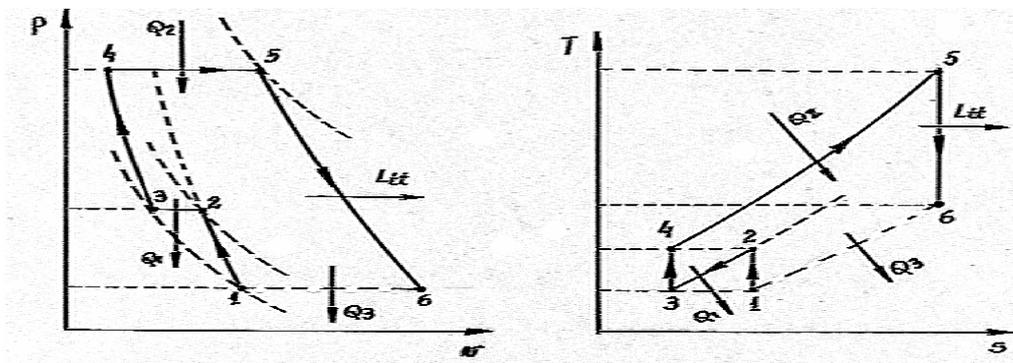


Figura 1.9 Transformaciones teóricas del ciclo Brayton con enfriamiento intermedio.

Fuente:(Fernández, 2009).

Otra mejora, es empleando el mismo criterio, consiste en realizar calentamientos múltiples en el proceso de expansión de los gases en la turbina, aproximando la transformación isoentrópica a una transformación isoterma, lo cual se ilustra en la **figura 1.10**

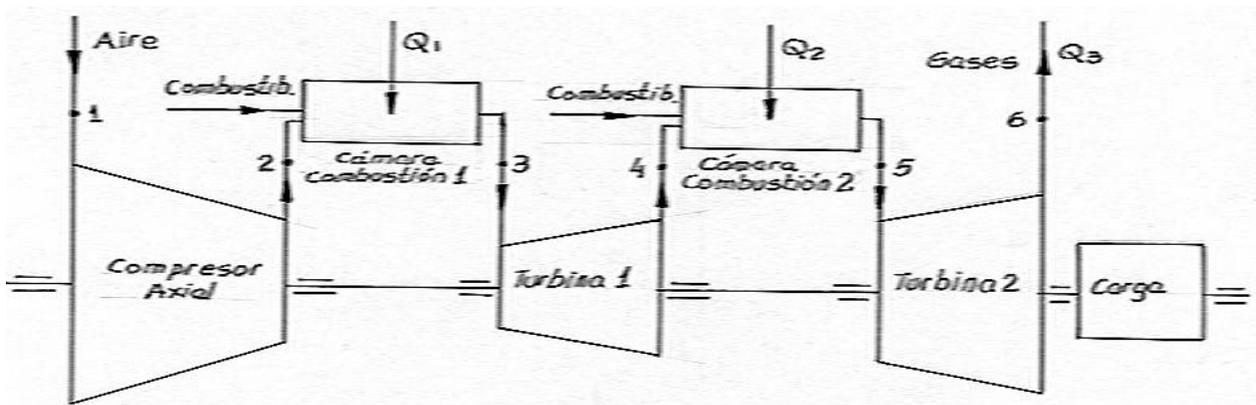


Figura 1.10 Ciclo Brayton con recalentamiento intermedio. **Fuente:** (Fernández, 2009).

Se puede aumentar la potencia de la máquina, realizando la expansión en etapas de varias turbinas con recalentamiento intermedio en cada etapa, hasta alcanzar la temperatura límite inicial. Teóricamente podría emplearse un número infinito de etapas de recalentamiento, lo que llevaría, en el límite, a una expansión isotérmica.

El trabajo útil del ciclo Brayton con recalentamiento, será la suma algebraica de los trabajos de expansión realizados por las turbinas y el trabajo absorbido por el compresor: Si bien es cierto que con este tipo de instalación se logra mayor trabajo útil, no ocurre lo mismo con el rendimiento térmico que se ve disminuido con respecto a un ciclo Brayton simple entre las mismas temperaturas.

La figura 1.11 indica los diagramas ideales que corresponden a este ciclo.

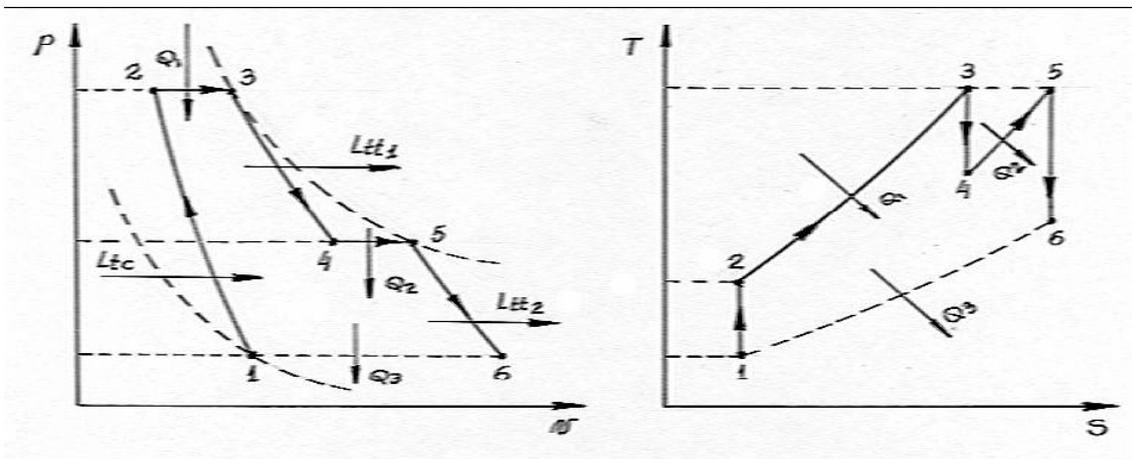


Figura 1.11 Transformaciones teóricas del ciclo Brayton con recalentamiento intermedio.

Fuente: (Fernández, 2009).

También se puede aumentar el rendimiento del ciclo, o sea, obtener más energía con la misma cantidad de combustible, empleando parte del calor perdido que se llevan los gases de escape de la turbina, para precalentar el aire a la salida del compresor, antes de su entrada a la cámara de combustión, lo que permite gastar menos combustible para llegar a la misma temperatura de ingreso a la máquina. En este caso, se recurre al ciclo Brayton regenerativo, que utiliza el esquema de instalación que se indica en la figura siguiente.

Donde

Q_1 = Calor ganado por el aire

Q_2 = Calor aportado por la oxidación del combustible

Q_3 = Calor cedido por los gases de combustión

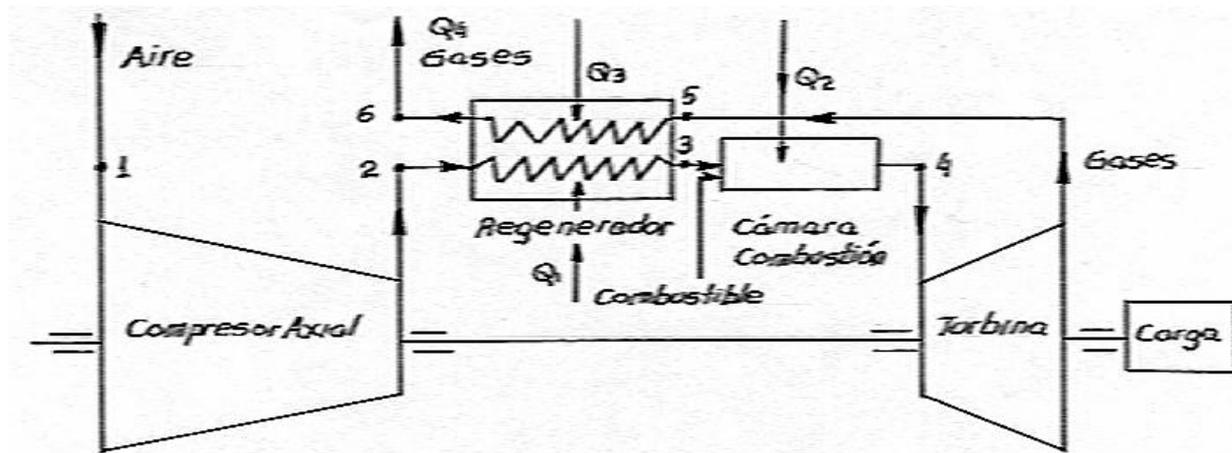


Figura 1.12 Ciclo Brayton regenerativo. **Fuente:** (Fernández, 2009).

1.11 Regeneradores.

Los regeneradores o intercambiadores de calor empleados en las turbinas a gas son del tipo de coraza y tubos, o bien, del tipo rotativo, siendo los primeros los más empleados. En ellos los gases de escape pasan por el interior de los tubos y el aire a precalentar por el exterior de los mismos.

El empleo de regeneradores presenta tres inconvenientes:

- a) Gran superficie de intercambio de calor.
- b) Dificultad para la limpieza de la misma.
- c) Aumento de la resistencia al paso de los gases de escape.

En un regenerador ideal, en donde suponemos que no hay pérdidas de calor, el balance de energía se establece igualando toda la energía que recibe el aire a la energía entregada por los gases de escape.

En la realidad podemos observar que:

- a) El calor específico a presión constante de los gases es mayor que el del aire debido a que los gases están a mayor temperatura.
- b) El caudal másico de gases es superior al del aire en virtud de que es la suma del caudal másico del aire más el del combustible quemado.

Por estas razones es que:

La elevación de temperatura del aire será mayor que la disminución de temperatura en los gases (García, 2013).

