



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO  
“Dr. Antonio Núñez Jiménez”

FACULTAD METALURGIA- ELECTROMECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO DE DIPLOMA

*En Opción al Título de Ingeniero Mecánico*

**Título:** *Análisis térmico del conjunto Generador de vapor-  
Turbina de la empresa “Ernesto Ché Guevara”*

**Autor:** Oniel Molina Matos

**Tutor:** M. Sc. Yoalbys Retirado Mediaceja

*Moa-2008*

*“Año 50 de la Revolución”*



## DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

---

Yo: **Oniel Molina Matos**, autor de este trabajo de diploma y el tutor, M. Sc. Yoalbys Retirado Mediaceja, declaramos la propiedad intelectual de este al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

---

**Oniel Molina Matos**

---

**M. Sc. Yoalbys Retirado Mediaceja**

## AGRADECIMIENTOS

---

*Agradezco profundamente a la Revolución Cubana y a su líder Fidel Castro, a mi tutor M. Sc. Yoalbys Retirado Mediaceja, por su atención incondicional y sincera, cada vez que la necesité.*

*Agradezco con las más sinceras palabras a las personas que con su mayor voluntad y los deseos que me ayudaron, a las que admiro y respeto mucho como: Rosaida Díaz, Juan García, Yúnior García, por su gran ayuda.*

*Agradecer de forma especial a mis padres: Luís R. Molina y Evarista Matos y a mis queridos tíos Carlos L. Molina y Elizabeth Matos por su apoyo y ayuda para lograr mi formación como profesional.*

*A mis hermanos: Olvis, Yasiel, Maikel por estar siempre a mi lado.*

*A mis amigos: Erit, Fadel, Elien, Yuléxis, Yudania, Jesús, Clíodis, Freddy, Edelmis, Armando Ramírez, Yudelmis, Liliana, Richelmis, Elemer, a todos mis compañeros de aula, a mi querida abuela Mirian Rodríguez, a mi tía Eniledis Matos, Aurelio Batista, Cléudis, a toda mi familia de forma general.*

*Agradezco a todos los que de una forma u otra han contribuido con mi formación profesional.*

*A todos “Muchas Gracias”*

*El autor*



## DEDICATORIA

---

*Dedico este trabajo, primeramente a la Revolución Cubana y a nuestro querido Fidel Castro Ruz por haberme dado la oportunidad formarme profesionalmente.*

*A mis padres: Luís R. Molina y Evarista Matos y a mis queridos tíos Carlos L. Molina y Elizabeth Matos por todo el esfuerzo utilizado.*

*A la memoria de un gran amigo: Yuriel Mayans Calzadilla.*

*A todos “les dedico este éxito”*

*El autor*

## RESUMEN

---

En la empresa Ernesto Che Guevara se genera vapor para el proceso y para la producción de energía eléctrica, en la actualidad no se conoce la eficiencia térmica del conjunto generador vapor - turbina de la referida empresa para las condiciones actuales de explotación debido a la inserción en el proceso de nuevos generadores de vapor.

En el presente trabajo se realizó el balance térmico del conjunto antes mencionado, siendo las eficiencias térmicas promedio del generador de vapor calculadas por los métodos directo e indirecto igual a 92,444 y 93,358%. Las eficiencias térmicas de la turbina de vapor fueron: 63,512 y 55,164% para las variantes 1 y 2 respectivamente. Las eficiencias exergéticas del generador de vapor para las dos variantes calculadas fueron: 90,371 y 91,397% y las pérdidas de exergía oscilaron entre 9,629 y 8,603%.

Finalmente se comprobó que el gasto económico promedio por concepto de consumo de combustible asociado al generador de vapor para los cinco meses analizados asciende a 15805324,8 USD y que las afectaciones medioambientales más importantes existentes en los generadores de vapor y la turbina son las emisiones continuas de los gases producto de la combustión y ruido además de los vertimientos líquidos.

---

## ABSTRACT

---

In the company Ernesto Che Guevara steam is generated for the process and for the production of electrical power, in the present time the thermal efficiency of the group boiler-turbine is not known for the current conditions of exploitation due to the insert in the process of new steam generators.

In this present work was carried out the thermal balance of the group boiler-turbine, being the average thermal efficiencies of the boiler calculated by the direct and indirect methods 92,444 and 93,358%. The thermal efficiencies of the steam turbine were: 63,512 and 55,164% for the variants 1 and 2 respectively. The exergetic efficiencies of the generator of steam for the two calculated variants were: 90,371 and 91,397% and the exergy losses oscillated between 9,629 and 8,603%.

Finally it was proven that the average economic expense for concept of consumption of fuel associated to the generator of steam for the five analyzed months ascends to 15805324,8 USD and that the existent more important environmental affectations in the the analyzed boiler and turbine are the continuous emissions of the gases product of the combustion, noise and the contaminating liquid.

**ÍNDICE**

| <b>Contenido</b>                                                                                                      | <b>Págs.</b> |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| <b>Introducción.....</b>                                                                                              | <b>1</b>     |
| <b>Capítulo I Marco teórico- metodológico de la investigación.....</b>                                                | <b>4</b>     |
| 1.1- Introducción.....                                                                                                | 4            |
| 1.2- Estado del arte sobre los generadores de vapor y las turbinas....                                                | 4            |
| 1.3- Trabajos precedentes relacionado con los generadores de vapor y las turbinas.....                                | 14           |
| 1.4- Descripción del flujo tecnológico de la Central Termoeléctrica.....                                              | 17           |
| 1.5- Generalidades de las turbinas de vapor utilizadas en las CTE.....                                                | 20           |
| 1.6- Ciclo térmico de la instalación de turbina.....                                                                  | 23           |
| 1.7- Conclusiones del capítulo I.....                                                                                 | 25           |
| <b>Capítulo II Diagnóstico Térmico del Conjunto Generador de Vapor-Turbina de la Empresa Ernesto Che Guevara.....</b> | <b>26</b>    |
| 2.1- Introducción.....                                                                                                | 26           |
| 2.2- Procedimiento de cálculo para el balance térmico de los generadores de vapor que operan en la instalación.....   | 26           |
| 2.3- Datos obtenidos en la instalación para el generador de vapor.....                                                | 35           |
| 2.4- Balance térmico del generador de vapor y la turbina.....                                                         | 37           |
| 2.5- Conclusiones del capítulo II.....                                                                                | 39           |
| <b>Capítulo III Análisis de los resultados, valoración económica e impacto ambiental de la investigación.....</b>     | <b>40</b>    |
| 3.1- Introducción.....                                                                                                | 40           |
| 3.2- Análisis de los resultados de la investigación.....                                                              | 40           |
| 3.3- Valoración económica.....                                                                                        | 43           |
| 3.4- Impacto ambiental de las centrales termoeléctricas.....                                                          | 44           |
| 3.5- Conclusiones del Capítulo III.....                                                                               | 49           |
| <b>Conclusiones.....</b>                                                                                              | <b>50</b>    |
| <b>Recomendaciones.....</b>                                                                                           | <b>51</b>    |
| <b>Bibliografía.....</b>                                                                                              | <b>52</b>    |
| <b>Anexos.....</b>                                                                                                    | <b>---</b>   |

## INTRODUCCIÓN

---

En los momentos actuales de la economía cubana, la cual ha crecido, el níquel ha aportado grandes valores a los resultados obtenidos, ocupando así el primer lugar en la exportación. La obtención de este mineral se debe a las industrias cubanas del níquel, ubicadas en el nordeste holguinero en la que alcanzan altas producciones del mineral esto se debe a los esfuerzos constante de la dirección de dichas entidades y de forma general del país.

En la provincia de Holguín existen dos fabricas para la obtención de concentrado de níquel más cobalto con tecnología carbonato amoniacal: la empresa “René Ramos Latour”, y la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

La empresa “Ernesto Che Guevara” se encuentra ubicada al norte del yacimiento mineral de Punta Gorda, Provincia de Holguín, entre los ríos Moa y Yagrumaje a 5km de la carretera de la ciudad de Moa y a 2 km del poblado de Punta Gorda.

En la misma se realizan constantemente cambios en pro del aumento de la producción y el eficiente programa de ahorro el cual es muy importante para el país una disminución del consumo de energía eléctrica y combustible.

En la obtención de níquel más cobalto intervienen varias plantas, *de proceso*: Mina, Preparación de Mineral, Lixiviación y Lavado, Recuperación de Amoniaco, Calcinación y Sínter; y *auxiliares*: Central Termoeléctrica, Potabilizadora de agua, entre otras.

Las plantas de proceso intervienen directamente en el proceso y las auxiliares de forma indirecta pero no por esto son menos importantes, una de esta es la Central Termoeléctrica (CTE) la misma es de vital importancia dentro de la entidad porque no solamente genera energía eléctrica, sino también produce vapor para la destilación del Licor, la Cola y la recuperación de amoníaco (todo esto en la planta de recuperación de amoníaco) y para usos generales en el resto de las plantas como son: calentamiento de combustible, atomización, banco de quemadores, entre otros, teniendo así dos funciones de gran importancia para la producción de níquel.



En la CTE los generadores de vapor y las turbinas son los equipos más importantes por cuanto en ellos se genera el vapor y se transforma la energía química primaria del combustible en energía térmica, cinética y mecánica, por lo que estos equipos deben de tener alta eficiencia térmica, para que esto se logre se ha de realizar un análisis energético con el objetivo de chequear sistemáticamente su funcionamiento.

### **Fundamento de la investigación**

La Central Termoeléctrica de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” fue diseñada para garantizar la energía calorífica y parte de la energía eléctrica que necesita el proceso para la obtención del producto final.

La empresa ha realizado procesos inversionistas dentro de la Central Termoeléctrica como la inserción de dos generadores de vapor de 150 t/h por lo que las turbinas han estado recibiendo el vapor procedente de los anteriores generadores de 75 t/h, debido a esto en la actualidad no se registran valores de la eficiencia térmica de los nuevos generadores de vapor y la turbina de vapor acopladas a ellos.

Este análisis por su magnitud e importancia debe estar sustentado en un riguroso análisis termoenergético de los equipos (generadores de vapor y turbinas) que permita evaluar de forma eficaz las mejoras introducidas al proceso. Esto implica la aplicación de una metodología de cálculo científicamente fundamentada que garantice la evaluación energética confiable de las calderas y las turbinas

*A partir de los aspectos antes mencionados se declara como **problema**:*

***No se conoce la eficiencia térmica del conjunto generador vapor - turbina de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” para las condiciones actuales de explotación debido a la inserción en el proceso de nuevos generadores de vapor.***

*Como objeto de estudio de la investigación se plantea:*

***El conjunto generador de vapor - turbina (generador de vapor 6 y la turbina 1) ubicado CTE de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”***

*Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis**:*

***Con la realización del diagnóstico térmico del conjunto generador de vapor-turbina de la empresa Ernesto Che Guevara es posible determinar la eficiencia térmica y exergética del mismo y el comportamiento de los diferentes parámetros que caracterizan a estos equipos.***

*En correspondencia con la hipótesis planteada, se define como **objetivo del trabajo**:*

***Determinar la eficiencia térmica del conjunto generador de vapor - turbina para las condiciones de explotación de la empresa Ernesto Che Guevara.***

*Para cumplir con el objetivo propuesto, se plantean las siguientes **tareas del trabajo**:*

- 1-** Establecer el estado del arte y la situación actual que presenta la temática estudiada.
- 2-** Establecer el procedimiento de cálculo para el balance térmico del generador de vapor y la turbina con las particularidades del objeto de estudio.
- 3-** Determinar la eficiencia térmica del objeto de estudio.
- 4-** Analizar los resultados del diagnóstico térmico a partir de su comportamiento para el generador de vapor y la turbina.
- 5-** Obtener los gráficos de comportamientos de los parámetros fundamentales que caracterizan al proceso.
- 6-** Valorar el impacto económico y medioambiental asociado al generador de vapor 6 y la turbina 1 de la empresa Ernesto Che Guevara.

A pesar de que el objeto de estudio del presente trabajo es el conjunto generador de vapor - turbina, el Marco teórico metodológico estará basado esencialmente en la descripción teórica de los aspectos relacionados con las turbinas de vapor, no se consideran detalladamente los aspectos teóricos relacionados con los generadores de vapor porque ellos se encuentran ampliamente expuestos en los trabajos precedentes (Tuzón, 2005; Hernández, 2006; Caballero y González, 2007) desarrollados en la CTE de la empresa Ernesto Che Guevara.

## CAPÍTULO I

---

### MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

#### 1.1- Introducción

La evaluación térmica y sistemática de los componentes de las CTE es muy importante porque permite determinar los parámetros que caracterizan el proceso, las deficiencias de las instalaciones e incidir sobre ellas para disminuir los costos de explotación y el consumo de combustible por kW-hora producido. Los generadores de vapor y las turbinas deben garantizar la explotación segura, confiable y con gran maniobrabilidad, cuestión esta muy importante para todos los equipos e instalaciones energéticas, en tal sentido el **objetivo** del capítulo es:

Establecer los fundamentos teóricos que permitan evaluar térmicamente el generador de vapor 6 y la turbina 1 de la empresa Ernesto Che Guevara.

#### 1.2- Estado del arte resumido sobre los generadores de vapor y las turbinas

##### ➤ De los generadores de vapor acuotubulares

Los primeros tipos de calderas usadas eran de tubos de fuego, pero por razones de capacidad su utilización se limitó, entonces comenzó a trabajarse en el diseño y la fabricación de los generadores de tubos de agua.

La superficie de transferencia de estas calderas estaba compuesta por un gran número de tubos de pequeño diámetro (50 a 100 mm) por los que circulaba el agua. El calor se transmitía por radiación y convección, pasando al agua y evaporándola parcialmente de manera que la descarga de los tubos estaba constituida por una mezcla de agua y vapor saturados. La circulación se lograba gracias a la diferencia en peso específico del fluido entre las secciones de entrada y salida del paquete de tubos.

Los parámetros del vapor continuaron aumentando. La crisis del combustible posterior a la Primera Guerra Mundial no solo provocó la pulverización del carbón sino que impulsó la utilización de parámetros elevados para el vapor con vista a obtener mayores eficiencias.

En la década del 20 (1925) apareció en Estados Unidos la primera central de alta presión (Estación Edgard- 84 atm), a la que siguieron otras fundamentalmente en ese país y en Alemania. La temperatura del vapor se elevó a 450 °C.

En el periodo de 1935 a 1948 las principales centrales de Estados Unidos y Alemania se construyeron de alta presión (80 a 120 atm) con temperaturas de 480 °C a 500 °C en Estados Unidos, no así en Alemania, las centrales no utilizaban recalentamiento para presiones de 120 atm mientras tanto en la Unión Soviética, Inglaterra, Francia y otros países se construyeron centrales de alta presión muy limitadamente hasta fines de la Segunda Guerra Mundial.

Durante el primer periodo de la aparición de la alta presión (1925 a 1930) en las primeras calderas se confrontaron serias dificultades con la circulación, así como con la corrosión. Además las calderas de tubos de agua verticales de varios domos de aquel tiempo resultaban muy costosas a consecuencia del alto precio de los domos completamente forzados, y las calderas de tubos de agua horizontales presentaban dificultades en su hermeticidad y en la propia circulación.

Todo esto conjunto al estudio de investigación de nuevos esquemas y concepciones, como resultado de lo cual surgieron dos tipos nuevos: caldera de circulación forzada (1930 a 1945), muy utilizadas para agregados de presión media y en la década del 50 para altas presiones (140 a 180 atm), y la caldera de circulación continua, que resultaron ventajosa no solo para presiones supercrítica sino también para altas presiones subcríticas (140 atm y superiores)

En las estaciones potentes la utilización de la circulación forzada para presiones medias y aun para las altas presiones (80 a 100 atm) no ofreció mayores ventajas en composición de los esquemas evaporativos, entre otras cosas, porque estas instalaciones carecen de superficie evaporativas convectivas.