1.12 Turbina de gas simple de doble eje.

La turbina de gas simple de doble eje está compuesta de dos turbinas a gas, una de ellas está dispuesta para mover el compresor axial y la otra para accionar la carga.

Ambas turbinas están montadas en ejes diferentes coaxiales entre sí.

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

Esta configuración resuelve en gran parte la pérdida significativa de rendimiento que sufre una turbina de un solo eje cuando la carga disminuye.

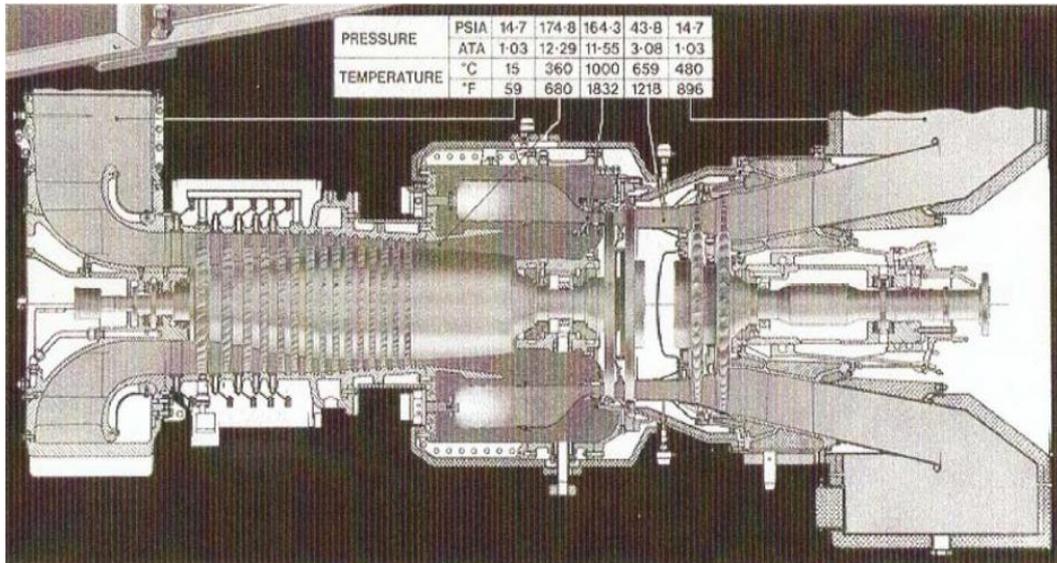


Figura 1.13 Turbina de gas simple de doble eje. **Fuente:** (Fernández, 2009).

En efecto, analicemos el caso de una turbina de simple eje acoplada a un generador eléctrico cuando éste disminuye su potencia.

Dado que tanto el compresor como la turbina deben girar al mismo número de vueltas para mantener constante el número de (rpm) del generador a fin de mantener la frecuencia de la energía eléctrica generada (50 Hz), se deberá lógicamente reducir la cantidad de combustible aportado en la cámara de combustión de la máquina, mientras que la cantidad de aire impulsada por el compresor axial se mantiene constante al igual que su relación de compresión, con lo cual esto da lugar a una disminución de la temperatura de los gases de combustión y con ello el rendimiento de la turbina a gas, lo cual coincide con el enunciado de CARNOT: a menor temperatura de la fuente caliente, manteniéndose constante la temperatura de la fuente fría, el rendimiento de la máquina térmica disminuye.

Por lo tanto, una turbina de simple eje que trabaja a un número de vueltas constantes, debe funcionar siempre a plena carga en forma permanente para que su rendimiento sea elevado, de otra manera como se ha explicado al caer el rendimiento aumenta el consumo específico de combustible y en consecuencia el funcionamiento de la máquina se vuelve antieconómico.

Dicho en otras palabras, una turbina de gas de simple eje destinada a generar energía eléctrica no ha sido concebida para modular la demanda de potencia de la red eléctrica. La misma deberá despacharse al servicio siempre a plena carga.

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

La disposición de doble eje, sin embargo, permite mantener prácticamente constante el rendimiento de la instalación cuando varía la carga de la máquina.

Por ejemplo, cuando la potencia del generador eléctrico disminuye, hay un menor ingreso de combustible a las dos cámaras de combustión con lo cual la turbina 1 acoplada al compresor reduce el número de vueltas y en consecuencia éste mueve una cantidad de aire menor, reduciendo a su vez la relación de compresión.

Para que la turbina 2 trabaje a rendimiento prácticamente constante, cualquiera sea la potencia que deba entregar el generador eléctrico, además de variar el combustible, se debe variar la cantidad de aire que envía el compresor a la cámara de combustión 2 para que su temperatura se mantenga constante, sin variar su velocidad.

Esto es posible dado que la cantidad de aire que alimenta a la cámara de combustión de la turbina 2, que acciona el generador eléctrico, disminuye con lo cual la temperatura de los gases se mantiene constante y con ello la pérdida de rendimiento es muy pequeña, manteniéndose casi constante.

1.13 Materiales de los álabes de turbinas.

El material con que están contruidos los álabes de las turbinas son muy variados y sobre ellos se han hecho muchas investigaciones a fin de determinar la composición más adecuada que permita:

- a) Resistir muy altas temperaturas
- b) Ser resistentes a la corrosión
- c) Ser resistentes a la fatiga termo mecánica
- d) Ser resistentes al escurrimiento molecular que se produce por acción de los esfuerzos centrífugos y las altas temperaturas.

Normalmente se construyen en aceros ferríticos aleados con manganeso, cromo, níquel, molibdeno, titanio y cobalto, en distintas proporciones según sus fabricantes.

En turbinas a gas empleadas como plantas propulsoras de vehículos terrestres se han empleado con gran éxito álabes contruidos en porcelana, con lo cual las temperaturas de trabajo han alcanzado valores superiores a los 1.600°C, con el consiguiente incremento significativo en el rendimiento térmico de la máquina (Tuduri, 2013).

1.14 Puesta en marcha de la turbina de gas

La puesta en marcha de una turbina de gas comprende una serie de secuencias programadas, entre las cuales podemos mencionar las más importantes en orden de cómo se van realizando:

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

- 1) Se pone en funcionamiento el sistema de lubricación a través de la bomba auxiliar de aceite, la cual es energizada mediante corriente alterna disponible de la red.
- 2) Una vez alcanzada la presión adecuada de aceite, se pone en marcha el motor de arranque o también llamado motor de lanzamiento, el cual puede ser indistintamente y según los casos un motor DIESEL, un motor eléctrico de rotor bobinado, o una pequeña turbina a vapor. El eje de salida del motor se encuentra acoplado al embrague hidráulico
- 3) Estabilizadas las temperaturas del motor de lanzamiento, se activa el acoplamiento mecánico, vinculando de esta manera el eje del motor con el eje del paquete compresor – turbina – generador eléctrico, a través del embrague hidráulico.
- 4) Se pone en marcha el virador, el cual saca del reposo a la masa rotante haciéndola girar aproximadamente de 3 a 5 rpm.
- 5) Confirmado que el rotor está en lenta rotación y que el acoplamiento ha sido establecido, se inicia la etapa de aceleración del motor de lanzamiento, que en el caso de que éste fuera un motor eléctrico de rotor bobinado se van desconectando las resistencias rotóricas con lo cual se incrementa el número de vueltas del mismo.
- 6) A medida que aumenta el número de vueltas del motor de lanzamiento, aumenta también el de la máquina y generador gracias al ya mencionado embrague hidráulico. Esta situación se mantiene hasta que todo el conjunto alcanza aproximadamente la mitad del número de vueltas de régimen de la turbina.
- 7) Cuando se alcanza éste estado de giro se habilita el ingreso de combustible a los inyectores ubicados en las cámaras de combustión y paralelamente se energiza la bujía de encendido, produciéndose la combustión del combustible.
- 8) La turbina se acelera, arrastrada por el motor de lanzamiento y por los gases de combustión producidos.
- 9) Cuando el número de vueltas de la turbina supera el del motor de lanzamiento, éste se desacopla automáticamente.
- 10) La turbina continúa el proceso de aceleración por sí sola gracias ahora a los gases de combustión hasta alcanzar el número de vueltas de régimen.
- 11) Cuando se alcanza el estado de régimen se transfiere el proceso de lubricación a la bomba principal de aceite, saliendo de servicio la bomba auxiliar.
- 12) En estas condiciones el generador entra en paralelo con la red y empieza a tomar carga hasta llegar a entregar la potencia efectiva del mismo.
- 13) Esta operación se realiza por medio del regulador de velocidad que actúa sobre la bomba de combustible. El caudal de combustible depende de la presión de inyección.

1.15 Detención de la turbina de gas

Las principales secuencias para sacar de servicio una turbina de gas que acciona un generador eléctrico son las siguientes:

- 1) Se empieza a bajar potencia eléctrica en el generador actuando sobre la válvula de regulación de combustible hasta reducir la potencia a cero.
- 2) Se saca de paralelo el generador eléctrico.
- 3) Se pone en marcha la bomba auxiliar de aceite.
- 4) Se corta el suministro de combustible con lo cual empieza el período de desaceleración del grupo.
- 5) Cuando el número de vueltas ha bajado aproximadamente de 3 a 5 rpm. entra en funcionamiento el virador.

Este dispositivo está constituido por un motor eléctrico y un reductor de velocidad con lo cual se alcanza un elevado par torsor, suficiente para hacer girar al grupo una vez que éste se ha detenido.

El proceso de giro por acción del virador se realiza a fin de permitir un enfriamiento uniforme del rotor de la turbina, evitando con ello que éste se deforme por diferencia de temperaturas dentro del estator de la máquina.

Esta parte de la detención de la máquina es muy importante dado que si ésta se detiene, al tener su rotor a alta temperatura, se produce una zona caliente en la parte superior del eje del rotor, lo cual da lugar a que éste se tuerza con una convexidad hacia arriba.

- 6) Se detiene el virador cuando la temperatura en el interior de la turbina es muy próxima a la temperatura ambiente.
- 7) Se detiene la bomba auxiliar de aceite.(Garrido, 2009)

1.16 Cogeneración.

Debido a las altas temperaturas a las que salen los gases de escape de la turbina se ha introducido en el que hacer de los ingenieros un nuevo concepto con el objetivo de economizar los gastos y de aprovechar al máximo la energía química del combustible y es la cogeneración. El acrónimo en inglés *CHP (Combined Heat and Power)* relaciona el concepto de la cogeneración, varios autores(J.M, 1994, EDUCOGEN, 2001, Eléctrica, 2003) coinciden que la cogeneración se define como la producción simultánea en proceso secuencial, de electricidad (energía mecánica) y energía térmica útil, a partir de la misma fuente primaria de energía. Esta fuente de energía puede ser petróleo, carbón, gas licuado o natural, biomasa o energía solar, y otros.

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

Este sistema de generación conjunta de energía reduce notablemente la factura energética de las empresas y mejora el proceso productivo alcanzando niveles de rendimiento muy altos, generando electricidad y calor simultáneamente.

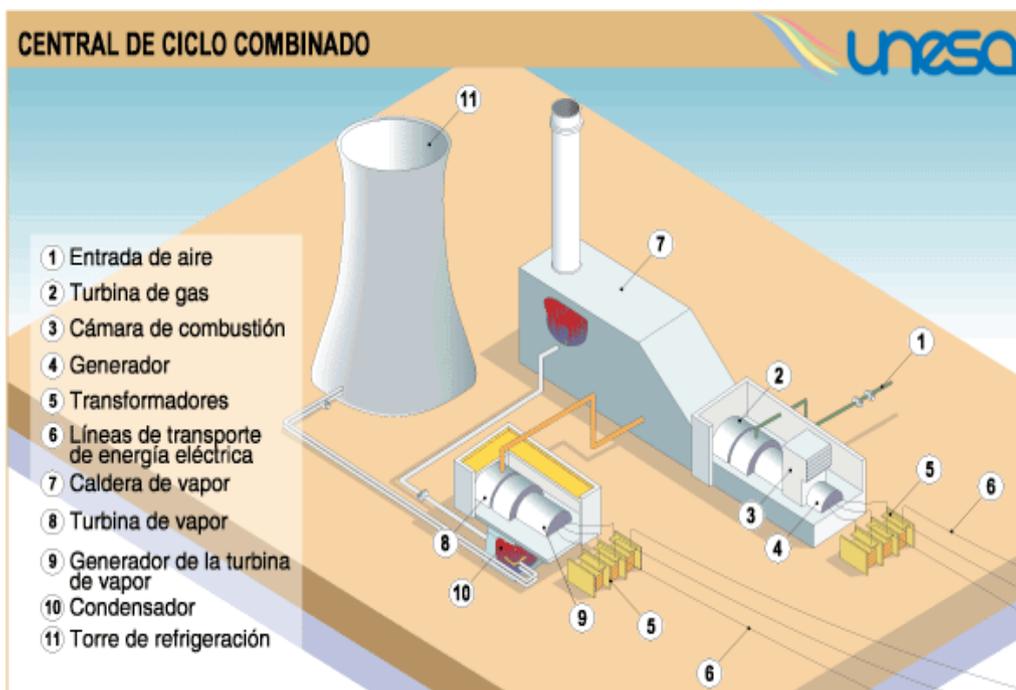


Figura 1.14 Ciclo combinado. **Fuente:**(Eléctrica, 2003)

El ciclo combinado es una central en la que la energía térmica del combustible es transformada en electricidad mediante dos ciclos termodinámicos: el correspondiente a una turbina de gas (ciclo Brayton) y el convencional de agua/turbina vapor (ciclo Rankine). Los gases de combustión de la turbina se conducen hasta la turbina de gas (2) para su expansión. La energía se transforma, a través de los álabes, en energía mecánica de rotación que se transmite a su eje. Esta potencia es consumida en el generador eléctrico (4), que está acoplado a la turbina de gas para la producción de electricidad. El rendimiento de la turbina aumenta con la temperatura de entrada de los gases, que alcanzan unos 1.300°C , y que salen de la última etapa de expansión en la turbina a unos 600°C . Por tanto, para aprovechar la energía que todavía tienen, se conducen a la caldera de recuperación (7) para su utilización.

A partir de este momento se pasa a un ciclo convencional de vapor/agua. Por consiguiente, este vapor se expande en una turbina de vapor (8) que acciona, a través de su eje, el rotor de un generador eléctrico (9) que, a su vez, transforma la energía mecánica rotatoria en electricidad de media tensión y alta intensidad. A fin de disminuir las pérdidas de transporte, al igual que ocurre con la electricidad producida en el generador de la turbina de gas, se eleva su tensión en los transformadores (5), para ser llevada a la red general mediante las líneas de transporte (6).

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

El vapor saliente de la turbina pasa al condensador (10) para su licuación mediante agua fría que proviene de un río o del mar. El agua de refrigeración se devuelve posteriormente a su origen, río o mar (ciclo abierto), o se hace pasar a través de torres de refrigeración (11) para su enfriamiento, en el caso de ser un sistema de ciclo cerrado.

En la configuración de un ciclo combinado gas-vapor es relativamente frecuente que varias turbinas de gas alimenten con el vapor que producen sus calderas de recuperación de calor a una única turbina de vapor. Este hecho obliga a presentar una clasificación atendiendo al número de equipos principales existentes en la central.

La disposición relativa de los ejes de la turbina de gas y de la turbina de vapor, según se encuentren alineados o no, hace que se pueda establecer otra clasificación atendiendo al número de ejes principales de que consta el tren de potencia:

- Centrales monoeje
- Centrales multieje

Además, en los monoeje, el generador puede estar en el extremo del eje (mayor facilidad de mantenimiento) o entre la turbina de gas y la de vapor. En este último caso hay un embrague que acopla la turbina de vapor con el eje de la turbina de gas y el generador, permitiendo producir energía funcionando solo la turbina de gas.

Las configuraciones más comúnmente empleadas en las centrales de ciclo combinado gas-vapor en operación comercial hoy día son las siguientes:

- Configuraciones 1x1 (una turbina de gas que alimenta a una caldera de recuperación de calor y produce vapor para un único ciclo de Rankine).
- Configuraciones 2x1 (dos turbinas de gas que alimentan cada una de ellas a su correspondiente caldera de recuperación de calor y producen vapor para un único ciclo de Rankine).
- También son posibles las configuraciones 3x1, 4x1, etc.

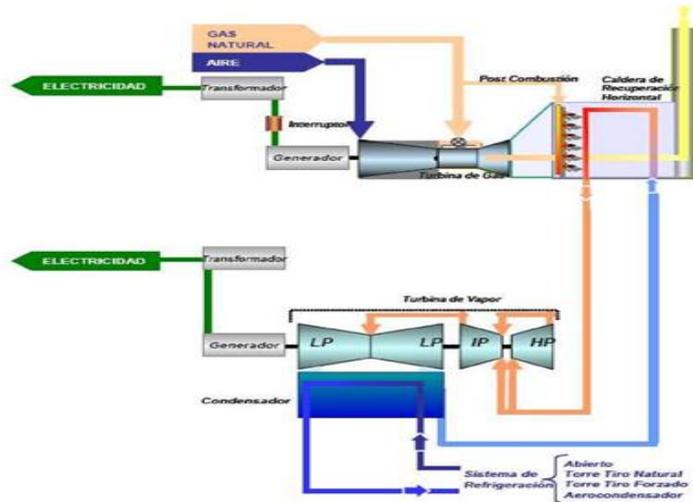


Figura 1.15 Configuración multieje 1x1. Fuente: (EDUCOGEN, 2001)

Las ventajas de esta configuración son las siguientes:

- Posibilidad de funcionamiento con sólo la turbina de gas, derivando los gases a la atmósfera si fuese necesario.
- Mayor disponibilidad de la turbina de gas, al poder operar ésta en caso de avería de la turbina de vapor.
- Admite el condensador con disposiciones axial e inferior.
- Al disponer de dos alternadores puede suministrar energía eléctrica con dos tensiones.
- Fácil mantenimiento de generadores y turbinas.

Inconvenientes:

- Requiere dos alternadores y dos transformadores con el consiguiente incremento de inversión.
- Mayor necesidad de espacio.
- Puente grúa más grande.

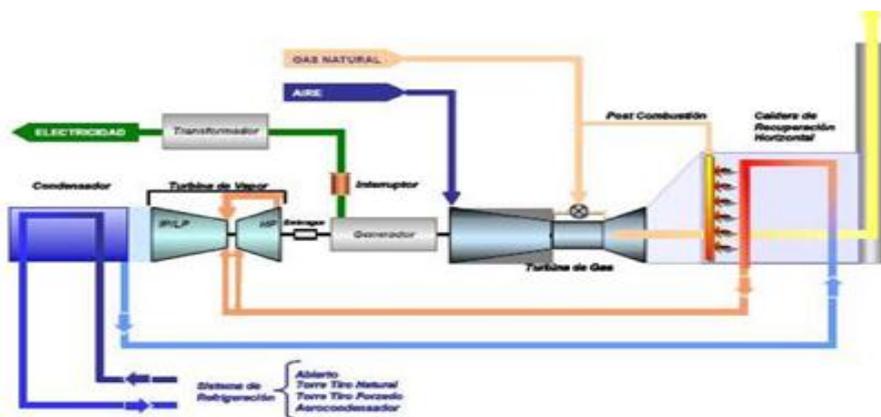


Figura 1.16 Configuración monoeje 1x1 con embrague. Fuente: (EDUCOGEN, 2001)

Ventajas:

- Requiere un alternador menos que la configuración multieje.
- El generador, al estar ubicado entre la turbina de gas y la de vapor, proporciona un mayor equilibrio a todo el conjunto.
- Menor costo de inversión que la configuración multieje.
- Menor costo de obra civil. Esto es debido a la menor altura necesaria del pedestal del turbogenerador, al poder disponer el condensador de forma axial.
- Puente grúa de menor luz que la configuración multieje.
- Menor espacio requerido que la configuración multieje.
- El embrague permite un sistema de arranque más sencillo al poder independizar el rodaje de la turbina de gas de la de vapor. A diferencia del monoeje sin embrague, en esta configuración no es necesaria una caldera auxiliar para el calentamiento previo del vapor en el arranque de la turbina.