Por el contrario, la presencia de la bomba aumenta el gasto de energía además de que la bomba en si mismo resultaba costosa y su sellaje para la elevada temperatura del agua (250 a 330 °C) provocaba dificultades.

Por esta razón hasta 1950 estas calderas fueron pocos utilizadas en las estaciones potentes. Solamente cuando comenzaron a utilizarse presiones de 140 a 180 atm fue

que se emplearon ampliamente cuando ya la circulación natural no garantiza un trabajo seguro de las superficies evaporativas sobre todo a cargas parciales.

Un método más efectivo de aumentar la eficiencia de las estaciones resultó la utilización del recalentamiento, de manera que desde 1955 todos los nuevos generadores de vapor que construyeron con recalentador para alcanzar en éste una temperatura del valor cercana a la inicial.

Con el crecimiento de la presión se elevó la temperatura del agua de alimentación, ya en las calderas de 100 atm el calentamiento regenerativo del agua fue elevado hasta 215 °C.

Posteriormente, sin embargo, el desarrollo del calentamiento regenerativo disminuyó y actualmente, a un en instalaciones supercríticas, la temperatura del agua de alimentación no es mayor generalmente de 250 o 280 °C.

En esta condiciones aumentó bruscamente el error del sobrecalentador después de la segunda guerra mundial los combustibles aumentaron el precio en la mayoría de los países, lo que hizo conveniente disminuir la temperatura de los gases de escape entre 120 y 130 °C.

En 1965 el generador de vapor más potente que se construyó en Estados Unidos tenía una evaporación de 3000 t/h. En la Unión Soviética ya se han construido con evaporaciones de 1500 a 2400 t/h.

Los generadores de vapor moderno, de alta capacidad producen vapor a alta presión (140 a 240 atm) y alta temperatura (540 a 570 °C), estas calderas, como regla, recalientan el vapor hasta una temperatura cercana a la inicial, después que este ha pasado por la etapa de alta presión de la turbina cuando su presión cae, por ejemplo hasta 25 o 35 atm y temperatura hasta 350 °C.

Las calderas de menor evaporación producen vapor para turbinas de poca o media capacidad con parámetros más bajos, careciendo de recalentamiento.

Los generadores de vapor de capacidad media (160 a 640 t/h), se construyen para presiones de 140 atm sin recalentamiento o con un paso de recalentamiento.

Los generadores de vapor de 950 t/h y mayores se construyen para una presión de 255 atm con un paso de recalentamiento.

En la actualidad la generación de vapor en las calderas de tubos de agua, no se ve limitada como las de tubos de fuego por la superficie de transferencia de calor, pues colocando mayor cantidad de tubos esta puede incrementarse cuanto se desee, dentro de límites lógicos de diseño, ello permite que estas calderas logren grandes producciones de vapor.

Las calderas de tubos de agua se utilizan ampliamente en las empresas industriales, centrales azucareros, refinerías, fábricas de papel, de fertilizantes y muchas otras, las mismas se clasifican en: de tubos rectos, de tubos curvos, así como generadores de grandes potencia.

Estos últimos se emplean en aquellas industrias donde se requiere vapor para el proceso y contribuyen a mayores eficiencias en las centrales termoeléctricas debido a los altos parámetros de presión y temperatura con que operan.

#### ➤ **De las turbinas de vapor**

La construcción de las turbinas de vapor, igual que cualquier invención importante, no puede atribuirse a la creación de una sola persona. A lo largo del siglo XIX, diferentes inventores presentaron varias proposiciones para transformar la energía térmica en mecánica, utilizando la altura de velocidad del chorro de vapor saliente. Es sabido que ya en los años treinta del siglo pasado en algunas instalaciones se emplearon turbinas de vapor, semejantes por su construcción a la rueda hidráulica Segner, es decir, que aprovechan la reacción del chorro de vapor saliente. El mayor progreso en la construcción de la turbina de vapor y en su desarrollo ulterior se perfiló a finales del siglo pasado, cuando Gustaf Laval en Suecia y Charles Persons en Inglaterra, independientemente uno del otro, comenzaron a idear y perfeccionar esta máquina. Los éxitos que ellos alcanzaron, permitieron a las turbinas de vapor convertirse con el tiempo en el principal tipo de motor para accionar los generadores de corriente eléctrica y obtener amplio empleo como motor de barco. En la turbina de Laval construida en el año 1883 el vapor entra en una o varias toberas, adquiere allí una considerable velocidad y se dirige a las paletas receptoras dispuestas en la llanta del disco encajado en el árbol de la turbina. Los esfuerzos que se deben al viraje del chorro de vapor en los canales de la corona de paletas rotatorias giran el disco y el árbol de la turbina acoplado con éste. El rango distintivo de esta turbina es el echo de la expansión del vapor en las

toberas desde la presión inicial hasta la final se produce en un solo escalón, lo que condiciona muy altas condiciones de flujo de vapor. La transformación de la energía cinética del vapor en energía mecánica se realiza sin expansión ulterior y se debe solo al cambio de la dirección del flujo en los canales entre las paletas.

Las turbinas fundadas en este principio, es decir, aquellas en las que todo el proceso de expansión del vapor y la aceleración del flujo que se debe a éste se opera en las toberas fijas, recibieron el nombre de turbinas de acción.

A medidas que se perfeccionaban las turbinas de acción simple, se resolvieron varias cuestiones complicadas de suma importancia para el desarrollo ulterior de las turbinas de vapor. Se emplean las toberas divergentes, denominadas hoy toberas de Laval, que permite aprovechar eficazmente un elevado grado de expansión del vapor y alcanzar altas velocidades de escape del flujo de vapor. Para sus turbinas, Laval ideó un disco de resistencia igual que admite el funcionamiento a grandes velocidades periféricas (350 m/s). Por último las turbinas de acción simples tienen una frecuencia de rotación (de hasta  $640 \text{ s}^{-1}$ ) mucho mayor que las de las máquinas de uso corriente en aquel entonces. Esto condujo a la invención del árbol flexible, cuya frecuencia de oscilaciones libres es menor que las de los esfuerzos perturbadores de la turbina en funcionamiento. Pese a varias nuevas soluciones constructivas utilizadas en la turbina de acción simple, ésta no era muy económica. Además, la necesidad de emplear una transmisión reductora para disminuir la frecuencia de rotación del árbol motor hasta el nivel de la frecuencia de rotación de la máquina accionada también frenaba en aquellos tiempos el desarrollo de las turbinas de una sola expansión y sobre todo, el aumento de su potencia. Por eso, las turbinas simples de Laval, que en los umbrales del desarrollo de la construcción de turbinas se usaban ampliamente como motores de pequeñas potencias (de hasta 500 kW), luego cedieron su lugar a turbinas de otros tipos.

La turbina de vapor propuesta en 1884 por Parsons difiere sustancialmente de la de Laval. La expansión del vapor en esta no se produce en un solo grupo de toberas, sino en varios escalones consecutivos, cada uno de los cuales se compone de paletas fijas y de las rotatorias.

Las paletas directrices están fijadas en el cuerpo de la turbina, mientras que las receptoras se disponen formando filas en un tambor. En cada escalón de semejante

turbina se convierte en energía cinética sólo en pequeñas partes de la diferencia total entre la presión inicial del vapor y la del vapor de escape. De esta manera resultó posible trabajar con pequeñas velocidades del flujo de vapor en cada escalón y con velocidades periféricas de las paletas receptoras menores que las de la turbina de Laval. Además la expansión del vapor en los escalones de la turbina de Parsons se opera tanto en la corona de paletas fijas como en la de paleta rotatoria, razón por la cual a estas últimas se transmiten esfuerzos que se deben sólo al cambio de la dirección del flujo de vapor, sino que también a la aceleración del vapor dentro de los límites de la corona de paletas móviles que origina un esfuerzo de reacción.

Los escalones de la turbina, en los cuales la expansión del vapor y la aceleración del flujo de vapor vinculado a ésta son aproximadamente iguales en los canales de las coronas de paletas fijas y rotatorias, se llaman *escalones de reducción*.

El principio de acoplamiento en series de escalones, en cada uno de los cuales se utiliza sólo una parte del salto térmico, resultó muy fructífero para el desarrollo ulterior de las turbinas de vapor y permitió lograr un alto rendimiento económico a moderadas frecuencia de rotación del rotor de la turbina, que admite acoplar directamente su árbol con el rotor del generador de corriente eléctrica. En el mismo principio se funda la posibilidad de construir turbinas de potencia muy eleva, que alcanza ciento de miles de kilovatios en una máquina.

El perfeccionamiento de las turbinas de acción también se encaminó por la vía de expansión del vapor en varios escalones dispuestos uno tras otro. En estas turbinas, los discos solidarios del árbol común están divididos por tabiques denominados diafragmas, en los que se montan las paletas fijas. En cada uno de los escalones contruidos de esta manera tiene lugar la expansión del vapor dentro de los límites de una parte del salto térmico disponible total. En las coronas de paletas rotatorias, generalmente, se lleva a cabo sólo la transformación de la energía cinética del flujo de vapor, sin la expansión adicional del vapor en los canales entres las paletas receptoras.

Desde el principio de los años noventa del siglo pasado, las turbinas de vapor se perfeccionaban a ritmos extraordinariamente acelerados. Este desarrollo se determinaba en sumo grado por la evolución paralela, igualmente rápida, de las máquinas eléctricas y por amplia implantación de la energía eléctrica en la industria.



En el progreso de la construcción de las turbinas de vapor se puede destacar varias etapas que ejercieron influencia en el diseño de estas máquinas.

En el período precedente a la guerra de 1914, el nivel de los conocimientos sobre el comportamiento de los metales a altas temperaturas era insuficiente para utilizar el vapor de presiones y temperaturas altas. Por eso, las turbinas de vapor se construían, principalmente, para el funcionamiento con el vapor de presión moderada (1,2-1,6 MPa) y la temperatura de hasta 350 °C.

En el año 1918, la potencia de algunas turbinas ascendió ya hasta 20 MW. En el período de posguerra, a partir de los años 1918-1919, sigue conservándose la tendencia de elevar la potencia.

Simultáneamente con el perfeccionamiento de la construcción de las turbinas de presión modernas (2-3 MPa), durante el paso de 1920-1940 comenzó la fabricación en gran escala de las instalaciones más económicas de alta presión que ascendía a 12-17 MPa. El empleo del vapor con altos parámetros, que elevaba sustancialmente el rendimiento económico de la instalación de turbina, exigió nuevas soluciones al diseñar las turbinas de vapor. Se alcanzaron grandes éxitos en la utilización de los aceros aleados, que tienen un límite de fluencia suficientemente elevado y velocidades de creep bajas a temperaturas de 500-550 °C.

Al mismo tiempo con el desarrollo de las turbinas de condensación, ya a principio del siglo XX, comenzaron a emplearse instalaciones para la producción combinada de la energía eléctrica y del calor, que plantearon la necesidad de idear turbinas de contrapresión y turbinas con toma de vapor intermedia regulable. La primera turbina con regulación de la presión del vapor extraído se construyó en el año 1907.

Sin embargo, las condiciones de la economía capitalista obstaculizan el aprovechamiento de todas las ventajas de la producción combinada del calor y de la energía eléctrica. En efecto, el consumo de calor en los países capitalistas en la mayoría de los casos se limita a la empresa en la que se instala la turbina. Por eso, las turbinas que permiten utilizar el calor del vapor de escape en estos países son de pequeñas potencia. Es característico el hecho de que las mayores turbinas de extracción de vapor (100 y 250 MW) se construyeron en series en la Unión Soviética, puesto que el fomento planificado de la economía nacional crea premisas favorables

para producir simultáneamente el calor y la energía eléctrica. A medida que aumentaban las potencias, resultó racional también elevar los parámetros iniciales del vapor, que se elegían de 9 a 25 y, por último, de 35 MPa, subiéndose además las temperaturas iniciales de 500 a 580 °C y, en algunos casos, hasta 650 °C. Comenzó a utilizarse ampliamente el recalentamiento intermedio del vapor. Hay que tener en cuenta a temperaturas superiores a 565 °C es necesario emplear aceros austeníticos muy caros y pocos estudiados. A esto se debe que en los últimos tiempos se observa cierto retroceso a la zona de temperaturas que excluyen la necesidad de usar estos aceros, es decir, temperaturas al nivel de 540 °C. el desarrollo de la energía nuclear planteó la necesidad de idear turbinas de vapor adaptadas a las particularidades de las centrales nucleares con reactores de diversos tipos. La diferencia se refería principalmente a los parámetros iniciales del vapor.

Al principio, la construcción de las turbinas de vapor estacionarias se concentró en la fábrica Metalícheski de Leningrado (LMZ), que en 1924 fabricó la primera turbina de vapor soviética de 2 MW. A partir del año 1930, la fábrica comenzó a construir turbinas con potencia 24 y 50 MW. La turbina de 24 MW a  $50 \text{ s}^{-1}$  fue calculada para la presión de 2,55 MPa y la temperatura de 375 °C. la turbina de 50 MW a  $25 \text{ s}^{-1}$  tenía los parámetros del vapor siguientes: 2,85 MPa ( $29 \text{ kgf/cm}^2$ ) y 400 °C. Estos parámetros fueron adoptados como parámetros tipo para las turbinas estacionarias de gran potencia.

En el año 1933, la LMZ construyó una turbina de vapor original con toma de vapor intermedia para la calefacción. La potencia de esta máquina ascendió a 25 MW. Las turbinas de este tipo en su tiempo eran las mayores del mundo entre las calculadas para la producción combinada de las energías térmicas y eléctricas y se emplean ampliamente en las centrales termoeléctricas de la Unión Soviética. Mas tarde, en la LMZ se diseñaron originales construcciones de turbinas con toma de vapor para consumidores industriales de 25 y 50 MW.

Dejando de construir turbinas de condensación de tipos tradicionales, la LMZ comenzó a diseñar turbinas de condensación de altas velocidades y de gran potencia. Entre tales figuraban la turbina de una sola caja de 50 MW y la de dos cajas 100 MW para  $50 \text{ s}^{-1}$

fabricadas en 1937. Semejantes turbinas de alta velocidad tan potentes no conocía antes la práctica mundial de la construcción de turbinas.

Durante los años de la segunda guerra mundial, los diseñadores de la Fábrica de Turbinas de Járkov (JTGZ) elaboraron un proyecto de la serie de turbinas de alta presión que deberían sustituir a las construcciones antiguas; entre estas nuevas máquinas figuraba una turbina auxiliar de 25 MW calculada para la presión inicial de 8,8 MPa y la temperatura de 500 °C y la presión final de 3 MPa, que se destinaba para la modernización de las centrales preguerra mediante la construcción de pisos suplementarios. Una vez terminada la guerra, las fábricas comenzaron la construir nuevas instalaciones más perfectas.

Como parámetro estándar del vapor que debería implementarse en las centrales térmicas fueron adaptadas la presión inicial de 8,8 MPa (90 kgf/cm<sup>2</sup>) y la temperatura inicial de 480 °C, con la particularidad de que a medida de acumularse la experiencia de la construcción de turbinas accionadas por el vapor de altos parámetros, la temperatura se elevó hasta 500-535 °C. El paso a estos parámetros elevó considerablemente el rendimiento económico de la generación de la energía eléctrica.