Inconvenientes:

- Menor flexibilidad de operación que la configuración multieje, ya que en general esta configuración no suele llevar chimenea de by-pass.
- Evacuación de energía a través de un solo generador y por tanto, menor fiabilidad del conjunto. En la configuración multieje cada alternador a través de su transformador puede alimentar sistemas de transporte con diferentes tensiones.
- Mayor dificultad en la revisión del generador, al tener que desplazarlo lateralmente para poder extraer su rotor.
- No es posible el montaje y la puesta en marcha por fases, a diferencia de la configuración multieje.

Configuración monoeje 1x1 sin embrague.

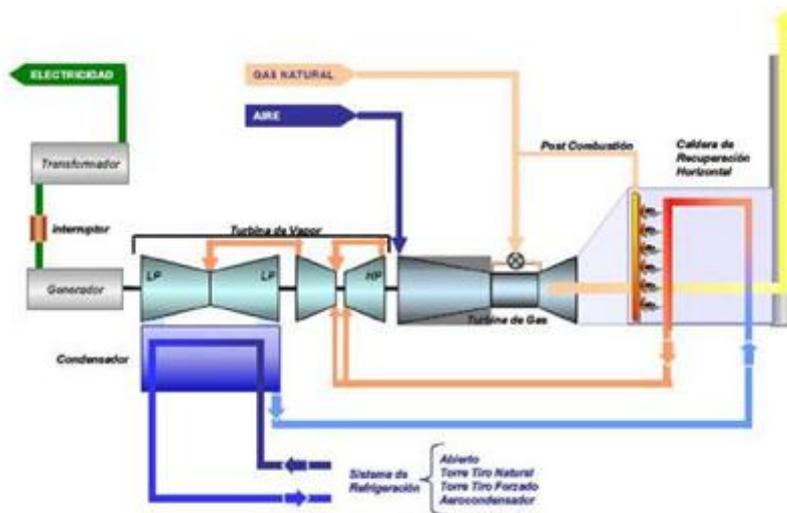


Figura 1.17 Configuración monoeje 1x1 sin embrague. **Fuente:**(EDUCOGEN, 2001)

Las ventajas e inconvenientes con respecto a la configuración multieje son similares a las descritas en la configuración monoeje con embrague con los siguientes elementos diferenciadores:

- El hecho de disponer el generador en un extremo facilita su revisión e inspección.
- Al no poder situar el condensador axialmente, esta configuración requiere un pedestal de mayor altura y mayor inversión en obra civil que en la configuración monoeje con embrague.
- Frente al resto de las configuraciones, el arrancador estático de la turbina de gas es de mayor potencia, al tener que arrastrar la turbina de vapor en el inicio del rodaje.
- Requiere una caldera auxiliar en los arranques para proporcionar vapor de cierres, vapor de vacío -si éste se hace con eyectores- y refrigeración inicial de la turbina de vapor durante el rodaje.

Configuración 2x1.

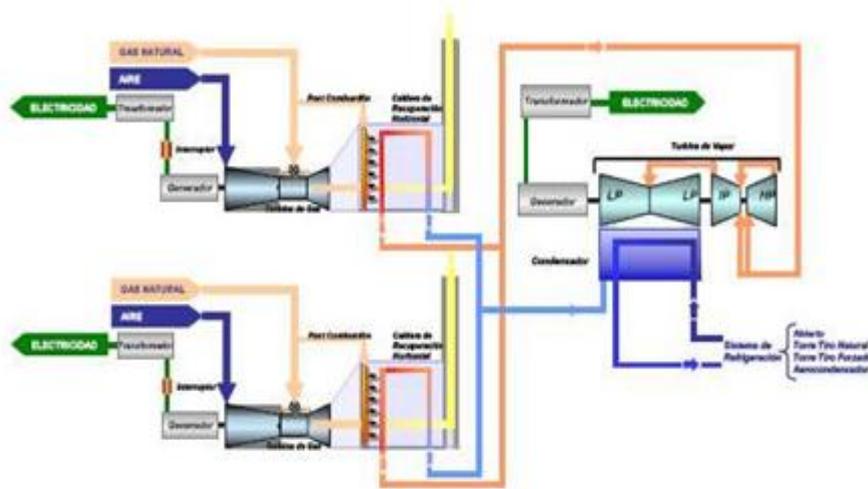


Figura 1.18 Configuración 2x1. **Fuente:**(EDUCOGEN, 2001)

Ventajas:

- Menor costo de inversión que dos monoejes de la misma potencia (aproximadamente un 10%).
- Mayor flexibilidad de operación, al posibilitar el funcionamiento con una turbina de gas y una turbina de vapor y arrancar de forma rápida la segunda turbina de gas.
- Mejor rendimiento a cargas parciales, y especialmente al 50% de carga, al poderse reducir la potencia en solo una de las turbinas de gas.
- Fácil acceso para el mantenimiento de los generadores.
- Equipos de arranque estáticos de turbina de gas pequeños.
- No es necesaria caldera auxiliar.
- Posibilidad de emplear alternadores refrigerados por aire, al ser estos de menor potencia.

Inconvenientes:

- La avería de la turbina de vapor deja fuera de servicio todo el ciclo combinado si no se dispone de by-pass de gases en las turbinas de gas.

1.17 Aplicaciones de la turbina de gas.

A continuación se exponen una serie de aplicaciones del uso de las turbinas de gas en la industria y en la vida cotidiana:

- ✓ **La propulsión aeronáutica:** fue desde el principio y seguirá siendo una de las aplicaciones más importantes (por no decir la más importante) de las turbinas de

gas. Entre los más usados son los motores de aviación de tipo turborreactor, turbofán, y turbohélice. Además otro tipo es el turboeje.

- ✓ **La producción de energía eléctrica:** la turbina de gas de ciclo simple se emplea profusamente como planta de elevada relación potencia/peso, potencia/volumen y potencia/precio. Tal es el caso de las centrales eléctricas de punta, o sea las que suministran energía eléctrica a la red en los momentos de elevado consumo.
- ✓ **Las locomotoras** con turbina de gas han realizado pruebas satisfactorias en algunos países y se espera su aplicación creciente en el futuro.
- ✓ **Transporte terrestre:** apenas se ha empleado en el transporte terrestre, salvo en tracción ferroviaria y en carros de combate, a pesar de su elevada potencia específica. Actualmente resulta prometedora para ser usada en automóviles híbridos.
- ✓ **Células de combustible:** Una aplicación reciente del ciclo Brayton es con las células de combustible. Un compresor eleva la presión del aire para alimentar a la célula a la temperatura requerida para su buen funcionamiento y a una densidad superior a la atmosférica, lo cual permite, al parecer, mayores densidades energéticas y mayores eficiencias. El calor liberado en la célula permite eventualmente extraer potencia en una turbina, que puede superar a la necesaria en el turbocompresor.
- ✓ **En las refinerías de petróleo:** en el proceso de destilación por destrucción (cracking) utilizando como combustible el carbón depositado en el catalizador, en los grupos electrógenos móviles, en los gasoductos para accionamiento de compresores, en los sistemas de energía total y en otros muchos campos surgen continuamente aplicaciones de esta turbomáquina.
- ✓ **Utilización en el vehículo aerosuspendido (“Hovercraft”)**
- ✓ **En la acumulación de energía:** durante la noche son accionados los turbocompresores comprimiendo aire con la energía sobrante en esas horas y en las cargas punta dicho aire comprimido almacenado sirve como aire de combustión para una turbina de gas (Castellanos, 2011).

1.18 Conclusiones parciales

- La literatura analizada ha proporcionado toda la teoría necesaria para dar cumplimiento al problema de la investigación planteado, así como a los objetivos propuestos.

CAPÍTULO I. Marco teórico referencial de la investigación.

- El estudio, desarrollo y la creación de diversos tipos de sistemas de cogeneración ha permitido alcanzar en la actualidad mayor flexibilidad y especificidad del uso de estas tecnologías de forma optimizada en las distintas ramas técnicas, disminuyendo notablemente el impacto que sobre el medio, el clima y la biodiversidad tienen los gases y productos residuales derivados de los procesos de combustión
- Considerando la diversidad de aplicaciones de las turbinas de gas es que se deriva la necesidad no de diseñar una nueva, sino de realizar continuamente modificaciones, transformaciones, innovaciones en las ya existentes que contribuyan a optimizar recursos de todo tipo, ya sean energéticos, materiales, humanos, financieros, y en el caso específico de la turbina de gas TS 21 lograr lo antes planteado para un uso práctico y de beneficio social en tiempo de paz. Esto permite afirmar que el problema de investigación planteado es pertinente, siendo necesario contribuir a la mejora continua del funcionamiento de la misma.

CAPÍTULO II

Capítulo II. Cálculo de los parámetros del funcionamiento de la turbina de gas.

2.1 Introducción

En el presente capítulo se realizan los cálculos de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas. Además se describen los aspectos metodológicos a considerar para el desarrollo del tema en cuestión que posibilitan definir el estudio actual, permitiendo aplicar una metodología de cálculo y mejora de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas.

2.2 Descripción de la turbina



Figura 2.1 Turbina de gas TS-21. **Fuente:(1999).**

La turbina se considera una microturbina de gas, el rotor de la turbina es de tipo centrífugo, tiene la particularidad de que la cámara de combustión es de tipo mixta o sea comienza como una cámara de tipo anular para luego tomar forma de tipo barril, con cuatro inyectores de combustible que alimentan la misma, posee dos turbinas que trabajan de forma antirrotatoria, la primera que es la que produce la potencia y una segunda que la transmite al reductor conformado por un sistema de planetario doble.

2.3 Desarrollo de la investigación

Para el cálculo de los parámetros de trabajo de la turbina se hizo uso de un modelo desarrollado en el Engineering Equation Solver y de algunos datos obtenidos de la bibliografía sobre la turbina.

En la succión de la turbina se produce una conversión de energía térmica en energía cinética la cual se calcula aplicando la primera ley de la termodinámica y sabiendo que no hay calor cedido, no hay trabajo del punto 0 al punto 1, no hay variación de las alturas, por lo que la variación de la energía potencial es 0, se obtiene entonces la siguiente ecuación.

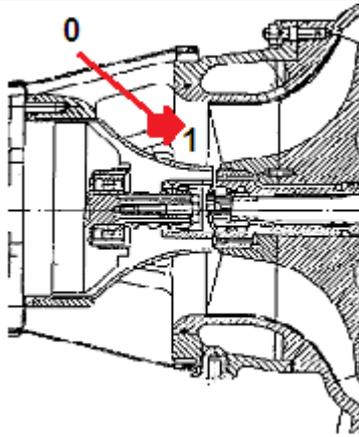


Figura 2.2 Paso del aire por el inductor de la turbina. **Fuente:** Elaboración propia a partir de (1999).

$$\frac{V_1^2}{2 \cdot 1,000} = h_0 - h_1$$

1

V1- velocidad absoluta del aire a la entrada del impelente.

h0 - entalpía del aire atmosférico

h1 - entalpía del aire en la entrada del compresor

La velocidad absoluta dividida la velocidad relativa a la entrada del impelente del compresor centrífugo de la turbina es igual al coseno del ángulo de entrada del álabe del impelente en su radio exterior.

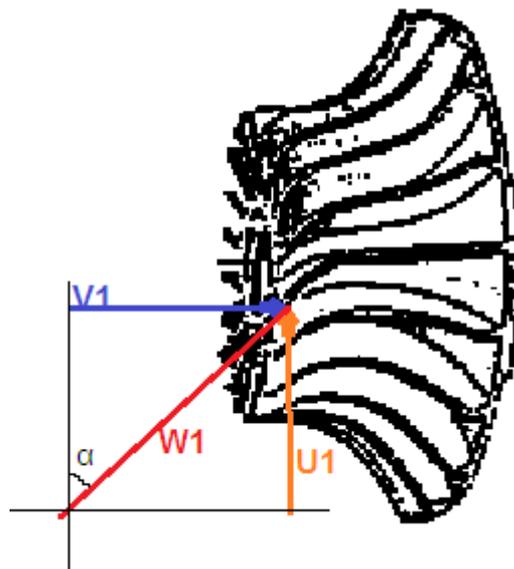


Figura 2.3 Rotor de la turbina. **Fuente:** Elaboración propia a partir de (1999).

$$\cos (a) = \frac{V_1}{W_1}$$

2

W1- velocidad relativa del aire a la entrada del impelente.

De forma similar la relación entre la velocidad absoluta, relativa y tangencial periférica del impelente en la succión se relacionan según la ecuación 3.

CAPÍTULO II. Cálculo de los parámetros de funcionamiento.

$$W1^2 = U1^2 + V1^2 \quad 3$$

U1- Velocidad tangencial

En condiciones de diseño se supone Mach igual 0.95 obteniéndose la siguiente relación.

$$W1 = \text{SoundSpeed} ('Air_{ha}', T=T1, P=P1) \cdot 0.95 \quad 4$$

La velocidad de rotación del impelente en revoluciones por minuto será entonces.

$$n = U1 \cdot \frac{60}{\rho \cdot De1} \quad 5$$

De1- Diámetro exterior de la succión del impelente

Según la ley de continuidad el flujo másico de aire se calcula como:

$$\dot{m}_a = \left[\frac{\rho}{4} \cdot (De1^2 - Di1^2) - \frac{nAlb}{2} \cdot \frac{Sp1}{\cos(a)} \cdot (De1 - Di1) \right] \cdot r ('Air_{ha}', T=T1, P=P1) \cdot V1 \quad 6$$

Di1- Diámetro del cubo del impelente en la succión.

Sp1- Espesor de los álabes.

nAlb- Número de álabes

La velocidad periférica exterior del impelente se calcula despejando de la ecuación

$$n = U2 \cdot \frac{60}{\rho \cdot D2} \quad 7$$

U2- Velocidad tangencial periférica en la salida del impelente.

D2- Diámetro de salida del impelente

Mediante el coeficiente de presión y la eficiencia adiabática del compresor se puede relacionar la energía absorbida del fluido con la energía teórica transferible según la velocidad periférica exterior del impelente.

$$\frac{U2^2}{1,000} = (h2 - h0) \cdot \frac{h_{ad}}{f_p} \quad 8$$

El coeficiente de presión se define como la relación entre los trabajos isoentrópicos para alcanzar la presión según condiciones ideales de velocidad a la salida del impelente y la presión real alcanzada.

$$f_p = (h2s - h0) \cdot \frac{1,000}{U2^2} \quad 9$$

La potencia consumida por el compresor es afectada por un rendimiento mecánico entre la turbina y el compresor.

$$PWc = \dot{m}_a \cdot \left[\frac{h2 - h1}{h_{mc}} \right] \quad 10$$

CAPÍTULO II. Cálculo de los parámetros de funcionamiento.

La potencia producida por la turbina se calcula considerando un rendimiento isoentrópico de la turbina y afectando el flujo de gases por un factor de desvío para refrigeración de las ruedas de la turbina.

$$PW_b = (\dot{m}_a \cdot (1 - A_{Ref}) \cdot (h_3 - h_{4s})) \cdot \eta_t \quad 11$$

La entalpía de los gases a la entrada de la turbina (h_3) se define a partir de la temperatura fijada en la cámara de combustión.

La potencia neta obtenida de la máquina sería:

$$PW_n = PW_b - PW_c \quad 12$$

El flujo de combustible se calcula aplicando la primera ley de la termodinámica a la cámara de combustible.

$$\dot{m}_c \cdot LHV_c = (\dot{m}_a \cdot (1 - A_{Ref}) \cdot (h_3 - h_2)) \cdot 60 \quad 13$$

h_3 - entalpía del aire en la salida de la cámara de combustión.

h_2 - entalpía en la salida del difusor.

LHV_c- Calor específico de combustión inferior del combustible.

El rendimiento de la turbina sería entonces:

$$\eta = \frac{PW_n}{\dot{m}_a \cdot (1 - A_{Ref}) \cdot (h_3 - h_2)} \quad 14$$

Mediante la revisión bibliográfica y las mediciones realizadas se asumieron algunos valores y otros se obtuvieron los cuales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 2.1 Valores asumidos y establecidos en el cálculo.

Valores establecidos	Valor	Valores asumidos	Valor
Temperatura del aire ambiente en reposo (T_0)	30 °C	Rendimiento de la turbina	0,8
Presión de aire ambiente en reposo (P_0)	101,3 kPa	Temperatura estimada de los gases de la combustión (T_3)	850 °C
Ángulo de entrada del impelente (α)	55 °	Desvío de aire para refrigeración (A_{Ref})	0,05
Diámetro exterior de la succión del impelente (D_{e1})	0,106 m	Pérdida de presión en la cámara de combustión (P_{Com})	0,05
Diámetro del cubo del impelente en la succión (D_{i1})	0,046 m	Rendimiento mecánico de la transición turbina compresor	0,98
Diámetro de salida del impelente (D_2)	0,17 m	Coefficiente de presión	0,67
Espesor de los álabes (S_{p1})	0,001 m		
Número de álabes (n_{Alb})	20		

CAPÍTULO II. Cálculo de los parámetros de funcionamiento.