En 1951, los diseñadores de la LMZ proyectaron una turbina de condensación de 150 MW con 50 s<sup>-1</sup>. Estas turbinas construidas por la fábrica en 1952 resultó ser la primera instalación europea de tipo y potencia semejante. Fue calculada para la presión inicial de 16,6 MPa a temperatura de 550 °C y funciona con el recalentamiento intermedio del vapor de hasta 520 °C. Más tarde, la fábrica construyó tres turbinas más del mismo tipo, pero ya calculadas para la temperatura inicial de 580 °C.

A fin de elevar el rendimiento económico de las centrales térmicas se decidió implantar ampliamente la presión inicial del vapor de 12,8 MPa (130 kgf/cm<sup>2</sup>) a temperatura de 565 °C. Las instalaciones de turbinas de condensación debían tener el recalentamiento intermedio de hasta 565 °C e instalarse en unidades con uno o dos generadores de vapor. Simultáneamente, muchas turbinas de tipos antiguos fueron modernizadas a fin de elevar su rendimiento económico y fiabilidad. A partir de 1957, la LMZ comenzó a construir turbinas de condensación de 100 MW para 8,8 MPa, 535 °C, y de 200 MW para 12,8 MPa y 565 °C con el recalentamiento intermedio de hasta 565 °C. Además, la Fábrica construyó turbinas con dos tomas de vapor intermedias con la potencia de 50

MW. La JTGZ construyó turbinas de 100MW (para 8,8 MPa) y de 160MW (para 12,8 MPa con recalentamiento intermedio). Las turbinas de la LMZ de 200MW están montadas en muchas centrales eléctricas soviéticas y extranjeras.

En 1965 fueron construidas turbinas con parámetros supercríticos del vapor: la turbina de dos árboles de 800 M, producción de la LMZ, y la de un solo árbol de 500 MW, construida en la JTGZ; a partir de 1969 la primera produce turbinas de un solo árbol de 800 MW. Esta máquina es hoy día la más potente en Europa y una de las más grandes del mundo entre las turbinas de un solo árbol de alta velocidad. Además, la LMZ construye para la exportación instalaciones de un solo árbol de 500 MW con los parámetros iniciales de vapor de 16,3 MPa, la temperatura de 535 °C y el recalentamiento intermedio de hasta 535 °C.

La LMZ fabricó una turbina de un solo árbol con  $50 \text{ s}^{-1}$  y la potencia nominal de 1200 MW. La turbinaza está calculada para los parámetros iniciales del vapor de 23,5 MPa, 540 °C y el recalentamiento intermedio de hasta 540 °C. Las instalaciones de un solo árbol de alta velocidad análogas por su potencia, incluso para los parámetro de de vapor más bajos, no existen todavía en ninguna parte del mudo ni en los proyecto reales de las firmas extranjeras. Teniendo en cuenta que la turbina fe la LMZ está calculada para aumentar la potencia de hasta 1400 MW, es en general la mayor del mundo.

Las turbinas energéticas de potencia media y pequeña se producen en la Fábrica de turbinas de Kaluga (KTZ). En esta empresa se fabrican turbinas para diversos usos con la potencia de 1,5 a 12 MW para los parámetros medianos del vapor (3,4 MPa, 435 °C), y las turbinas de 12 a 25 MW con una o dos tomas de vapor intermedias para los parámetros iniciales de 8,8 MPa y 535 °C.

Los grandes éxitos que alcanzó la construcción de turbinas en la URSS explican con el desarrollo científico y creador de los cuadros de diseñadores de las fábricas de turbinas. El trabajo fructífero de los diseñadores se basa en una gran experiencia adquirida por el personal de las centrales eléctricas en la esfera del mantenimiento técnico racional y el estudio de las instalaciones de turbinas en funcionamiento.

### 1.3- Trabajos precedentes relacionados con los generadores de vapor y las turbinas

Respecto a los primeros equipos (**generadores de vapor**) en la empresa Ernesto Che Guevara se han desarrollado numerosos trabajos.

Suárez (1999), desarrolló el cálculo térmico del ciclo de generación de la central termoeléctrica, para ello realizó el balance térmico y exergético de la instalación, en esta investigación se demuestra que es posible disminuir el consumo de electricidad de la red nacional a partir de una explotación racional de la capacidad instalada. Al estudiar la posibilidad del autoabastecimiento de electricidad por parte de la propia empresa y en correspondencia con la propuesta estudiada en este trabajo, el autor plantea que la eficiencia de la cogeneración es de un 72% y el tiempo de recuperación de la inversión es menor de 5 años.

Muhica (2001), realizó una evaluación termoeconómica del ciclo de la central termoeléctrica de la entidad, el trabajo está encaminado a facilitar la toma de decisiones en la modernización y expansión de la planta, para ello se determinan los principales indicadores del ciclo térmico modernizado, también la investigación expone el cálculo de las pérdidas de energía que ocurren en los equipos tecnológicos principales de la central termoeléctrica, el impacto económico y ambiental de la propuesta estudiada.

Al estudio del combustible usado en los generadores de vapor se dedicó Rodríguez (2001), quien realiza un análisis del petróleo crudo nacional empleado en la fábrica a partir de los elementos químicos que lo componen haciendo referencia a los efectos que producen cada uno de ellos durante su almacenamiento, transportación y quema en las instalaciones de la empresa.

Tuzón (2005), realiza el diagnóstico térmico del generador de vapor 1, los resultados mostrados por el mismo demuestran una baja eficiencia térmica y exergética de los generadores instalados, estando la primera en el orden del 86%.

Hernández (2006), realizó el diagnóstico térmico de los generadores de vapor insertados por la compañía eslovaca, la autora obtuvo los resultados para los valores

teóricos y nominales reportados por el fabricante, su trabajo ofrece el procedimiento de cálculo adecuado a las condiciones de diseño de las calderas.

Caballero y González (2007), realizaron el diagnóstico térmico de los generadores de vapor insertados en la industria del níquel en Moa, calculando el rendimiento térmico, determinaron los consumos de combustibles asociados al los generadores de vapor y el por ciento de incidencia que tenían en sus respectivas empresas, en el sector industrial y en el municipio.

Respecto a los segundos equipos (**turbinas de vapor**) en la empresa Ernesto Che Guevara no se han desarrollados trabajos, por ello se abordan los trabajos que desde el punto de vista metodológico aportaron criterios para la realización de la investigación, ellos se analizan a continuación:

Schegliáiev (1978), expone los criterios fundamentales para el estudio y diagnóstico térmico de las turbinas de vapor, desde el punto de vista metodológico el trabajo integra los criterios más importantes expuestos por otros investigadores (Zviáguintsev, 1961; Zalf y Troyanovski, 1964; Deich, 1970; Ivanov, 1971) que se han dedicado al estudio de estas máquinas térmicas, además describe con claridad el funcionamiento y partes de la turbinas de vapor, entre las temáticas que destacan están la contracción típica de las turbinas, ciclos térmico de la instalación de turbina y la influencia de los parámetros del vapor en el rendimiento absoluto, principales tipos de turbinas de vapor estacionarias para accionar generadores de corriente eléctrica, abordan además aspecto metodológicos como las ecuaciones principales de movimiento del fluido comprimido, pérdidas de energía en el caso del flujo real en los canales, coeficiente de consumo y ángulo de escape del flujo de las coronas de paletas de la turbina, perdidas por rozamiento del disco, funcionamiento de las turbinas de vapor múltiples, criterios para elegir el diseño de las turbinas múltiples.

Rizhkin (1979), expone con profundidad y claridad los análisis de los diferentes tópicos desarrollados tanto en lo teórico como en lo metodológico recopilado de anteriores investigadores en el que aborda temas como: el rendimiento de la instalación de turbinas con calentamiento regenerativo del agua, consumo de calor y vapor en las

instalaciones de turbinas de calorificación, esquema tecnológico de una central eléctrica con turbinas de vapor, utilización del calor usado de las turbinas para la preparación del combustible y el calentamiento del aire en las instalaciones de generador de vapor, distribución del vapor del las toma de la turbina con compensación de las pérdidas con agua depurada químicamente, tipos de turbinas de calorificación con tomas para la calefacción y compensación de las cargas calefacción principal y de cresta, cálculo del esquema térmico de una central de calorificación con turbina del tipo PT 339, características energéticas de las instalaciones de turbina de condensación, características energética de las instalaciones de turbinas de calorificación con una y dos tomas de vapor, rendimiento de la instalación de turbina de calorificación en función de la carga, características de los intercambiadores de calor de la instalación de turbina.

Fiares (1991), plantea el principio refuncionamiento de las turbinas y las ecuaciones para la obtención del rendimiento velocidad de las paletas entre otras, hace referencia a estudios ya realizados, describiendo temas como el principio de la turbina de impulso o acción de una etapa, diagrama de velocidad, turbina de acción de una etapa, relación de energía en las paletas de turbina, el trabajo a partir del principio de impulso-cantidad de movimiento velocidad de la paleta para trabajo máximo, paleta de impulso o reacción, rendimiento, velocidad compuesta, turbina de compresión compuesta.

Tanquero (1991), expone características de las turbinas de vapor, composición estructural de la misma en donde clasifica las turbinas según el número de escalonamiento, el tipo de escalonamiento, la dirección del flujo en el rodete, la presión del vapor de salida, la conexión a la red de vapor existente, el tipo de extracción.

Las turbinas de vapor es el tipo de motor térmico de mayor utilización en las empresas industriales modernas y muy especialmente para la generación de energía su construcción compacta y su carencia de partes pesadas en movimiento alternativo, le permite desarrollar velocidades muchos mayores que muchas máquinas como motor térmico, la turbina transforma la energía térmica del vapor en energía mecánica aunque solo una parte de esta energía se transforma en trabajo mecánico el resto se pierde en las superficies de transferencia de calor.

Las aplicaciones de las turbinas de vapor pueden ser

- ✓ Como motor primario para la producción de energía.
- ✓ Como motor de propulsión de barcos.
- ✓ Como motor industrial para accionamiento de equipos (masa de molino de centrales azucareros).

Fernández (1994) estudia de los ciclos combinados y plantea nos dice que se pueden apreciar muchos ciclos combinados de contrapresión clásica y tiene su fundamento en su gran capacidad de regulación ante demandas de vapor muy variables. El proceso clásico de regulación de una planta de cogeneración consiste en evacuar gases a través de by-pass cuando la demanda de vapor menor la producción y utilizar la postcombustión cuando sucede lo contrario, bajando sensiblemente su potencia, no se consigue su adaptación a la demanda de vapor, debido a una importante baja de rendimiento de recuperación, ya que los gases de escape mantienen prácticamente su caudal y bajan ostensiblemente su temperatura. Por ello, las pérdidas de calor se mantienen prácticamente constantes, y la planta deja de cumplir los requisitos de rendimiento.

Según Torelló (2006), una de las formas más importante de producir vapor son las instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa o residuos que se incineran. Se han realizado planta de este tipo, donde la combustión de biomasa produce vapor que se expansiona en una turbina de vapor y posteriormente sede calor una red de distrito que suministra calor a unas 600 viviendas del pueblo.

Otra aplicaciones de la cogeneración bien detalladas por Fernández (2006). Como puede comprenderse, las aplicaciones de la cogeneración son numerosas y solo dependiente de la capacidad del ingeniero que debe encontrar la forma de incorporarlas en el proceso adecuado en forma segura, eficiente y con la suficiente rentabilidad que permite asegurar la inversión.

#### **1.4- Descripción del flujo tecnológico de la Central Termoeléctrica**

La planta termo energética es la encargada de producir y distribuir los portadores energéticos necesarios para el proceso tecnológico, tiene como equipos fundamentales



2 generadores de vapor de 150 t/h (en funcionamiento) y 5 calderas de 75 t/h de vapor (de reserva) todas de 39 atm y 440 °C, y **2 turbogeneradores de 12 MW** de potencia.

Está formada por 7 áreas fundamentales, ellas son:

- ❖ Base de Petróleo.
- ❖ Tratamiento Químico de Agua.
- ❖ Calderas.
- ❖ Turbinas y Generadores.
- ❖ Torres de Enfriamiento.
- ❖ Compresores.
- ❖ Eléctrica.

Las áreas de mayor influencia en el proceso de producción de vapor se describen a continuación; las restantes se detallan en la bibliografía consultada (Manual de operaciones de la CTE, 2001).

### **Tratamiento químico del agua**

Está formada por tres instalaciones tecnológicas que son Suavizamiento, Desmineralización y Neutralización.

En calidad de agua inicial se recibe agua potable proveniente de la Planta Potabilizadora, la cual llega por dos tuberías de diámetro de 300 mm, que se puede alimentar por cada tubería separadamente.

El agua inicial se somete a un proceso en la Planta Potabilizadora para eliminar las impurezas en suspensión y coloides, evitando la contaminación de las resinas en la planta, la formación de incrustaciones y las causas de la mala calidad del vapor en la central termoeléctrica.

### **Calderas**

Deben garantizar el flujo de vapor estable al proceso productivo, con los parámetros adecuados de presión y temperatura, así como el flujo de gases producto de la combustión para la carbonatación en la planta de Recuperación de Amoniaco.

El agua de alimentación a las calderas procedente de los deareadores es bombeada mediante las bombas y luego de pasar por los calentadores de alta presión, va al colector principal de alimentación. Posteriormente se incorpora a las calderas, entrando

en los economizadores de dos etapas, continuando su recorrido hasta el domo y alimentando los colectores inferiores, para dar lugar a la circulación natural por las pantallas ubicadas en el horno.

En el domo ocurre la separación agua – vapor, este vapor es sobrecalentado, mejorando su calidad, para después incorporarse al proceso, una vez que halla realizado trabajo en las turbinas. Para la combustión se utiliza el Petróleo Regular o el Crudo Mejorado. Los gases producto de la combustión son enviados, mediante dos ventiladores y líneas de 530 mm hacia las torres lavadoras, para una vez limpios ser transportados hacia la planta de Recuperación de Amoniaco, donde tomarán parte en el proceso de carbonatación.

A las calderas llega agua procedente de la Planta de Tratamiento Químico de Agua, donde se le realiza un proceso de desmineralización, esta agua es previamente calentada al pasar por los calentadores de baja presión, los deareadores y los calentadores de alta presión hasta alcanzar una temperatura de 145 °C.

El petróleo es suministrado a través de bombas desde la base de petróleo para alimentar los quemadores de las calderas. El vapor sobrecalentado que sale de las calderas se distribuye a las turbinas donde llega con presión de 35 atm y 435 °C, y a las estaciones reductoras de 40/10 atm y de 40/2 atm.

El vapor de 10 atm que sale de la RED 40/10 atm con temperatura 250 °C se une al vapor de la toma regulada de la turbina. El vapor de 2 atm que sale de la RED 40/2 con temperatura 150 °C se une al vapor de la contrapresión de la turbina, esta tiene una toma no regulada de presión de 5 atm que se utiliza en el calentador de alta presión.