$f_p = 0.67$
 $h_{mc} = 0.98$
 $h_t = 0.8$
 $T_3 = 850$ [C]
 $A_{Ref} = 0.05$
 $P_{Comb} = 0.05$

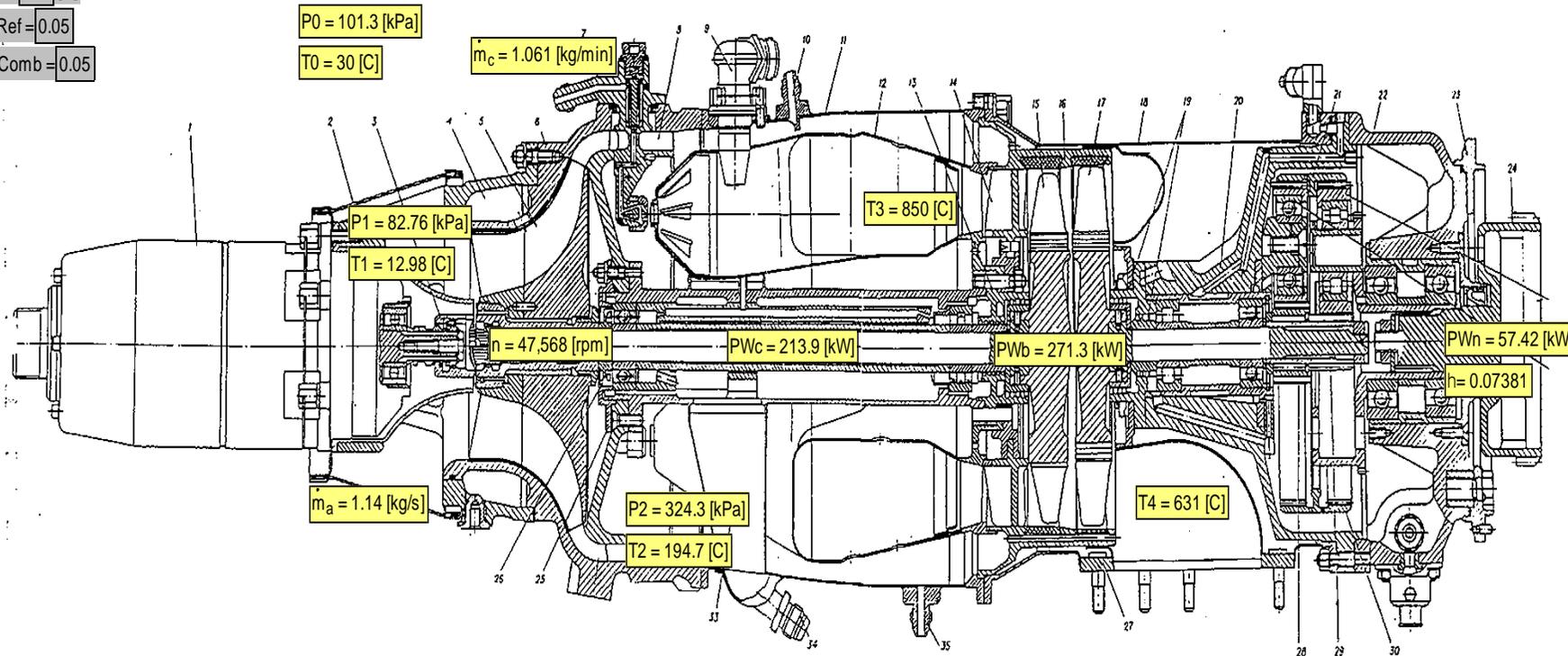


Figura 2.4 Resultados del modelo de cálculo desarrollado. **Fuente:** Elaboración propia a partir de (1999).

2.4 Conclusiones parciales

Como resultado de la investigación realizada utilizando el modelo se concluye que:

- La presión en la succión del compresor con respecto a la atmosférica disminuye considerablemente debido al vacío que provoca el compresor y producto de esto el aire se expande produciendo una disminución de la temperatura en dicho punto, el flujo másico de aire calculado es de 1,14 kg/s y es ligeramente inferior al teórico de la misma que es de 1,18 kg/s esto sucede debido a que el número de revoluciones de eje calculado es inferior al teórico de 50500 rpm. Esta diferencia entre las revoluciones se debe considerar, debido a que estos resultados se derivan de las condiciones de diseño del compresor de la turbina.
- La potencia consumida por el compresor centrífugo de la turbina da como resultado 213,9 kw y la potencia producida por la turbina es de 271,3 kw obteniendo una potencia neta de 57,42 kw la cual se encuentra en los rangos recomendados por el fabricante, además según la bibliografía oscilan entre 47kw y 58kw.
- En el escape de la turbina la temperatura de los gases que se obtiene es de 631 °C mientras que la bibliografía refiere que se puede llegar a 760 °C, siendo típicos valores de 650 °C.
- La presión en la salida del compresor es de 324,3 kPa obteniendo una relación de compresión de 3,2 y según la bibliografía esta es de 3,5
- La eficiencia de la turbina es de 6,5 siendo bastante baja, pero se encuentra en el rango de las turbinas con baja relación de compresión.
- La relación aire combustible en la turbina calculado es de 64,5 y según la bibliografía esta se encuentra entre 50 y 120.

CAPÍTULO III

Capítulo III Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

3.1 Introducción

En el presente capítulo se realiza un diseño conceptual así como una selección del equipamiento auxiliar necesario para la puesta en marcha de la turbina objeto de estudio y la instrumentación mínima asociada para ello, determinando además el costo de los mismos. También se define un procedimiento seguro de arranque y parada del sistema.

3.2 Diseño conceptual del equipamiento auxiliar necesario para la puesta en marcha de la turbina y la instrumentación mínima asociada.

Un instrumento de medición es un aparato que se usa para comparar magnitudes físicas mediante un proceso de medición. Como unidades de medida se utilizan objetos y sucesos previamente establecidos como estándares o patrones y de la medición resulta un número que es la relación entre el objeto de estudio y la unidad de referencia. Los instrumentos de medición son el medio por el que se hace esta conversión.(Rivera)

Las características más importantes de un instrumento de medida son:

Precisión: es la capacidad de un instrumento de dar el mismo resultado en mediciones diferentes realizadas en las mismas condiciones.

Exactitud: es la capacidad de un instrumento de medir un valor cercano al valor de la magnitud real.

Apreciación: es la medida más pequeña que es perceptible en un instrumento de medida.

Sensibilidad: es la relación de desplazamiento entre el indicador de la medida y la medida real (Y.G. Li)

Para el correcto funcionamiento y dominio del estado de trabajo de la máquina se hace indispensable la instalación de un conjunto de instrumentos mediante los cuales se medirán y controlarán los distintos parámetros de trabajo de la misma.

La temperatura es uno de los parámetros que se debe conocer en todo momento y es una magnitud referida a las nociones comunes de caliente, tibio o frío que puede ser medida con un termómetro. En física, se define como una magnitud escalar relacionada con la energía interna de un sistema termodinámico, definida por el principio cero de la termodinámica. Más específicamente, está relacionada directamente con la parte de la energía interna conocida como energía cinética, que es la energía asociada a los movimientos de las partículas del sistema, sea en un sentido traslacional, rotacional, o en forma de vibraciones. A medida que sea mayor la energía cinética de un sistema, se

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

observa que éste se encuentra más «caliente»; es decir, que su temperatura es mayor.(Narayan)

El desarrollo de técnicas para la medición de la temperatura ha pasado por un largo proceso histórico, ya que es necesario darle un valor numérico a una idea intuitiva como es lo frío o lo caliente.

Multitud de propiedades fisicoquímicas de los materiales o las sustancias varían en función de la temperatura a la que se encuentren, como por ejemplo su estado (sólido, líquido, gaseoso, plasma), su volumen, la solubilidad, la presión de vapor, su color o la conductividad eléctrica. Así mismo es uno de los factores que influyen en la velocidad a la que tienen lugar las reacciones químicas.(Salterain)

Fundamentalmente, la temperatura es una propiedad que poseen los sistemas físicos a nivel macroscópico, la cual tiene una causa a nivel microscópico, que es la energía promedio por la partícula. Actualmente, al contrario de otras cantidades termodinámicas como el calor o la entropía, cuyas definiciones microscópicas son válidas muy lejos del equilibrio térmico, la temperatura sólo puede ser medida en el equilibrio, precisamente porque se define como un promedio.

La temperatura es una propiedad intensiva, es decir, que no depende del tamaño del sistema, sino que es una propiedad que le es inherente y no depende ni de la cantidad de sustancia ni del material del que esté compuesto.

Para su medición se pretende utilizar termopares y termómetros bimetálicos como instrumento de medición.

Las termopar o termocupla son dos alambres no precisamente de distinto material ya que depende de la termocupla que se utiliza y su función en el rango que se desea utilizar, los cables están unidos en un extremo (soldados generalmente). Al aplicar temperatura en la unión de los metales se genera un voltaje muy pequeño (efecto Seebeck) del orden de los mili-volts el cual aumenta con la temperatura. Normalmente las termocuplas industriales se consiguen encapsuladas dentro de un tubo de acero inoxidable u otro material (vaina), en un extremo está la unión y en el otro el terminal eléctrico de los cables, protegido dentro de una caja redonda de aluminio (cabezal).

Termómetro de lámina bimetálica (termómetro bimetálico). Es un dispositivo para determinar la temperatura que aprovecha el desigual coeficiente de dilatación de dos láminas metálicas de diferentes metales unidas rígidamente (lámina bimetálica). Los cambios de temperatura producirán en las láminas diferentes expansiones y esto hará que el conjunto se doble en arco. En la práctica, las dos láminas anteriormente mencionadas se suelen bobinar en espiral o en forma helicoidal, dejando un extremo libre

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

al que se suelda un índice o es solidario con una aguja indicadora que muestra, realmente, la rotación angular de la misma sobre una escala graduada en grados centígrados o Fahrenheit. La ventaja de los termómetros bimetálicos sobre los líquidos es su mayor manejabilidad y su gran abanico de medidas. Son ampliamente utilizados en la industria textil y constituyen el fundamento del termógrafo, ampliamente utilizado en estaciones meteorológicas. El órgano sensible está formado por dos láminas metálicas escogidas entre metales que tengan sus coeficientes de dilatación lo más dispares posibles y están soldados una contra la otra a lo largo de toda su longitud. Cuando la temperatura varía, una de las láminas se dilata más que la otra, obligando a todo el conjunto a curvarse sobre la lámina más corta. La lámina bimetálica puede inicialmente estar enrollada en espiral. En este caso la lámina interior está hecha del metal que se dilata más. De esta forma, cuando la temperatura aumenta la espiral se desenrolla. El movimiento se le aplica un sistema de sujetas a la extremidad de la espiral que termina en una aguja que indica la temperatura, este principio se usa generalmente en los termógrafos para obtener un registro continuo de la temperatura.(Vedia).