El vapor de 10 atm se utiliza en el proceso tecnológico en las siguientes Plantas:

- |                           |                              |
|---------------------------|------------------------------|
| ❖ Preparación de Mineral. | ❖ Puerto.                    |
| ❖ Hornos de Reducción.    | ❖ Laboratorio Central.       |
| ❖ Lixiviación y lavado.   | ❖ Centro de Investigaciones. |
| ❖ Calcinación.            | ❖ Comedor Central.           |

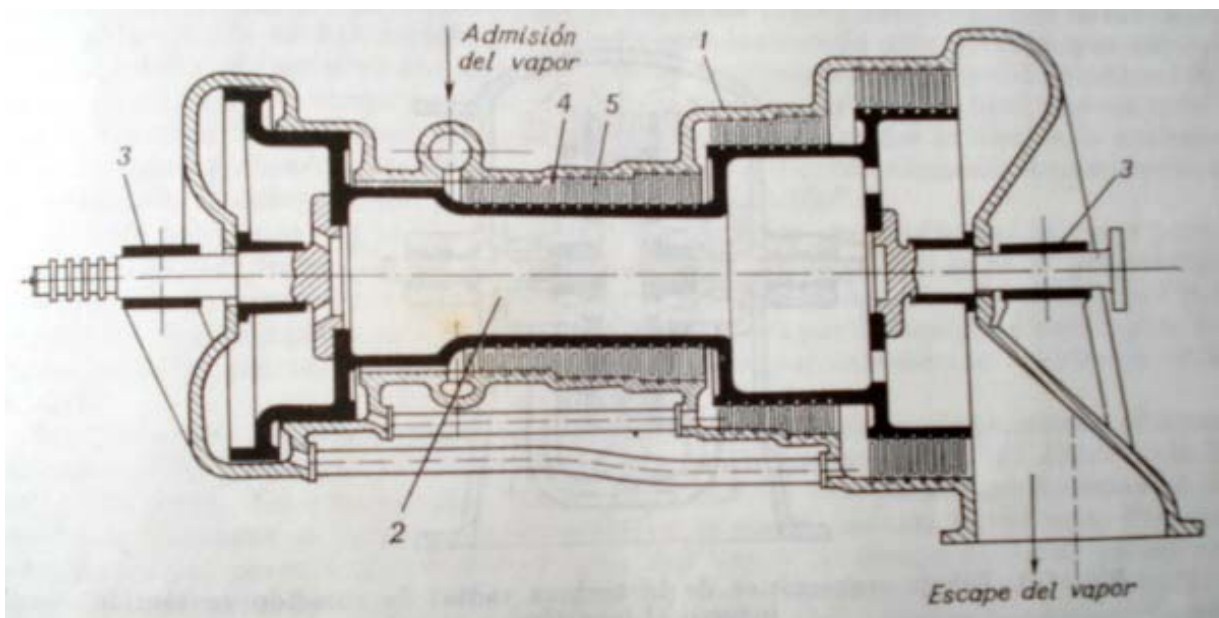
El vapor de 2 atm se utiliza en la Planta de Recuperación de Amoniaco y Comedor Interno.

### 1.5- Generalidades de las turbinas de vapor utilizadas en las Centrales Termoeléctricas

Las turbinas de vapor (Figura 1.1) es el motor térmico de mayor utilización en las empresas industriales modernas y muy especialmente para la generación de energía eléctrica. Su construcción compacta y su carencia de partes pesadas en movimientos alternativos, le permiten desarrollar velocidades mucho mayores que otras máquinas.

Como motor térmico, la turbina transforma la energía térmica del vapor en energía mecánica, solamente una parte de su energía se transforma en trabajo mecánico, el resto se pierde en la fuente fría.

La turbina de vapor como motor industrial ofrece las ventajas de ajustar fácilmente su velocidad y poder operar en cualquier tipo de medio ambiente, ya sea húmedo, corrosivo, u otras aplicaciones.



**Figura 1.1.** Turbina de vapor: 1-Cuerpo, 2- Tambor, 3-Cojinete, 4-Paletas fijas de uno de los escalones, 5-Paletas rotatorias de uno de los escalones.

La turbina está compuesta por una parte móvil (el rotor) y una inmóvil (el estator). El rotor está constituido por el eje y la paleta que formando un disco están unidos a él. El estator incluye las toberas y chumaceras. El cuerpo de la turbina se divide en dos partes en el plano horizontal por la línea del eje, la parte inferior de ella descansa en la base y la parte superior se apoya en la inferior con la que se une con tornillos con tuerca.

El árbol de la turbina se apoya en dos cojinetes que reciben la carga del rotor. El cojinete delantero de la turbina, simultáneamente fija la posición axial del rotor respecto al estator y recibe los esfuerzos axiales que actúan sobre el rotor. De esta manera, el cojinete delantero es combinado radial-axial.

En dos lugares, donde el árbol atraviesa la caja de la turbina se hallan empaquetaduras que se llaman *juntas terminales*. La junta delantera del árbol sirve para evitar o disminuir la fuga del vapor del cuerpo de la turbina a la sala de máquinas. La junta trasera evita la posibilidad de la succión de aire atmosférico en la tubuladura del escape y el condensador de la turbina.

La penetración de aire en el condensador elevaría la presión en éste y reduciría el rendimiento económico de la turbina. Para excluir la penetración del aire en el condensador, a la junta trasera se suministra el vapor a presión algo superior a la atmosférica. En los lugares, donde el árbol pasa por los orificios centrales de los diafragmas se montan juntas intermediarias que limitan la fuga del vapor de los canales de las paletas directrices.

La caja de la turbina, los diafragmas y los cuerpos de cojinetes tienen un desacoplamiento horizontal a nivel del eje del árbol de la turbina. Para desarmar la turbina es necesario destornillar la unión de las bridas del desacoplamiento horizontal de la caja de la turbina y de los cuerpos de los cojinetes.

La turbina se apoya en la cimentación con la tubuladura de escape mediante sus patas delanteras y por el cuerpo de cojinete delantero. Los cuerpos de la turbina y de los cojinetes delanteros no están acoplados rígidamente, lo que permite sus desplazamientos térmicos recíprocos.

El extremo derecho del árbol de la turbina mediante un acoplamiento se une con el rotor del generador.

El extremo delantero del árbol de la turbina está unido mediante un acoplamiento flexible con el árbol de la *bomba de aceite* centrífuga, que con su tubuladura de aspiración se apoya en la orejera del carter del cojinete delantero. El aceite se suministra a la cavidad de aspiración de la bomba a una pequeña sobrepresión mediante un inyector.

Resumiendo, se puede expresar que la turbina posee dos elementos fundamentales: la tobera y el alabe (paleta).

La tobera es un conjunto de forma especial que comunica dos regiones a diferente presión. Su objeto es aumentar la velocidad del vapor a fin de obtener la energía cinética requerida. El vapor debe fluir a través de la tobera de la región de alta presión a la de baja

La tobera recibe el vapor del generador con altos parámetros (presión y temperatura) y se dispone de tal forma que el chorro de vapor a alta velocidad incida sobre los alabes. La fuerza ejercida por el vapor sobre esto se traduce energía mecánica de rotación, al hacer girar la rueda sobre su eje.

El impulso recibido por la rueda depende de dos factores, la calidad del vapor que fluye por la tobera y la velocidad que adquiere el chorro.

El flujo del vapor depende de la diferencia de presión a ambos lados de la tobera, pero también está afectado por el diseño. La velocidad del chorro de vapor. Cuando el vapor entra en la tobera posee una velocidad muy baja, casi despreciable, sin embargo, al salir de esta su velocidad ha aumentado notablemente.

Al medir la temperatura y la presión del vapor antes y después de pasar por la tobera se observará que ambos parámetros disminuyen considerablemente, por lo que el aumento de velocidad se produce debido a la disminución de la energía térmica del vapor en un proceso de expansión, convirtiéndose en energía cinética.

A las llantas de cada uno de los discos se fijan las paletas receptoras. Entre los discos se hallan diafragmas intermedios fijos. En cada diafragma están dispuestas las paletas directrices fijas, pasando entre las cuales el flujo del vapor se acelera y adquieren la dirección necesaria para entrar en los canales formados por las paletas receptoras.

Las paletas directrices del primer escalón, el llamado *escalón de regulación*, está fijada en las *cajas directrices* soldadas en el cuerpo de la turbina. El vapor se suministra a las toberas del escalón de regulación por cuatro *válvulas reguladoras*, dos de las cuales están dispuestas en la mitad superior del cuerpo, y las dos restantes, de los lados de la parte inferior del cuerpo.

La *tubuladura de escape* de la turbina está soldada de acero en chapas y mediante la soldadura se acopla al condensador. A cuesta de la condensación del vapor agotado en la turbina, en el condensador se mantiene una presión inferior a la atmosférica.

En la caja de la turbina hay varias *tubuladura de toma* de vapor de los escalones intermedios de la máquina. Estas tomas de vapor se utilizan para calentar el agua de alimentación suministrada al generador de vapor.

Al variar la carga, resulta necesario regular el consumo del vapor que pasa por la turbina. Esto se logra mediante la apertura correspondiente de las válvulas reguladoras. Debido a que las válvulas se cierran y se abren sucesivamente, la parte del vapor que pasa por las válvulas abiertas por completo no se estrangula y llega a las toberas del primer escalón con la presión inicial invariable.

Solamente la parte del vapor que atraviesa la válvula entreabierta se estrangula en ésta se proyecta hacia su grupo de toberas con la presión reducida.

Estas turbinas el vapor de escape pasa a un sistema de baja presión donde es utilizado para procesos industriales, la presión de salida varía de 0,2 a 1,0 MPa. Estas turbinas pueden ofrecer grandes ventajas si se necesita grandes cantidades de vapor. Además, resulta que con un aumento relativamente pequeño del consumo de combustible, puede producirse vapor de mayores parámetros, que permite obtener energía eléctrica, haciendo que el vapor se expanda en una turbina, hasta la presión necesaria para el proceso, y que de esta forma gire el generador eléctrico.

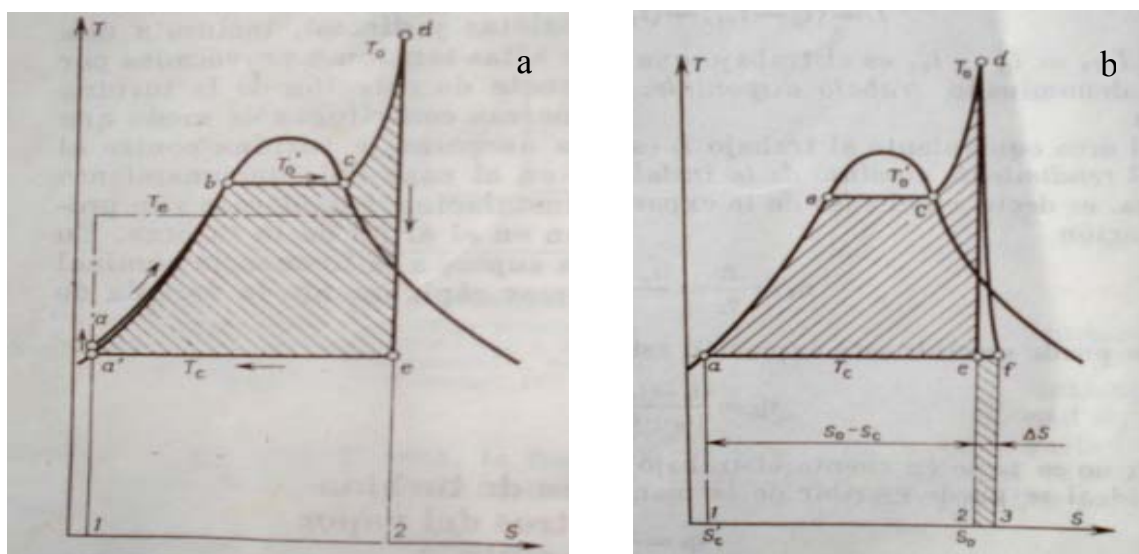
### 1.6- Ciclo térmico de la instalación de turbina

La turbina de vapor es uno de los elementos de la instalación termoenergética. La bomba de alimentación hace subir la presión del agua y la pasa al generador de vapor, en el mismo el agua se calienta a presión constante hasta la temperatura de ebullición (línea **ab**) y se evapora (línea **bc**). Luego el vapor pasa al recalentador, donde su

temperatura sube a  $T_o$  (Figura 1.2a). El proceso de entrega de calor en el recalentador está representado por la línea **cd**.

La entrega de calor en el generador de vapor, incluyendo el recalentamiento de vapor, se efectúa a una presión constante de modo que la cantidad de calor transmitida al agua y el vapor se gasta por completo en aumentar la entalpía del vapor. El calor cedido al vapor en el generador de vapor y en el recalentador se representa por el área **1abcd21**.

El vapor con la entalpía que ha salido del recalentador se dirige hacia la turbina y sufre allí la expansión que produce el trabajo. Para la turbina que funciona sin pérdidas ni intercambio de calor con el medio ambiente, el proceso de expansión es isentrópico y está representado por la línea **de**. El vapor agotado en la turbina llega al condensador, donde a presión invariable  $p_c$  cede su calor al agua de enfriamiento, se condensa y el condensado con la entalpía es bombeado con la bomba y vuelve al generador de vapor. A la extracción de calor en el condensador le corresponde el proceso **ea**.



**Figura 1.2.** Ciclos termodinámicos de una instalación de turbina. **a**- teórico, **b**-real.

De esta manera se cierra el ciclo del vapor de agua en la estación termoenergética. El calor que cede 1 kg de vapor a presión constante en el condensador, en el caso de la expansión isentrópica del vapor en la turbina, se determina por la diferencia de

entalpías donde la entalpía del vapor gastado en la turbina en el caso de la expansión isentrópica. En el diagrama  $TS$ , el proceso de expansión real está representado por la línea **df** de la Figura 1.2b.

### 1.7- Conclusiones del capítulo I

- Aunque existe una amplia y rica teoría relacionada con los generadores de vapor y las turbinas, no se han desarrollado trabajos investigativos en estas últimas, en general los estudios realizados en la CTE están destinados balance térmico y exergético de los generadores de vapor.
- A pesar de que la CTE tiene como objetivo fundamental la producción del vapor necesario para el proceso, el conjunto generador de vapor -turbina analizado permite la producción de energía eléctrica, lo que garantiza poca dependencia del Sistema Electroenergético Nacional y con ello la estabilidad operativa de la planta.



## CAPÍTULO II

### DIAGNÓSTICO TÉRMICO DEL CONJUNTO GENERADOR DE VAPOR-TURBINA DE LA EMPRESA ERNESTO CHE GUEVARA

#### 2.1- Introducción

Los generadores de vapor y las turbinas constituyen los equipos fundamentales dentro de una central termoeléctrica porque son los que determinan la eficiencia térmica del ciclo termodinámico del cual forman parte, realizarles diagnósticos térmicos a estos equipos es muy importante para monitorear periódicamente los parámetros de trabajo de los mismos, en este sentido el **objetivo** de este capítulo es:

Realizar el balance térmico del generador de vapor 6 y la turbina 1 que operan en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

#### 2.2- Procedimiento de cálculo para el balance térmico y exergético del generador de vapor que opera en la central termoeléctrica

##### 2.2.1 Poder calórico bajo del combustible ( $kJ / kg$ )

$$Qb^t = 339 \cdot C^t + 1030 \cdot H^t - 109 \cdot (O^t - S^t) - 24 \cdot W^t \quad (2.1)$$

Según Pankratov (1987) la determinación del volumen de los gases producto de la combustión es necesaria en el cálculo del generador de vapor, pues son estos los que transfieren el calor al agua y al aire a través de las superficies metálicas.