Otro parámetro a medir es la presión, esta es una magnitud física que mide la proyección de la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie (esa magnitud es escalar), y sirve para caracterizar cómo se aplica una determinada fuerza resultante sobre una línea. En el Sistema Internacional la presión se mide en una unidad derivada que se denomina pascal (Pa) que es equivalente a una fuerza total de un newton actuando uniformemente en un metro cuadrado. En el Sistema Inglés la presión se mide en libra por pulgada cuadrada (pound per square inch o psi) que es equivalente a una fuerza total de una libra actuando en una pulgada cuadrada (Lee).

Para la medición de la presión se pretende hacer uso de manómetros. Un manómetro es un instrumento de medición que sirve para medir la presión de los fluidos. Esencialmente se distinguen dos tipos de manómetros, según se empleen para medir la presión de líquidos o de gases.

El caudal es otra magnitud a medir en el funcionamiento de la turbina y se define como la cantidad de fluido que avanza en una unidad de tiempo. Se denomina también caudal volumétrico o índice de flujo fluido, y que puede ser expresado en masa o en volumen. El instrumento utilizado para medirlo es el caudalímetro (Juste.).

Un caudalímetro es un instrumento de medida para la medición de caudal o gasto volumétrico de un fluido o para la medición del gasto másico. Estos aparatos suelen

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

colocarse en línea con la tubería que transporta el fluido. También pueden llamarse medidores de caudal, medidores de flujo o flujómetros.

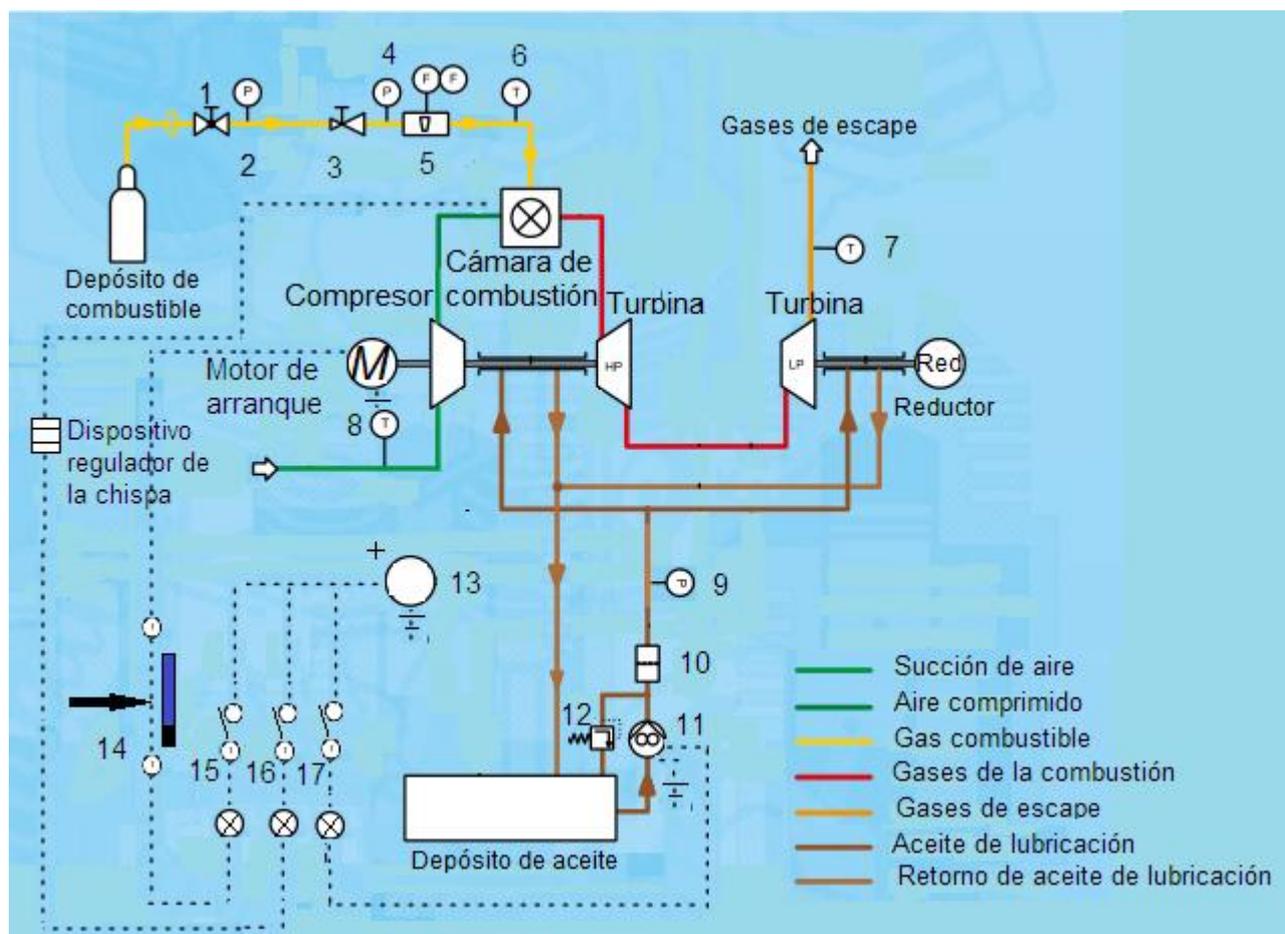


Figura 3.1 Esquema de equipamiento de protección y control. **Fuente:** Elaboración propia.

En el esquema se muestra el equipamiento a utilizar para echar a andar la máquina, es necesario la compra de los siguientes dispositivos:

Una bombona de 15kg de gas para el almacenamiento del combustible que tiene la válvula 1 del esquema.

Un manómetro digital ECO para medir la presión del gas combustible a la salida del depósito de combustible (2).

El manómetro digital ECO1 es un equipo de medida de presión compacto basado en un transductor piezo-resistivo controlado por microprocesador, el cual se encarga de leer estos valores y efectuar los cálculos correspondientes. La presión se mide dos veces por segundo y se visualiza. El display superior indica la presión actual mientras que el inferior los valores máximo y mínimo desde el último RESET. Este manómetro tiene dos teclas: la de la izquierda se utiliza para ponerlo en marcha (función ON/OFF). Una vez en marcha, si se pulsa y se mantiene pulsada, van apareciendo las diferentes funciones en el display. Cuando se suelta, se ejecuta la

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

función que en ese momento aparece en pantalla. La tecla de la izquierda sólo se utiliza para conmutar del valor máximo al mínimo y viceversa.

La alimentación del mismo se realiza con una pila botón CR2430 con vida aproximada de 1400 horas, el mismo trabaja en dos rangos de presión el primero que es el que utilizaremos es de -1 a 30 bar y el segundo de 0 a 300 bar a una temperatura de trabajo de 0 a 50 °C con una precisión de un 0.5 %.



Figura 3.2 Manómetro digital ECO. **Fuente:**(AbCo, 2014)

Una válvula reguladora de flujo de tipo 67CFR modelo FS67CFR-226, de marca Fisher con tamaño de conexión 1/4", con rango de regulación de 0 a 250 psi, la misma tiene incorporado un manómetro (4) para medir la presión del combustible una vez se regule.

Los reguladores Fisher tienen aplicación en tres grandes categorías: gases y líquidos industriales, gas natural y gas propano/butano. Además, los reguladores Fisher encuentran aplicaciones en todo ámbito, desde una caldera industrial hasta el suministro de gas doméstico. En toda aplicación Fisher es sinónimo de calidad y fiabilidad.



Figura 3.3 Válvula reguladora. **Fuente:**(Fisher, 2000).

Un medidor de Flujo Másico para líneas con tamaño de 6 a 51 mm [1/4 a 2 pulgadas] modelo ST75 (5).

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

Utilizando la comprobada tecnología de dispersión térmica de FCI, la medición de flujo másico directa del modelo ST75 elimina el costo y espacio de los sensores adicionales que requieren las tecnologías infrarrojas. Con sus márgenes de medición de flujo de 0.01 a 2.0 kg/s, el ST75 mide un amplio margen de flujos, desde condiciones de bajo a alto caudal.



Figura 3.4 Medidor de flujo. **Fuente:**(2004).

En el caso de los dispositivos (6) y (8) corresponden a la instalación de dos termómetros marca Metron modelo 5312XX con posición de vástago ángulo variable, con rosca de conexión de 1/4 " y rango de 0 a 50°C.



Figura 3.5 Termómetro Metron 5312XX. **Fuente:**(Metron, 2013).

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

Un termopar Chromel – Alumel (TIPO K) se instala en el punto (7) a la salida de los gases de escape.

Una aleación de níquel y de cromo y un conductor compuesto de níquel, Aluminio, manganeso y Silicio. Este termopar puede medir temperaturas de hasta 1200° C ya que el níquel lo hace resistente a la oxidación. Se utiliza con mucha frecuencia en los hornos de tratamientos térmicos.



Figura 3.6 Termopar Chromel – Alumel. **Fuente:**(Ingusa, 2012).

En el punto (9) se coloca un manómetro digital LEO2 para medir la presión del aceite de lubricación. El manómetro digital LEO2 es un equipo de medida de presión compacto basado en un transductor piezo-resistivo controlado por microprocesador, el cual se encarga de leer estos valores y efectuar los cálculos correspondientes. La presión se mide dos veces por segundo y se visualiza. El display superior indica la presión actual mientras que el inferior los valores máximo y mínimo desde el último RESET. Este manómetro tiene dos teclas: la de la izquierda se utiliza para ponerlo en marcha (función ON/OFF). Una vez en marcha, si se pulsa y se mantiene pulsada, van apareciendo las diferentes funciones en el display. Cuando se suelta, se ejecuta la función que en ese momento aparece en pantalla. La tecla de la izquierda sólo se utiliza para conmutar del valor máximo al mínimo y viceversa. El mismo tiene un rango de presión de -1 a 30 bar, es alimentado con una pila botón CR2430 y la unión es mediante rosca de 1/4 de pulgada de gas macho.