##### 2.2.2- Cálculo de los volúmenes de la combustión ( $m^3 / kg$ )

⇒ *Volumen de aire teórico*

$$V^0_a = 0,0889 \cdot (C^t + 0,375 \cdot S^t) + 0,265 \cdot H^t - 0,0333 \cdot O^t \quad (2.2)$$

⇒ *Volumen total real de gases triatómicos*

$$V_{RO_2} = 0,01866 \cdot (C^t + 0,375 \cdot S^t) \quad (2.3)$$

⇒ *Volumen teórico de nitrógeno*

$$V^0_{N_2} = 0,79 \cdot V^0_a + 0,008 \cdot N^t \quad (2.4)$$

⇒ *Volumen teórico de los gases secos*

$$V^0_{gs} = V_{RO_2} + V^0_{N_2} \quad (2.5)$$

⇒ *Volumen teórico de los vapores de agua*

$$V^0_{H_2O} = 0,111 \cdot H^t + 0,0124 \cdot W^t + 0,0161 \cdot V^0_a \quad (2.6)$$

⇒ *Volumen teórico total de gases*

$$V^0_g = V^0_{gs} + V^0_{H_2O} \quad (2.7)$$

⇒ *Volumen real de gases*

$$V_g = V^0_g + (\alpha - 1) \cdot V_a \quad (2.8)$$

⇒ *Volumen real de aire*

$$V_a = V^0_a \cdot \alpha \quad (2.9)$$

### 2.2.3- Cálculo del coeficiente de exceso de aire (adimensional)

*Para combustión incompleta*

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - 3,76 \cdot (O_2 - 0,5 \cdot CO - 0,5 \cdot H_2 - 2 \cdot CH_4)} \quad (2.10)$$

$$N_2 = 100 - (CO + CO_2 + O_2) \quad (2.11)$$

### 2.2.4- Cálculo de las entalpías de los gases de la combustión y el aire

Las entalpías de los gases son las que caracterizan la capacidad de entrega de calor a las diferentes sustancias de trabajo como el aire, agua y vapor.

⇒ *Entalpía teórica de los gases*

$$I^0_g = V_{RO_2} \cdot I_{RO_2} + V^0_{N_2} \cdot I_{N_2} + V^0_{H_2O} \cdot I_{H_2O} + 0,01 \cdot A^t \cdot A_{arr} \cdot I_{cen} \quad (2.12)$$

Donde:

$A_{arr}$  -Fracción de ceniza arrastrada por los gases

$A^t$  - Por ciento de ceniza arrastrada por los gases

Para  $\alpha = 1$   $I_{CO_2} = I_{RO_2}$

Todos los valores se expresan en  $kJ / m^3$  excepto  $I_{ceniza}$  que se expresa en  $(kJ / kg)$

**Tabla 2.1.** Valores de entalpía para diferentes temperaturas.

| $T^{\circ}C$ | $I_{CO_2}$ | $I_{N_2}$ | $I_{H_2O}$ | $I_{aire}$ | $I_{ceniza}$ |
|--------------|------------|-----------|------------|------------|--------------|
| 100          | 169,98     | 129,79    | 150,72     | 132,30     | 80,80        |
| 200          | 357,55     | 260       | 304,38     | 266,28     | 169,14       |
| 300          | 558,93     | 311,88    | 462,64     | 403,77     | 263,76       |

Fuente: Faires, 1991.

$\Rightarrow$  *Entalpía real de los gases*

$$I_g = I^0_g + I^0_{aire} \cdot (\alpha - 1) \quad (2.13)$$

$$I^0_{aire} = V^0_a \cdot i_{aire} \quad (2.14)$$

Donde:

$I_g$  -Cantidad de calor de los gases producto de la combustión (kJ/kg).

$i_{aire}$  - Se busca a la temperatura que entra el aire (kJ/m<sup>3</sup>).

$I^0_g$  -Se busca a la temperatura de los gases de escape (kJ/kg).

### 2.2.5- Balance térmico por el método directo

$$\eta_{GV} = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_d \cdot B} \cdot 100 \quad (\%) \quad (2.15)$$

Donde:

$\eta_{GV}$  - Eficiencia bruta del generador de vapor.

$B$  - Consumo de combustible (kg/s).

⇒ *Determinación del calor disponible (kJ / kg).*

$$Q_d = Q_b^t + Q_{fc} + Q_{fa} + Q_{atm} \quad (2.16)$$

Donde:

$Q_{fc}$  - Calor físico del combustible (kJ/kg).

$Q_{fa}$  - Calor físico del aire (kJ/kg).

$Q_{atm}$  - Calor para la atomización (kJ/kg).

$$Q_{fc} = Cc \cdot t \quad (2.17)$$

Cc calor específico del combustible a la temperatura t

$$Q_{fa} = \alpha \cdot V^0 a \cdot (i_{sp} - i_{af}) \quad (2.18)$$

Donde:

$i_{sp}$  - Entalpía a la salida del precalentador de aire (kJ/m<sup>3</sup>).

$i_{af}$  - Entalpía del aire frío (kJ/m<sup>3</sup>).

$$Q_{atm} = D_{atm} \cdot (i_v - i_{vge}) \quad (2.19)$$

Donde:

$i_v$  - Entalpía del vapor de atomización, se busca a la temperatura y presión del vapor que entra al generador (kJ/kg).

$i_{vge}$  - Entalpía del vapor en los gases de escape, se busca a la temperatura de los gases de escape y la presión atmosférica (kJ/kg).

⇒ *Determinación del calor útil (kJ / s).*

$$Q_{\text{útil}} = D_{vsc} \cdot (i_{vsc} - I_{aa}) + D_{vs} \cdot (i_{vs} - i_{aa}) + D_R \cdot (i_{SR} - i_{ER}) + D_P \cdot (i_{lsa} - i_{aa}) \quad (2.20)$$

Donde:

Los flujos de vapor presente en la ecuación (2.20) son: el flujo de vapor sobrecalentado, saturado, para ser recalentado y de las extracciones, todos expresados en (kg/s).

Las entalpías presente en la ecuación anterior son: del vapor sobrecalentado, del agua de alimentación, del vapor saturado, a la salida y entrada del recalentador, del líquido saturado respectivamente, todas expresadas en (kJ/kg).

### 2.2.6- Balance térmico por el método indirecto

$$\eta_{GV} = 100 - \sum q_n \quad (\%) \quad (2.21)$$

$$\sum q_n = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad (\text{Sumatoria de todas las pérdidas de calor, en \%})$$

#### **Determinación de las pérdidas**

⇒ **Pérdida en los gases de escape** ( $q_2$ )

Esta pérdida se produce al salir de la caldera los gases a una alta temperatura que arrastran una cantidad de calor hacia la atmósfera, está caracterizada por dos factores fundamentales:

- a) Coeficiente de exceso de aire.
- b) Temperatura de los gases de escape.

Además esta pérdida depende de:

- 1-  $\Delta T$  mínima para lograr la transferencia de calor.
- 2- Temperatura adecuada para evitar la corrosión.

$$q_2 = \frac{(I_{ge} - \alpha \cdot I_{af}) \cdot (100 - q_4)}{Q_d} \quad (2.22)$$

⇒ **Pérdida por incombustión química** ( $q_3$ )

Estas pérdidas se originan porque no todos los carbonos y otras sustancias hallan oxígeno suficiente para sufrir una oxidación completa, lo que causa que la reacción sea incompleta y se desprende cierta cantidad de calor, la misma depende de:

- a) Coeficiente de exceso de aire.
- b) Mala selección de los equipos auxiliares (calentador, ventiladores y quemadores)

$$q_3 = \frac{(30,2 \cdot CO + 25,8 \cdot H_2 + 85,5 \cdot CH_4) \cdot V_{gs} \cdot (100 - q_4)}{Q_d} \quad (2.23)$$

⇒ **Pérdida por incombustión mecánica** ( $q_4$ )

La magnitud de esta pérdida depende del combustible, del tipo de horno y de su temperatura. La determina el combustible que no reacciona en el proceso de combustión.

*Los rangos de su magnitud son:*

$q_4 = 0,5 - 5\%$  sólido en cámara

$q_4 = 2 - 15\%$  sólido en capa y pila

$q_4 = 0\%$  líquidos y gaseosos

$$q_4 = \left[ a_{esc} \cdot \frac{C_{esc}}{100 - C_{esc}} + a_{cen} \cdot \frac{C_{cen}}{100 - C_{cen}} + a_{arr} \cdot \frac{C_{arr}}{100 - C_{arr}} \right] \cdot \frac{327,8 \cdot A^t}{Q_d} \quad (2.24)$$

$$a_{esc} = \frac{B_{esc} \cdot A_{esc}}{B \cdot A^t}; a_{cen} = \frac{B_{cen} \cdot A_{cen}}{B \cdot A^t}; a_{arr} = 1 - a_{esc} - a_{cen} \quad B = \frac{D}{d} \quad (2.25)$$

Donde:

$A_{esc}$ ,  $A_{cen}$ ,  $a_{arr}$ : fracción del contenido total de cenizas del combustible en la escoria, residuos en las tolvas de la zona convectiva, residuos en los gases de arrastre.

$C_{esc}$ ,  $C_{cen}$ ,  $C_{arr}$ : contenido de elemento en la ceniza, escoria y los gases de arrastre.

$B_{esc}$ ,  $B_{cen}$ : *flujo de escorias y cenizas*.

$d$  - índice de generación.

⇒ **Pérdida por transferencia de calor al medio ambiente** ( $q_5$ )

Esta abarca todo el calor que por diferentes vías se transfiere al medio ambiente, ya sea por radiación directa a través de los registros abiertos, por conducción a través de las paredes y por convección al aire. Los rangos de estas pérdidas son:

|             |                             |                     |
|-------------|-----------------------------|---------------------|
| Calderas de | $D < 10 \text{ t/h}$        | $q_5 = 2 - 2,5\%$   |
|             | $D = 10 - 100 \text{ t/h}$  | $q_5 = 0,5 - 2\%$   |
|             | $D = 100 - 300 \text{ t/h}$ | $q_5 = 0,4 - 0,5\%$ |

$$q_5 = q_{5N} \frac{D_N}{D} \quad (2.26)$$

Donde:

$D_N$  - Producción de vapor nominal (kg/s).

$D$  - Producción de vapor (kg/s).

⇒ **Pérdida de calor con la ceniza extraída del horno ( $q_6$ )**

Es la que se produce al evacuar las cenizas a altas temperatura, depende fundamentalmente del tipo de combustible y la temperatura de extracción.

$$q_6 = \frac{(a_{esc} - I_{esc \cdot A^t})}{Q_d} \quad (2.27)$$

$$I_{esc} = C_{esc} \cdot t_{esc} \quad (2.28)$$

Donde:

$C$  y  $t$  son calor específico (kJ/kg K) y temperatura de la escoria (K).

Para combustibles líquidos y gaseosos  $q_6 = 0$

### 2.2.7- Análisis exergético del sistema

La exergía es la capacidad de trabajo útil máxima que puede obtenerse de un sistema en un determinado estado. El valor de la exergía se determina suponiendo que el sistema realiza un proceso totalmente reversible en el cual al final alcanza un estado de equilibrio con el medio ambiente y solo intercambiando calor con este (Faires, 1991; Fernández, 1994).

La exergía puede ser calculada para tres casos diferentes, ellos son: para un sistema cerrado en reposo, para un flujo y para una fuente de calor, para este trabajo resultan de interés los dos últimos.

⇒ *Exergía de un flujo*

En un flujo cualquiera si las energías cinética y potencial no tienen influencia apreciable la capacidad de trabajo útil máxima coincidirá con la exergía. En esas condiciones la exergía de un flujo  $m$  (kg/s) en el estado 1 se expresará:

$$e_x = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.29)$$

$$E_x = \dot{m} \cdot [(h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0)] \quad (\text{kJ/s}) \quad (2.30)$$

Donde:

$h$  - Entalpía del flujo; kJ/kg.

⇒ *Exergía de una fuente de calor*

Para determinar la exergía del calor que se desprende de una fuente, se sigue el mismo principio empleado anteriormente. La capacidad de trabajo útil máxima que es posible obtener de ese calor sería por medio del empleo de una máquina térmica de Carnot, o sea:

$$E_Q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (\text{kJ}) \quad (2.31)$$

Siendo  $Q$  el calor entregado por la fuente a la temperatura  $T$ . Si el calor  $Q$  entregado por la fuente se realiza a una temperatura  $T$  variable, la exergía se determina de la forma siguiente:

$$E_q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_M}\right) \quad (2.32)$$

Donde:

$T_M$  - Temperatura media calculada (K).

### **Rendimiento exergético de la instalación**

Es una evaluación cuantitativa del grado de perfección o de irreversibilidad de un proceso, equipo o instalación. Su definición más generalizada es la siguiente:



$$\eta_{\text{Exergético}} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía empleada}} \cdot 100 \quad (\%) \quad (2.33)$$

Los conceptos de exergía recuperada y empleada varían conforme al sistema objeto de análisis, en este caso particular se consideran como exergía recuperada las exergías que salen del sistema y exergía empleada todas las exergías que entran al sistema. La pérdida de exergía puede también expresarse por medio de la definición de grado de pérdida.

Verificándose que:

$$\gamma = 1 - \eta_{\text{Exergético}} \quad (2.34)$$

Para los generadores de vapor de la empresa Ernesto Che Guevara se considera como exergía recuperada: la del vapor sobrecalentado, como exergía empleada: la del combustible y agua de alimentación y la exergía perdida: la de los gases de escape.

### 2.2.8- Cálculo térmico en la turbina de vapor

El flujo de vapor que circula por la turbina depende del consumo de vapor del proceso industrial para una determinada demanda de calor  $Q_p$  (kJ/s) se tiene:

El flujo de vapor se determina por:

$$M = \frac{Q_p}{(h_E - h_S) \cdot \eta_{TA}} \quad (2.35)$$

Donde:

M - Flujo de vapor; kg/s.

$h_E$  - Entalpía del vapor a la entrada de la turbina; kJ/kg.

$h_S$  - Entalpía del vapor a la salida de la turbina; kJ/kg.

$\eta_{TA}$  - Rendimiento o factor que tiene en cuenta la dispersión del calor en los equipos de calentamiento con un valor de 0,97-0,99 (adimensional).

Como en la instalación M es conocido, entonces se calcula el valor de  $Q_p$ , despejando resulta:

$$Q_p = M \cdot (h_E - h_S) \cdot \eta_{TA} \quad (2.36)$$

La potencia real producida por el vapor en la turbina es:

$$P = M \cdot (h_E - h_S) \cdot \eta_{IT} \quad (2.37)$$

Siendo:

P – Potencia real producida por el vapor en la turbina; kJ/s.

$\eta_{IT}$  - Rendimiento interno de la turbina que en este caso es de 0.80.

Luego el rendimiento real de la turbina se puede obtener por la expresión 2.38.

$$\eta_T = \frac{W_{turb}}{Q_{abs}} = \frac{h_E - h_{Sr}}{h_E - h_S} \quad (2.38)$$

Donde:

$W_{turb}$  - Trabajo realizado por la turbina; kJ/kg.

$Q_{abs}$  - calor consumido por la turbina; kJ/kg.

$h_{Sr}$  – Entalpía del vapor considerando las pérdidas de calor en la turbina; kJ/kg.

Las entalpías relacionadas en la ecuación 2.35 no consideran las pérdidas de calor existente en la turbina, con ellas se puede determinar el rendimiento ideal de la turbina, al introducir la  $h_{Sr}$  se determina el rendimiento real de la turbina (Anexo 1 y 2).

### 2.3- Datos obtenidos en la instalación para el generador de vapor

Los valores mostrados en la Tabla 2.2 corresponden a los niveles promedio de cada uno de los parámetros medidos en la instalación, los mismo se obtuvieron en el panel de control, el cual está dotado de una PC que registra todos los parámetros del proceso haciendo uso de un sistema de control automático.