Figura 3.7 Manómetro digital LEO2. **Fuente:**(AbCo, 2014).

Los demás dispositivos necesarios se encuentran en el laboratorio de motores donde se pretende realizar la instalación de la turbina.

A continuación en la tabla 3.1 se muestran los dispositivos que son necesarios comprar y el costo de los mismos en el mercado mundial.

Tabla 3.1 Costo del equipamiento necesario.

Dispositivos	Cantidad	Coste por unidad (CUC)	Coste total (CUC)
Bombona de gas	1	80	80
Manómetro digital ECO	1	120	120
Válvula reguladora Fisher	1	3000	3000
Medidor de flujo	1	2800	2800
Termómetro Metron 5312XX	2	200	400
Termopar Chromel – Alumel	1	390	390
Manómetro digital LEO2	1	240	240
Instalación y demás gastos	-	70	70
		Total a pagar	7100

Tabla 3.1 Costo de los dispositivos

3.3 Procedimiento seguro de arranque y parada del sistema

Si bien es importante la instalación de instrumentos para medir los distintos parámetros, y de protección ante cualquier suceso fuera de los estándares de trabajo que comprometan la seguridad del personal y la integridad del equipo, la implementación de un procedimiento seguro de arranque y parada de la misma es una buena forma de proteger

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

la instalación y es por esto que se desarrolló la siguiente secuencia para el arranque y parada de la misma:

Puesta en marcha de la turbina de gas

- 1) Se pone en funcionamiento el sistema de lubricación a través del interruptor (17) que alimenta la bomba de aceite, la cual es energizada mediante corriente alterna procedente de un convertidor alimentado de la red.
- 2) Una vez alcanzada la presión adecuada de aceite, se pone en marcha el motor de arranque activando el interruptor (15), que en este caso es un motor eléctrico de rotor bobinado.
- 3) Confirmado que el rotor está en lenta rotación, se inicia la etapa de aceleración del motor de lanzamiento, en este caso que es un motor eléctrico de rotor bobinado se van desconectando las resistencias rotóricas con lo cual se incrementa el número de vueltas del mismo.
- 4) A medida que aumenta el número de vueltas del motor de lanzamiento, aumenta también el de la máquina. Esta situación se mantiene hasta que todo el conjunto alcanza aproximadamente la mitad del número de vueltas de régimen de trabajo de la turbina.
- 5) Se energiza la bujía de encendido activando el interruptor (16).
- 6) Cuando se alcanza éste estado de giro y con las bujías de encendido energizadas se habilita el ingreso de combustible a los inyectores ubicados en las cámaras de combustión abriendo la válvula (1), produciéndose la combustión del combustible.
- 7) La turbina se acelera, arrastrada por el motor de lanzamiento y por los gases de combustión producidos.
- 8) Cuando el número de vueltas de la turbina supera el del motor de lanzamiento, este es desacoplado de la misma.
- 9) La turbina continúa el proceso de aceleración por sí sola gracias ahora a los gases de combustión hasta alcanzar el número de vueltas de régimen.

Detención de la turbina de gas

Las principales secuencias para sacar de servicio una turbina de gas son las siguientes:

- 1) Se corta el suministro de combustible cerrando la válvula (1) y de electricidad a las bujías con lo cual empieza el período de desaceleración del grupo.
- 2) Cuando el número de vueltas ha bajado aproximadamente de 3 a 5 rpm entra en funcionamiento el motor de arranque que trabaja también como virador, este proceso de giro se realiza a fin de permitir un enfriamiento uniforme del rotor de la turbina, evitando con ello que éste se deforme por diferencia de temperaturas dentro del estator de la máquina.

CAPÍTULO III. Selección del equipamiento auxiliar y estimación de los costos.

Este aspecto relacionado con la detención de la máquina es muy importante dado que si ésta se detiene, al tener su rotor a alta temperatura, se produce una zona caliente en la parte superior del eje del rotor, lo cual provoca que éste se tuerza con una convexidad hacia arriba.

3) Se detiene el virador cuando la temperatura en el interior de la turbina es muy próxima a la temperatura ambiente.

4) Se detiene la bomba de aceite

3.4 Conclusiones Parciales

- El equipamiento auxiliar necesario propuesto para la puesta en marcha de la turbina permite el arranque, funcionamiento y o parada seguro de la instalación, los mismos fueron seleccionados teniendo en cuenta criterios muy importantes para garantizar la fiabilidad, seguridad y economía en el funcionamiento de la instalación, así como la relación calidad/precio.
- Se propone la secuencia para el arranque y parada de la turbina garantizando la seguridad del personal y la integridad del equipo así como la implementación de un procedimiento seguro para proteger la instalación.
- Mediante el cálculo del costo del equipamiento se llega a la conclusión que para la instalación y puesta en marcha de la turbina es necesario invertir antes un total de 7100 CUC.

CONCLUSIONES GENERALES

Conclusiones generales

Después de realizada la investigación se arriba a las siguientes conclusiones generales:

- La bibliografía científica consultada muestra estudios amplios sobre las turbinas de gas, todo lo cual permitió realizar un esquema de funcionamiento de la instalación de la turbina de gas TS-21 que mejoren el mismo, disminuyendo las afectaciones al medio ambiente derivados del proceso de combustión.
- La aplicación de la metodología de cálculo y mejora de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas mediante el uso de un modelo desarrollado en el Engineering Equation Solver y de algunos datos obtenidos de la bibliografía permitió realizar el cálculo de los parámetros fundamentales de funcionamiento de la turbina de gas.
- El flujo másico de aire calculado es de 1,14 kg/s y es ligeramente inferior al teórico de la misma que es de 1,18kg/s esto sucede debido a que el número de revoluciones del eje calculado es inferior al teórico de 50500 rpm. Esta diferencia entre las revoluciones se debe considerar debido a que estos resultados se derivan de las condiciones de diseño del compresor de la turbina.
- La potencia consumida por el compresor centrífugo de la turbina da como resultado 213,9 kw y la potencia producida por la turbina es de 271,3 kw obteniendo una potencia neta de 57,42 kw la cual se encuentra en los rangos dados por el fabricante que según la bibliografía oscilan entre 47 kw y 58 kw.
- La presión en la salida del compresor es de 324,3 kPa obteniendo una relación de compresión de 3,2 y se sabe de la bibliografía que esta es de 3,5.
- La relación aire combustible en la turbina calculado es de 64,5 y según la bibliografía esta se encuentra entre 50 y 120.
- Mediante el cálculo del costo del equipamiento se llega a la conclusión que para la instalación y puesta en marcha de la turbina es necesario invertir antes un total de 7100 CUC.

RECOMENDACIONES

Recomendaciones

Como parte de la continuidad de este trabajo se recomienda:

- Continuar trabajando en el modelo desarrollado para el cálculo de los parámetros de funcionamiento de la turbina debido a que aún quedan algunas imprecisiones por corregir y lograr así el perfeccionamiento del mismo.
- Determinar los parámetros reales de trabajo de la turbina de gas TS-21 una vez encendida la misma.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

1999. Manual de Mantenimiento de la turbina de gas TS-21.
2004. Instrumentos de medición de flujo.
- ABCO 2014. Catalogo de equipos para medir presión.
- BASKHARONE, E. A. 2006. Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines.
- CASTELLANOS, D. H. 2011. Mantenimiento Predictivo de Turbinas de Gas.
- DR. ING. E. BRIZUELA, I. J. C. L. Combustión.
- EDUCOGEN 2001. A guide to cogeneration E.C.N. XVII.
- ELÉCTRICA, A. D. A. D. E. 2003. La Cogeneración en el Plan Nacional de Asignación de CO₂.
- ENERGIZA 2011. Historia y evolución de las turbinas de gas.
- FERNANDEZ, I. J. F. 2009. Ciclo Brayton Turbinas de Gas.
- FISHER 2000. Reguladores de presión.
- GARCIA, G. G. 2013. TURBINAS Y COMPRESORES DE GAS: Los Motores del Siglo XXI.
- GARRIDO, S. G. 2009. Mantenimiento Predictivo.
- INGUSA, G. 2012. Equipos de medición de temperatura.
- J.M 1994. Cogeneración. Aspectos Termodinámicos, Tecnológicos y Económicos.
- JUSTE., G. L. Apuntes E.T.S. de Ingenieros Aeronáuticos.
- LEE, J. F. Theory and Design of Steam and Gas Turbines.
- LUCINI, M. 1972. Turbomáquinas de Vapor y de Gas.
- MATAIX, C. 2000. Turbomáquinas Térmicas.
- METRON 2013. Catalogo equipos Metron.
- MONCHY, F. 1990. Teoría y Práctica del Mantenimiento Industrial.
- NARAYAN, V. Effective Maintenance Management.
- RIVERA, D. P. S. D. Regresión y Diseño de Experimentos.
- S.L.DIXON 2005. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery.
- SALTERAIN, J. L. G. D. R. Turbomáquinas Térmicas, Teoría y Problemas.
- TUDURI, F. S. 2013. *Diseño y construcción de una Turbina de Gas*.
- VEDIA, R. M. D. Motores Térmicos.
- WILSON, D. G. 1991. The Design of Gas Turbine Engines Thermodynamics and Aerodynamics.
- Y.G. LI, P. N. Gas Turbine Performance Prognostic for Condition-based Maintenance.