**Tabla 2.2-** Parámetros medidos en el generador de vapor

| Parámetros                                        | Generador de Vapor 6 |            |
|---------------------------------------------------|----------------------|------------|
|                                                   | Variante 1           | Variante 2 |
| Producción de vapor sobrecalentado (t/h)          | 110                  | 145        |
| Presión del vapor sobrecalentado (atm)            | 38,5                 | 39         |
| Temperatura del vapor sobrecalentado (°C)         | 439                  | 440        |
| Temperatura del agua de alimentación (°C)         | 125                  | 135        |
| Temperatura del combustible (°C)                  | 122                  | 125        |
| Temperatura de los gases de escape (°C)           | 192                  | 185        |
| Temperatura de medio ambiente (°C)                | 32,0                 | 32,2       |
| Consumo de combustible (t/h)                      | 8,165                | 10,51      |
| <b>Composición química de los gases de escape</b> |                      |            |
| Dioxígeno (O <sub>2</sub> )                       | 2,68                 | 2,61       |
| Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> )             | 11,3                 | 11,53      |
| Monóxido de Carbono (CO)                          | 0,8                  | 0,6        |
| Dihidrógeno (H <sub>2</sub> )                     | 0,00                 | 0,00       |
| Metano (CH <sub>4</sub> )                         | 0,00                 | 0,00       |

*La composición química del combustible en masa de trabajo y expresada en por ciento (empleadas en los cálculos), se muestra a continuación.*

**Generador de vapor 6****Variante 1**

$$C^t = 80,8 \quad H^t = 12,3 \quad S^t = 3,61 \quad O^t = 0,7 \quad W^t = 1,9 \quad A^t = 0,01$$

**Variante 2**

$$C^t = 81,7 \quad H^t = 11,9 \quad S^t = 3,52 \quad O^t = 0,8 \quad W^t = 1,6 \quad A^t = 0,01$$

Los valores de los parámetros del vapor utilizados para el cálculo de la turbina se exponen completamente en la metodología de cálculo expuesta en el anexo 1 del trabajo, en general coinciden con las propiedades calculadas para el diagnóstico térmico.

Las propiedades del vapor en las diferentes extracciones de la turbinas no se consideraron porque en la planta no se cuenta con la información detallada de cada una de las extracciones realizadas.

## 2.4- Balance térmico del generador de vapor y la turbina

El balance térmico del generador de vapor se realizó en correspondencia con el método de cálculo expuesto (epígrafe 2.2) descrito por Pérez (1972) y los datos obtenidos en la instalación (epígrafe 2.3), el balance exergético se efectuó de acuerdo con Fernández (1994). Los parámetros principales calculados el generador de vapor y la turbina se muestran en la tabla 2.3.

**Tabla 2.3-** Valores de los parámetros fundamentales del balance térmico realizado.

| Parámetros calculados en el generador de vapor             | Generador de vapor 6<br>Valores calculados |                     | U/M                | Ec. |
|------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------------------|--------------------|-----|
|                                                            | Variante 1                                 | Variante 2          |                    |     |
| Poder calórico bajo del combustible; $Qb^t$                | $4,033 \times 10^7$                        | $4,021 \times 10^7$ | J/kg               | 2.1 |
| Volumen de aire teórico; $V^{\circ}a$                      | 10,54                                      | 10.507              | m <sup>3</sup> /kg | 2.2 |
| Volumen total real de gases triatómicos; $V_{RO_2}$        | 1,533                                      | 1.549               | m <sup>3</sup> /kg | 2.3 |
| Volumen teórico de nitrógeno; $V^{\circ}_{N_2}$            | 8,33                                       | 8,304               | m <sup>3</sup> /kg | 2.4 |
| Volumen teórico de los gases secos; $V^{\circ}gs$          | 9,863                                      | 9.853               | m <sup>3</sup> /kg | 2.5 |
| Volumen teórico de los vapores de agua; $V^{\circ}_{H_2O}$ | 1,559                                      | 1,51                | m <sup>3</sup> /kg | 2.6 |
| Volumen teórico total de gases; $V^{\circ}g$               | 11,421                                     | 11.363              | m <sup>3</sup> /kg | 2.7 |
| Volumen real de gases ; $Vg$                               | 12,732                                     | 12,69               | m <sup>3</sup> /kg | 2.8 |
| Volumen real de aire; $Va$                                 | 11,718                                     | 11,699              | m <sup>3</sup> /kg | 2.9 |

|                                                            |                        |                        |            |            |
|------------------------------------------------------------|------------------------|------------------------|------------|------------|
| Entalpía teórica de los gases; $I^o g$                     | $3,059 \times 10^6$    | $2,932 \times 10^6$    | J/kg       | 2.12       |
| Entalpía real de los gases; $I_g$                          | $3,115 \times 10^6$    | $2,988 \times 10^6$    | J/kg       | 2.13       |
| Calor disponible; $Q_d$                                    | $4,078 \times 10^7$    | $4,067 \times 10^7$    | J/kg       | 2.16       |
| Calor útil; $Q_{\text{útil}}$                              | $3,06 \times 10^{11}$  | $3,975 \times 10^{11}$ | J/h        | 2.20       |
| Rendimiento térmico del generador; $\eta_{GV}$ (M.D)       | 91,895                 | 92,992                 | %          | 2.15       |
| Pérdida de calor en los gases de escape; $q_2$             | 6,288                  | 5,994                  | %          | 2.22       |
| Pérdida de calor por incombustión química; $q_3$           | $5,843 \times 10^{-4}$ | $4,39 \times 10^{-4}$  | %          | 2.23       |
| Pérdida de calor por incombustión mecánica; $q_4$          | 0                      | 0                      | %          | 2.24       |
| Pérdida por radiación al medio ambiente; $q_5$             | 0,5                    | 0,5                    | %          | 2.26       |
| Pérdida de calor con la ceniza extraída; $q_6$             | 0                      | 0                      | %          | 2.27       |
| Rendimiento térmico del generador ; $\eta_{GV}$ (M.I)      | 93,211                 | 93,505                 | %          | 2.21       |
| Rendimiento exergético del generador de vapor; $\eta_{Ex}$ | 90,371                 | 91,397                 | %          | 2.33       |
| Grado de pérdida de exergía; $\gamma$                      | 9,629                  | 8,603                  | %          | 2.34       |
| <b>Parámetros calculados en la turbina de vapor</b>        | <b>Variante 1</b>      | <b>Variante 2</b>      | <b>U/M</b> | <b>Ec.</b> |
| Demanda de calor del proceso industrial; $Q_p$             | $9,128 \times 10^{10}$ | $1,399 \times 10^{11}$ | J/h        | 2.36       |
| La potencia real producida por el vapor en la turbina; $P$ | $2,104 \times 10^7$    | $3,204 \times 10^7$    | J/s        | 2.37       |
| Rendimiento real de la turbina; $\eta_T$                   | 63.512                 | 55,164                 | %          | 2.38       |

Los resultados íntegros obtenidos en la evaluación térmica del generador de vapor y la turbina para las variantes 1 y 2 se exponen en los anexos 1 y 2. Los cálculos se realizaron con la ayuda del software MathCad Professional 2001 y Microsoft Excel 2003.

## 2.5- Conclusiones del capítulo II

- Las eficiencias térmicas del generador de vapor calculadas por el método directo son: 91,895 y 92,992%. Las obtenidas por el método indirecto fueron 93,211 y 93,505% para las variantes 1 y 2 respectivamente.
- Las eficiencias exergéticas del generador de vapor para las dos variantes calculadas fueron: 90,371 y 91,397%
- Las eficiencias térmicas de la turbina de vapor para las dos variantes calculadas fueron: 63.512 y 55,164%.

## CAPÍTULO III

---

### ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL DE LA INVESTIGACIÓN

#### 3.1- Introducción

Es parte de toda investigación la evaluación de los resultados y por consiguiente la valoración económica e impacto medioambiental, de estos análisis se puede establecer en que medida ésta ha contribuido al desarrollo económico del país, región o una determinada empresa.

El **objetivo** del presente capítulo es:

Analizar los resultados obtenidos en la investigación considerando la valoración económica y el impacto medioambiental asociada al trabajo.

#### 3.2- Análisis de los resultados de la investigación

La valoración que en este epígrafe se realiza está fundamentada en el análisis térmico del generador de vapor y la turbina.

Existe un grado de coincidencia satisfactorio entre los resultados del diagnóstico térmico del generador de vapor analizado a partir del empleo de los métodos directos e indirectos, los valores promedio de los mismos se diferencian en 0,915%. Estas diferencias puede ser atribuida a pequeñas imprecisiones en las mediciones de los parámetros más influyentes en los valores calculados como son: la producción de vapor sobrecalentado, el consumo de combustible y la temperatura de los gases de escape. Otro aspecto que puede influir en estas variaciones de las eficiencias obtenidas puede ser el hecho de que en la instalación no se controlan adecuadamente las extracciones que se realizan en el GV y la turbina, en general existen extracciones de vapor recomendadas por el fabricante para en cuatro valores de productividad (75, 120, 150 y 165 t/h). Si se observa la Tabla 2.2 resulta evidente que las productividades reales de las calderas oscilaron entre 110 y 145 t/h estas diferencias existentes entre las productividades recomendadas por el fabricante y las reales obtenidas en el generador

de vapor sugieren que las extracciones fueron realizadas para los valores más cercanos, en este caso para 120 y 150 t/h.

De los valores calculados se infiere la alta eficiencia térmica con que trabaja el generador de vapor, esto indica que existe un racional aprovechamiento de la energía térmica que se evidencia en el rendimiento térmico promedio el cual es superior a 92%. También es bueno destacar que el aprovechamiento de la energía útil máxima disponible en el sistema es elevada, esto se demuestra en el rendimiento exergético promedio el cual es superior a 90%. En las variantes calculadas las pérdidas de exergía osciló entre 9,629 y 8,603%.

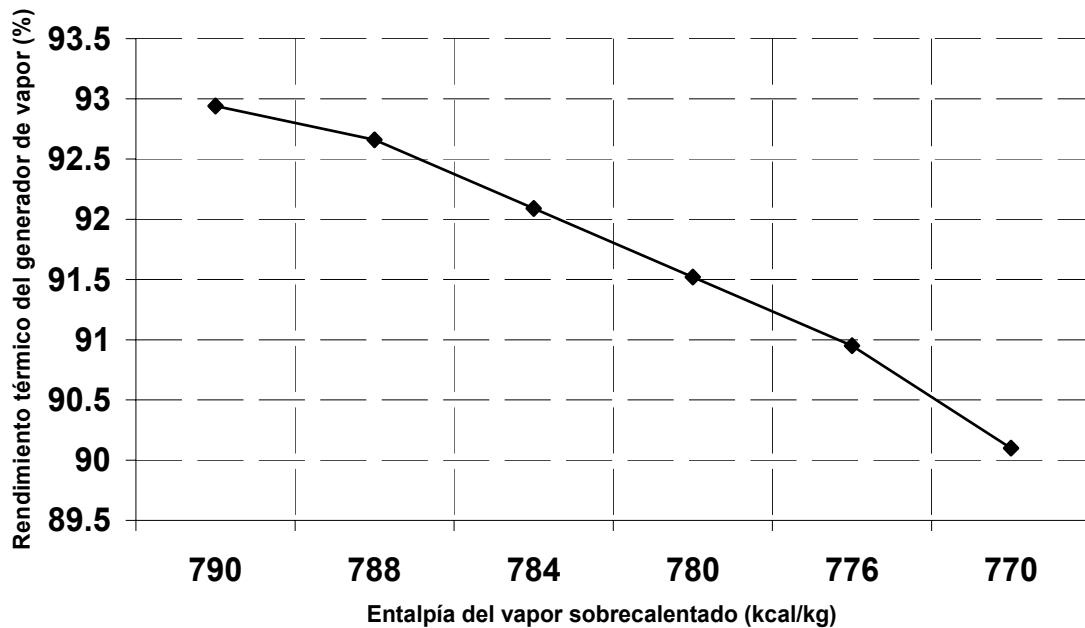
Finalmente se determinó el rendimiento térmico de la turbina el cual para las variantes calculadas tuvo un valor promedio igual a 59,338%. Este valor indica que hay un adecuado aprovechamiento y transformación de la energía en la turbina, pero el mismo debe variar si se consideran las extracciones en la misma.

### **3.2.1- Comportamiento de los diferentes parámetros del proceso**

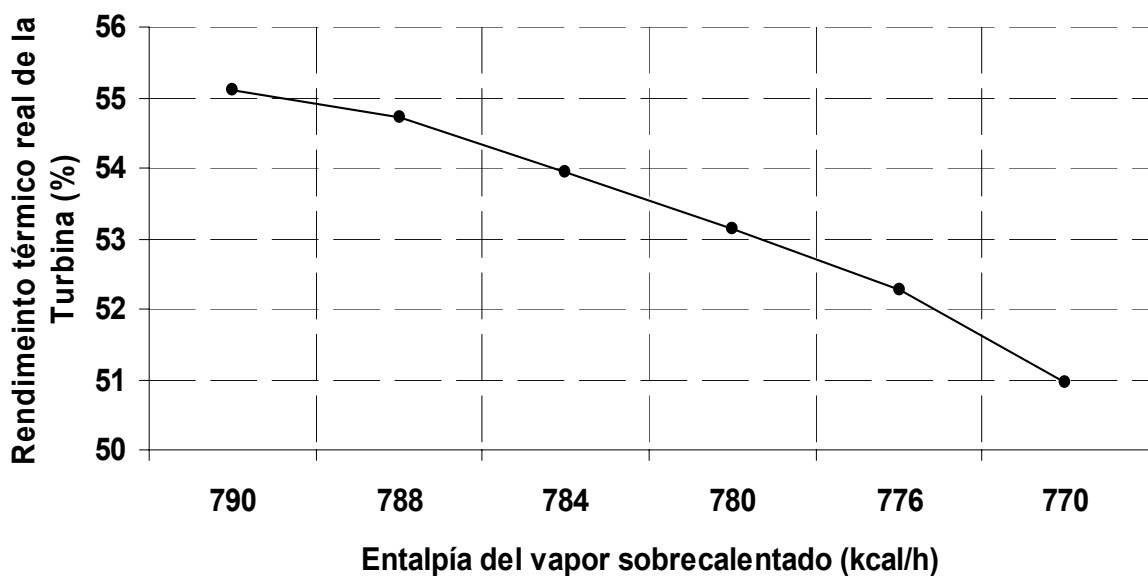
Las figuras 3.1 y 3.2 muestran un decrecimiento de la eficiencia térmica del GV y la turbina en la medida en que decrece la entalpía del vapor, como se observa siguen las mismas tendencias pero en sus respectivos rangos. El decrecimiento es acentuado variando aproximadamente 3 y 4 unidades porcentuales, de este comportamiento se deduce la importancia que tiene mantener la calidad del vapor (temperatura y presión) en los intervalos recomendados, en general esto constituye a mantener la eficiencia de los equipos analizados con ello se reduce el consumo de combustible.

Otro elemento a considerar es que en el caso de la turbina una variación significativa de las propiedades del vapor genera problemas de explotación porque entraría junto con el vapor un porcentaje de humedad que deterioran los álabes debido al incremento del peso sobre estos y a la formación del condensado.





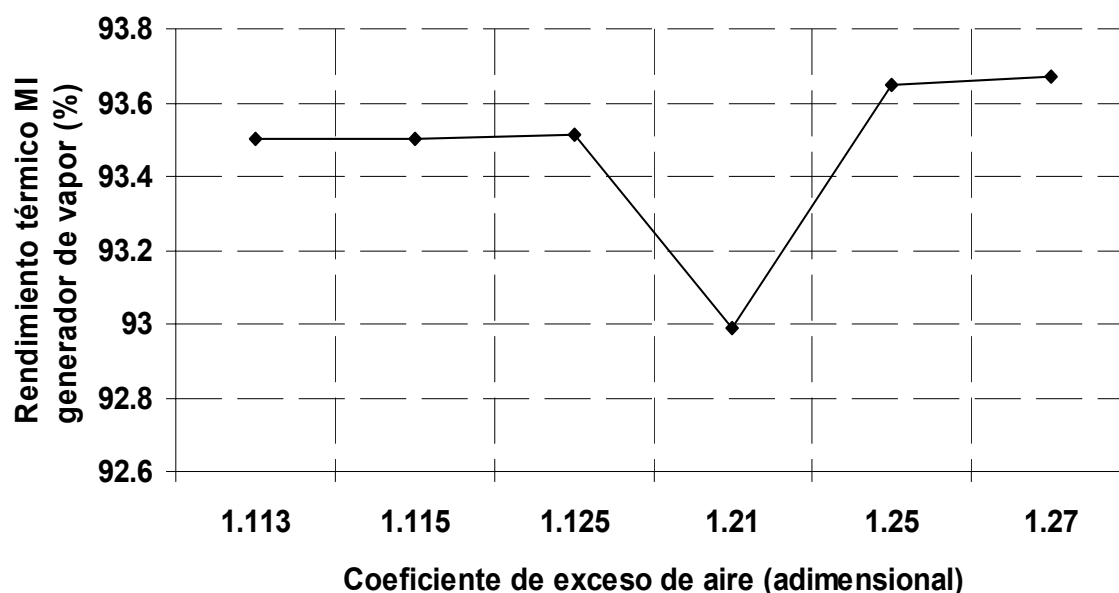
**Figura 3.1.** Comportamiento del rendimiento térmico del generador de vapor respecto a la entalpía del vapor sobrecalentado.



**Figura 3.2.** Comportamiento del rendimiento térmico de la turbina de vapor respecto a la entalpía del vapor sobrecalentado.

La figura 3.3 muestra dependencia existente entre  $\eta_{MI}$  y  $\alpha$  en ella se observa que el rendimiento térmico varía con el incremento del coeficiente de exceso de aire. El

comportamiento obtenido indica que para las condiciones existentes se obtienen mayores eficiencia térmica para valores de  $\alpha$  mayores que 1,25; esto se puede lograr garantizando la relación aire combustible adecuado en los quemadores.



**Figura 3.3.** Comportamiento del rendimiento térmico del generador de vapor respecto al coeficiente de exceso de aire.

### 3.3- Valoración económica

Los valores mostrados en la Tabla 3.1 reflejan la valoración económica referida al consumo de combustible para las variantes calculadas. El precio (486 USD/t) utilizado en el cálculo fue el reportado por el departamento de Economía energética de la empresa Ernesto Che Guevara referido al mes de Mayo de 2008.

**Tabla 3.1.** Análisis económico para el generador de vapor 6.

| Generador de vapor                                                                      | Rendimiento del Generador de vapor (%) | Consumo de Combustible (t/h) | Precio del Combustible (USD/t) | Importe (USD/h) |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|------------------------------|--------------------------------|-----------------|
| GV-6 ...V-1                                                                             | Rend. Prom actual = 92,900             | 8,165                        | 464                            | 3788,56         |
| GV-6... V-2                                                                             | Rend. Prom actual = 93,248             | 10,51                        | 464                            | 4876,64         |
| <b>Gasto total por concepto de consumo de combustible para las variantes analizadas</b> |                                        | <b>18,675</b>                | <b>464</b>                     | <b>8665,2</b>   |

Como se puede apreciar en la Tabla 3.1 el gasto horario por concepto de consumo de combustible para las dos variantes asciende a 8665,2 USD.

El gasto por concepto de consumo de combustible entre los meses Enero-Mayo considerando el mismo precio se muestra en la Tabla 3.2.

**Tabla 3.2.** Análisis económico para los 5 meses analizados.

| Generador de vapor                                                                  | Rendimiento del Generador de vapor (%) | Consumo de Combustible (t/día) | Precio del Combustible (t/5 meses) | Importe (USD) |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|---------------|
| GV-6 ...V-1                                                                         | Rend. Prom actual = 92,900             | 195,96                         | 29785,92                           | 13820666,9    |
| GV-6... V-2                                                                         | Rend. Prom actual = 93,248             | 252,24                         | 38340,48                           | 17789982,7    |
| Gasto promedio por concepto de consumo de combustible para las variantes analizadas |                                        | 224,1                          | 34063,2                            | 15805324,8    |

Como se aprecia en los resultados mostrados en la Tabla 3.2 el generador de vapor tiene una influencia significativa en el consumo de combustible de la CTE y por consiguiente determinada en gran medida los gastos económicos asociados al consumo de combustible en la CTE y la empresa.

Al determinar los consumos específicos asociados a las variantes calculadas los mismos fueron 0,0742 y 0,0724 (kilogramos de combustible consumidos por kilogramos de vapor producido), estos resultados indican que se debe trabajar el generador de vapor con productividades cercanas a la nominal (150 t/h) porque de esta manera se minimizan las diferencias existentes entre los consumos específicos reales y el nominal siempre que las propiedades físicas del combustibles y las condiciones de operaciones se acerquen a las establecidas en el diseño del generador de vapor.

### 3.4- Impacto ambiental de las centrales termoeléctricas

A nivel mundial las Centrales Termoeléctricas consumen más de la tercera parte de la cantidad total del combustible extraído, por lo que ejercen gran influencia sobre el medio ambiente (Hurtado, 1999). Lo anterior está condicionado por los siguientes factores:

- ✓ La emisión a la atmósfera de una gran cantidad de gases y partículas producto de la combustión, causantes de afecciones respiratorias en la población que vive en las áreas afectadas y daños al ecosistema.
- ✓ La contaminación física, química y térmica de aguas superficiales y subterráneas de ríos, mares y lagos con los consiguientes efectos secundarios sobre los ecosistemas acuáticos y sobre el hombre.

#### **3.4.1- Centrales termoeléctricas y medio ambiente**

Para evitar que el funcionamiento de las centrales termoeléctricas clásicas pueda dañar el entorno natural, estas plantas llevan incorporados una serie de sistemas y elementos que no afectan a la estructura de las instalaciones, como es el caso de las torres de refrigeración.

La incidencia de este tipo de centrales sobre el medio ambiente se produce por la emisión de residuos a la atmósfera (procedentes de la combustión del combustible) y por vía térmica, (calentamiento de las aguas de los ríos por utilización de estas aguas para la refrigeración en circuito abierto).

Por lo que se refiere al primero de los aspectos citados, esa clase de contaminación ambiental es prácticamente despreciable en el caso de las centrales termoeléctricas de gas y escasa en el caso de las de fuel-oil, pero exige, sin embargo, la adopción de importantes medidas en las de carbón.

En cuanto a la contaminación térmica, ésta es combatida especialmente a través de la instalación de torres de refrigeración. Como se señalaba anteriormente, el agua que utiliza la central, tras ser convertida en vapor y empleada para hacer girar la turbina, es enfriada en unos condensadores para volver posteriormente a los conductos de la caldera. Para efectuar la operación de refrigeración, se emplean las aguas de algún río próximo o del mar, a las cuales se transmite el calor incorporado por el agua de la central que pasa por los condensadores. Si el caudal del río es pequeño, y a fin de evitar la contaminación térmica, las centrales termoeléctricas utilizan sistemas de refrigeración en circuito cerrado mediante torres de refrigeración.

En este sistema, el agua caliente que proviene de los condensadores entra en la torre de refrigeración a una altura determinada. Se produce en la torre un tiro natural ascendente de aire frío de manera continua. El agua, al entrar en la torre, cae por su propio peso y se encuentra en su caída con una serie de rejillas dispuestas de modo que la pulverizan y la convierten en una lluvia muy fina. Las gotas de agua, al encontrar en su caída la corriente de aire frío que asciende por la torre, pierden su calor. Por último, el agua así enfriada vuelve a los condensadores por medio de un circuito cerrado y se continua el proceso productivo sin daño alguno para el ambiente.

### **Situación actual de la CTE con referencia a los gases producto de la combustión**

La planta Termoenergética cuenta con 2 Calderas para la producción de vapor de proceso y para la generación de energía eléctrica, como elemento fundamental para reducir la contaminación de la atmósfera con los productos de la combustión y su efecto en la población circundante está la chimenea de la planta con una altura de 160m para lograr una dispersión de estos productos evitando su concentración en las inmediaciones, utilizando chimeneas altas, los gases con hollín expulsados en las capas altas de la atmósfera, se propagan en ellas, lo cual reduce considerablemente la concentración de las impurezas nocivas. Los elementos contaminantes del proceso de la combustión del petróleo en lo fundamental son los siguientes:

- Monóxido de carbono (CO).
- Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>).
- Hollín.
- Pentóxido de Vanadio (V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>).
- Dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>).

### **Situación actual de la CTE con referencia a los vertimientos líquidos productos del tratamiento químico del agua y al lavado de las calderas**

El tratamiento de desmineralización del agua en la planta de tratamiento químico, de acuerdo a lo planteado por Goffe (2005), tiene residuales ácidos y básicos producto del lavado y la regeneración de los filtros que son tratados en la planta de neutralización. Esta planta cuenta con un sistema de tanques, bombas y sistema de dosificación de ácido y sosa para la neutralización. El proyecto en su concepción presenta deficiencias

que no permiten la correcta neutralización en el tiempo que necesita el proceso, por lo que se ha modificado. Las mejoras introducidas son las siguientes:

- Levantamiento del sistema de mezclado con aire para mejorar la neutralización de las aguas agresivas.
- Montaje de una bomba adicional en el sistema.
- Reparación de los drenajes del tanque.
- Montaje de un nuevo instrumento para medir el PH.

### **Perspectivas futuras de la planta respecto a los gases de la combustión y su evacuación por la chimenea**

La CTE está inmersa en las negociaciones para la modernización de sus equipos fundamentales (Turbogeneradores, Calderas y Sistema de Combustible) lo cual redundará en una mejoría de los elementos contaminantes que expulsa al medio ambiente, situando de esta forma las concentraciones de los principales gases contaminantes dentro de las normas permisibles a nivel mundial. Las nuevas calderas garantizan normas de emisión comparables con las de países europeos.

Además se incrementarán los consumos de Dióxido de Carbono en el proceso, por lo que disminuirán los volúmenes que se vierten por la chimenea, causando una mejora de las condiciones medioambientales en la comunidad.

Todo lo antes expuesto, junto con la altura de la chimenea de la Central Termoenergética permitirá disminuir el impacto ambiental de la planta.

El proyecto de modernización incluye una mejora sustancial en cuanto a los vertimientos líquidos, por cuanto está prevista la construcción de una piscina de neutralización con sus equipos auxiliares donde verterán todos los drenajes contaminantes para su tratamiento.

#### **3.4.2- Afectaciones ambientales asociadas a las turbinas de vapor**

En las turbinas en su interacción con el medio ambiente es bueno destacar que existe un nivel de ruido medio respecto a las normas internacionales establecidas por el banco mundial sobre medio ambiente, salud y seguridad. Pero si no se utilizan los medios de

protección adecuados pueden producir daños profundos a la salud, entre los tipos de ruidos se puede encontrar con mayor frecuencia y casi de forma permanente el

Ruido transferido por el aire: cuando se encuentra ruido excesivo dentro de un espacio, se necesita identificar la fuente.

Esto puede obtenerse con un análisis espectral detallado. En la mayoría de los casos se utilizan técnicas de análisis de las bandas de octavo. Un analizador de banda de octavo, divide las partes audibles de los espectros del ruido en las bandas adyacentes que tiene una frecuencia que tiene una frecuencia superior de corte iguales a dos veces la frecuencia inferior de corte.

### **Lineamiento para dosis permisible de ruido como función de los niveles de tiempo y de presión de sonido (DPR).**

Límites de exposición del ruido:

Nivel del sonido

Tiempo permisible de exposición

- 90 dBe ----- 8:00 horas.
- 91 dBe ----- 7:00 horas.
- 92 dBe ----- 6:00 horas.
- 97 dBe ----- 3:00 horas.
- 100 dBe ----- 2.00 horas.
- 105 dBe ----- 1.00 horas.
- 110 dBe ----- 30 minutos.
- 115 dBe ----- 15 minutos (nivel máximo permisible)

Los niveles de ruido que excede los requisitos de la OSHA (ley de seguridad y salud ocupacional) se puede reducir con:

- ✓ Aislamiento para los tubos.

- ✓ Tener las unidades motrices y bombas en cuarto o barrera a prueba de ruido con un revestimiento de los muros del edificio con material mataruido o con placa desviadoras.
- ✓ El aislamiento térmico aplicado a las tuberías (con foro de fibra de vidrio).
- ✓ Con el funcionamiento correcto y un buen estado de los sellos.

### **3.5- Conclusiones del capítulo III**

- El gasto económico por concepto de consumo de combustible asociado al generador de vapor para las dos variantes analizadas y los cinco meses analizados ascienden a 13820666,9 y 17789982,7 USD.
- Las afectaciones medioambientales más importantes existentes en los generadores de vapor y la turbina son las emisiones continuas de los gases producto de la combustión, ruido y los vertimientos líquidos.



## CONCLUSIONES

---

- Las investigaciones precedentes consultadas demuestran la no existencia de trabajos destinados al balance térmico de las turbinas de vapor de la empresa Ernesto Che Guevara, en general los estudios realizados en la CTE están destinados al balance térmico y exergético de los generadores de vapor.
- Las eficiencias térmicas promedio del generador de vapor calculadas por los métodos directo e indirecto son: 92,444 y 93,358%. Las eficiencias térmicas de la turbina de vapor fueron: 63,512 y 55,164% para las variantes 1 y 2 respectivamente.
- Las eficiencias exergéticas del generador de vapor para las dos variantes calculadas fueron: 90,371 y 91,397% y las pérdidas de exergía oscilaron entre 9,629 y 8,603%.
- El gasto económico promedio por concepto de consumo de combustible asociado al generador de vapor para los cinco meses analizados asciende a 15805324,8 USD, el mismo puede incrementarse con el aumento de los precios del combustible.
- Las afectaciones medioambientales más importantes existentes en el generador de vapor y la turbina son las emisiones continuas de los gases producto de la combustión y ruido además de los vertimientos líquidos. Todas están dentro de las normas permisibles.



## RECOMENDACIONES

---

- Profundizar en el análisis térmico de las turbinas de vapor presente en la empresa Che Guevara por la importancia que tiene para la entidad.
- Obtener en próximos trabajos el rendimiento exergético de las turbinas para las diferentes condiciones de trabajo presente en la fábrica.
- Chequear de forma sistemática los niveles de emisiones de gases contaminantes en los generadores de vapor y de ruido en las turbinas.

## RERERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

1. Abreu, J. *Evaluación de la eficiencia actual del generador de vapor 10 de la Central Termoeléctrica de la Empresa René Ramos Latour*. Trabajo de Diploma. ISMM.2003. 70p.
2. Caballero, B. A; Y. González. *Diagnóstico energético de los Generadores de Vapor de las empresas productoras de níquel en Moa*. Trabajo de Diploma. ISMM 2007. 43 p.
3. Carcallido, M. *Balance energético y exergético del CAI Guatemala*. Trabajo de Diploma. ISMM 1999. 71 p.
4. Colectivo de Autores. *Generadores de Vapor*. Editorial Pueblo y Educación. Ciudad de la Habana, 1970. 520 p.
5. Conceptos básicos de agua de aporte a calderas.  
<http://www.monografias.com/trabajos5/aguacald/aguacald.shtml>. Marzo 2008.
6. Contaminación por ruido. [http://www.conam.gob.pe/educamb/cont\\_ruido.htm](http://www.conam.gob.pe/educamb/cont_ruido.htm). Marzo 2008.
7. Deich M. E, Troyanovski, B. M. *Investigación y cálculo de los escalones de las turbinas axiales*. 1964.
8. Del Valle, R. *Balance energético verificativo de la planta eléctrica de la empresa René Ramos Latour*. Trabajo de Diploma. ISMM 2002. 64 p.
9. Faires, V. *Termodinámica*. La Habana: Edición Revolucionaria, 1991. 807p.
10. Fernández, E. *Termodinámica Técnica*. La Habana: Editorial "Félix Varela", 1994. Tomo I. 290 p.
11. Fernández, E. *Utilización del vapor en la industria*. Editorial Científico-Técnica. La Habana, 2001. 138 p.
12. Ficha Técnica de los Generadores de Vapor 6 y 7. Proyecto de Modernización de la Central Termoeléctrica. Moa, 2004. 25 p.
13. Hernández, J. N. *Diagnóstico térmico verificativo de los generadores de vapor insertados en la Central Termoeléctrica de la empresa "Ernesto Ché Guevara"*. Trabajo de Diploma. ISMM 2006. 48 p.

14. Hurtado, F. G. *Estudio de la Influencia en el Medio Ambiente del Sistema de Generación de la Empresa del Níquel Ernesto Che Guevara y el Sistema de Transmisión Eléctrico Adyacente*. Tesis doctoral. ISMM, Moa. 1999. 120p.
15. Ivanov, V. A. Regímenes estacionarios y variables de las potentes instalaciones de turbina. 1971
16. Jarrosay, E. *Balance energético de las calderas del hospital "Guillermo Luis Fernández"*. Trabajo de Diploma. ISMM 2000. 63 p.
17. Jiménez, U. *Propuesta para el plegado de las chapas del sistema de mantenimiento de aire regenerativo de las centrales termoeléctricas*. Trabajo de Diploma. ISMM 2001. 72 p.
18. Lahenz, V. *Calculo de la eficiencia en los generadores de vapor*. Trabajo de Diploma. ISMM 2001. 56 p.
19. Liceni, F. (1951). Centrales Eléctricas a Vapor. Primera Edición. Buenos Aires: Librería Editorial Alsina.
20. *Manual de operaciones de la Central Termoeléctrica Empresa "Ernesto Che Guevara"*. Moa, 2001.
21. Muñoz, C. *Aprovechamiento de la biomasa forestal para la producción sostenida de electricidad en el CAI "Argeo Martínez" de Guantánamo*. Trabajo de Diploma. ISMM 2001. 69 p.
22. Muhica, J. *Evaluación termoeconómica del ciclo de la central termoeléctrica de la empresa Ernesto Guevara*. Trabajo de Diploma. ISMM, 2001. 62 p.
23. Oliva, R. Luis. *Explotación y materiales constructivos de generadores de vapor*. Ediciones ISPJAM. Santiago de Cuba. 1988. 320 p.
24. Pankratov. G. *Problemas de termotecnia*. Editorial MIR Moscú. URSS, 1987. 235 p.
25. Pereira, M. *Balance de energía de la caldera del comedor del ISMM*. Proyecto de curso. 2001. 33 p.
26. Pérez, Garay. L.: Generadores de Vapor. Editorial Pueblo y Educación. Ciudad de la Habana. 1972. 447 p.
27. Perry, C; J, Perry. *Chemical Engineers hand book*. University of Oklahoma. La Habana, 1967. 520 p.
28. Proyecto de Modernización de la Central Termoeléctrica. Moa, 2005. 50 p.

29. Rivera, B. Y; Y. Regueiferos. *Diagnóstico térmico de los Generadores de Vapor de las empresas presupuestadas del municipio Moa*. Trabajo de Diploma. ISMM 2007. 50 p.
30. Rizhkin, Y. V. Centrales termoeléctricas. Primera y segunda parte. Editorial pueblo y educación. Ciudad de La Habana. 1987. 370 p.
31. Rodríguez, Y. *Análisis del petróleo crudo nacional empleado en la empresa Ernesto Guevara*. Trabajo de Diploma. ISMM, 2001. 57 p.
32. Steam and electricity generation.  
<http://www.schoolscience.co.uk/content/4/chemistry/petroleum/knowl/4/2index.htm?steam.html>, Marzo 2008.
33. Steam Generation. <http://www.segainc.com/energystmgeneration.html>. Marzo 2008.
34. Suárez, L; E. Rodríguez. *Propuesta de selección del esquema térmico principal para la modernización de la planta termoeléctrica de la Empresa Ernesto Che Guevara*. Trabajo de Diploma. ISMM 1999. 75 p.
35. Suárez, V. *Diagnóstico del sistema de generación de vapor de la Central Termoeléctrica perteneciente a la empresa "Comandante René Ramos Latour"*. Trabajo de Diploma. ISMM, 2005. 70 p.
36. Swift, C. Plantas de Vapor Arranque, Prueba y Operación. Primera Edición. México D.F.: Compañía Editorial. 1965.
37. Tanquero, N. *Guía metodológica para proyectos del curso de generadores de vapor*. Editorial ISPJAE. La Habana. Cuba. 1997. 120 p.
38. Tuzón, E. Diagnóstico energético del generador de vapor 1 de la empresa Ernesto Che Guevara. Proyecto de Curso. ISMM. 2005. 30 p.
39. Vukalovitch, M. *Propiedades Termodinámicas del agua y el vapor*. Editorial. Revolucionaria 1978. 245 p.
40. Zviáguintsev, V. V. Cálculo térmico de la turbina de vapor. Editorial MIR Moscú. URSS 1961.

## ANEXO 1

### GENERADOR DE VAPOR 6 VARIANTE 1 EMPRESA ERNESTO CHE GUEVARA

Poder calórico bajo del combustible ( $Q_b$ )

Todos los elementos en masa de trabajo

$$C := 80.8 \quad H := 12.3 \quad O := 0.7 \quad S := 3.61 \quad W := 1.9$$

$$Q_b := [339 \cdot C + 1030 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 24 \cdot W] \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$Q_b = 4.033 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

Determinación de los volúmenes de los gases producto de la combustión ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

Volumen de aire teórico ( $V_a$ )

$$V_a := [0.0889 \cdot (C + 0.375 \cdot S) + 0.265 \cdot H - 0.0333 \cdot O] \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_a = 10.54 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Volumen total real de gases triatómicos ( $V_{RO2}$ )

$$V_{RO2} := [0.01866 \cdot (C + 0.375 \cdot S)] \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_{RO2} = 1.533 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Volumen teórico de Dinitrógeno ( $V_{N2}$ )

$$N := 0.4 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_{N2} := (0.79 \cdot V_a + 0.008 \cdot N)$$

$$V_{N2} = 8.33 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

#### Volumen teórico de los gases secos ( $V_{gs}$ )

$$V_{gs} := V_{RO2} + V_{N2}$$

$$V_{gs} = 9.863 \frac{m^3}{kg}$$

#### Volumen teórico de los vapores de agua ( $V_{H2O}$ )

$$V_{H2O} := (0.111 \cdot H + 0.0124 \cdot W) \cdot \frac{m^3}{kg} + 0.0161 \cdot V_a$$

$$V_{H2O} = 1.559 \frac{m^3}{kg}$$

#### Volumen teórico total de gases ( $V_{og}$ )

$$V_{og} := V_{gs} + V_{H2O}$$

$$V_{og} = 11.421 \frac{m^3}{kg}$$

#### Cálculo del coeficiente de exceso de aire para combustión incompleta ( $\alpha$ )

$$CO_2 := 11.30 \quad O_2 := 2.68 \quad CO := 0.8 \quad H_2 := 0 \quad CH_4 := 0$$

$$N_2 := 100 - (CO_2 + O_2 + CO)$$

$$N_2 = 85.22$$

$$\alpha := \frac{N_2}{N_2 - 3.76 \cdot (O_2 - 0.5 \cdot CO - 0.5 \cdot H_2 - 2 \cdot CH_4)}$$

$$\alpha = 1.112$$

#### Volumen real de gases ( $V_g$ )

$$V_{a_{real}} := V_a \cdot \alpha \quad V_{a_{real}} = 11.718 \frac{m^3}{kg}$$

$$V_g := V_{og} + (\alpha - 1) \cdot V_{a_{real}}$$

$$V_g = 12.732 \frac{m^3}{kg}$$

### Determinación de las entalpías de los gases

Entalpía teórica de los gases (I<sub>go</sub>) Calculada para T<sub>ge</sub> = 192 °C

$$I_{RO2} := 342.544 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3} \quad I_{N2} := 249.583 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3} \quad I_{H2O} := 292.087 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$I_{cen} := 162.072 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad A := 0.02 \quad A_{arr} := 0.6$$

$$I_{go} := V_{RO2} \cdot I_{RO2} + V_{N2} \cdot I_{N2} + V_{H2O} \cdot I_{H2O} + 0.01 \cdot A \cdot A_{arr} \cdot I_{cen}$$

$$I_{go} = 3.059 \times 10^6 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

### Entalpía real de los gases (I<sub>ge</sub>)

El calor específico del aire C<sub>af</sub> se expresa en kJ/m<sup>3</sup> °C

La temperatura del aire se expresa en °C

$$C_{af} := 1.3188 \quad t_{aire} := 32 \quad f_{conversión1} := 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$I_{oaire} := C_{af} \cdot t_{aire} \cdot V_{a_{real}} \cdot f_{conversión1}$$

$$I_{ge} := I_{go} + I_{oaire} \cdot (\alpha - 1)$$

$$I_{ge} = 3.115 \times 10^6 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

### BALANCE TÉRMICO POR EL MÉTODO DIRECTO

Cálculo del calor útil Q<sub>útil</sub> (Q<sub>útil</sub>)

$$D_{vsc} := 110 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \quad I_{vsc} := 789.86 \cdot 4.1863 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad I_{aa} := 125.39 \cdot 4.1863 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$Q_{útil} := D_{vsc} \cdot (I_{vsc} - I_{aa}) \quad Q_{útil} = 3.06 \times 10^{11} \frac{\text{joule}}{\text{hr}}$$



### Consumo de combustible (B)

$$B := 8.165 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

### Determinación del calor disponible ( $Q_d$ )

#### Calor físico del Combustible ( $Q_{fc}$ )

La temperatura de combustible  $t_c$  expresada en ( $^{\circ}\text{C}$ )

$$t_c := 122 \quad f_{\text{conversión}} := 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$C_c := 1.74 + 0.0025 \cdot t_c$$

$$Q_{fc} := C_c \cdot t_c \cdot f_{\text{conversión}}$$

$$Q_{fc} = 2.495 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

#### Cálculo del calor de atomización ( $Q_{atm}$ )

$$I_v := 789.86 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad I_{ve} := 600 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad D_{atm} := 0.25 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$Q_{atm} := D_{atm} \cdot (I_v - I_{ve})$$

$$Q_{atm} = 1.989 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

#### Cálculo del calor disponible ( $Q_d$ )

$$Q_d := Q_b + Q_{fc} + Q_{atm}$$

$$Q_d = 4.078 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

#### Cálculo del rendimiento térmico del generador de vapor $N_{gvMD}$ (%)

$$N_{gvMD} := \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_d \cdot B} \cdot 100 \quad N_{gvMD} = 91.895$$

## BALANCE TÉRMICO POR EL MÉTODO INDIRECTO

Cálculo de las pérdidas de calor (expresadas en %)

Pérdida por los gases de escape ( $q_2$ )

$$q_4 := 0 \quad q_6 := 0 \quad \text{Para combustibles líquidos}$$

La temperatura del aire  $T_{\text{aire}}$  expresada en ( $^{\circ}\text{C}$ )

El calor específico del aire se expresa en ( $\text{kJ/m}^3 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ )

$$t_{\text{af}} := 32 \quad c_{\text{paf}} := 1.3199 \quad f_{\text{conversión1}} := 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$I_{\text{af}} := t_{\text{af}} \cdot c_{\text{paf}} \cdot V_{\text{a real}} \cdot f_{\text{conversión1}}$$

$$I_{\text{af}} = 4.95 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$q_2 := \frac{(I_{\text{ge}} - \alpha \cdot I_{\text{af}}) \cdot (100 - q_4)}{Q_d}$$

$$q_2 = 6.288$$

Pérdida de calor por incombustión química ( $q_3$ )

$$V_{\text{gs}} = 9.863 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad f_{\text{conversión2}} := 1 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$q_3 := \frac{(30.2 \cdot \text{CO} + 25.8 \cdot \text{H}_2 + 85.5 \cdot \text{CH}_4) \cdot V_{\text{gs}} \cdot (100 - q_4)}{Q_d} \cdot f_{\text{conversión2}}$$

$$q_3 = 5.843 \times 10^{-4}$$

**Pérdida de calor al exterior a través del generador de vapor ( $q_5$ )**

$$q_5 := 0.5 \quad \text{Para generadores de vapor de D mayor de 100 t/h (Pérez, 1972)}$$

**Cálculo del rendimiento térmico del generador de vapor  $N_{gvMI}$  (%)**

$$q_{n.total} := q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$$

$$N_{gvMI} := 100 - q_{n.total}$$

$$N_{gvMI} = 93.211$$

**Diferencia entre los valores de rendimientos térmicos calculados por los dos métodos (%)**

$$\Delta\eta := |N_{gvMD} - N_{gvMI}|$$

$$\Delta\eta = 1.316$$

## **BALANCE EXERGÉTICO DEL GENERADOR DE VAPOR**

**Determinación de las exergías empleadas (agua y combustible)**

**Exergía del agua ( $Ex_{agua}$ )**

$$h_{agua} := I_{aa} \quad m_{agua} := D_{vsc}$$

$$h_{agua} = 5.249 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad h_{0a} := 32.02 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$S_{agua} := 0.3623 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad S_{0a} := 0.1108 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$T_0 := 32$$

$$Ex_{agua} := m_{agua} \cdot \left[ (h_{agua} - h_{0a}) - T_0 \cdot (S_{agua} - S_{0a}) \right]$$

$$Ex_{agua} = 1.091 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Exergía del combustible ( $Ex_{\text{combustible}}$ )

$$Q := Q_b \quad T_0 := 32 \quad T_m := \frac{1200 + 1500}{2} \quad m_{\text{combustible}} := B$$

$$Ex_{\text{combustible}} := m_{\text{combustible}} \cdot \left[ Q \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \right]$$

$$Ex_{\text{combustible}} = 8.931 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Determinación de la exergía recuperada ( $Ex_{\text{vapor}}$ )

$$h_{\text{vapor}} := I_{\text{vsc}} \quad m_{\text{vapor}} := D_{\text{vsc}}$$

$$h_{\text{vapor}} = 3.307 \times 10^6 \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad h_{0v} := 32 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad T_0 := 32$$

$$S_{\text{vapor}} := 1.6603 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad S_{0v} := 0.1050 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$Ex_{\text{vapor}} := m_{\text{vapor}} \cdot \left[ (h_{\text{vapor}} - h_{0v}) - T_0 \cdot (S_{\text{vapor}} - S_{0v}) \right]$$

$$Ex_{\text{vapor}} = 9.057 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Determinación del rendimiento exergético (%)

#### Exergía empleada ( $Ex_{\text{empleada}}$ )

$$Ex_{\text{empleada}} := Ex_{\text{agua}} + Ex_{\text{combustible}}$$

$$Ex_{\text{empleada}} = 1.002 \times 10^8 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

#### Exergía recuperada ( $Ex_{\text{recuperada}}$ )

$$Ex_{\text{recuperada}} := Ex_{\text{vapor}}$$

$$Ex_{\text{recuperada}} = 9.057 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

#### Rendimiento exergético ( $\eta_{Ex}$ )

$$\eta_{Ex} := \frac{Ex_{\text{recuperada}}}{Ex_{\text{empleada}}} \cdot 100$$

$$\eta_{Ex} = 90.371$$

#### La pérdida de exergía ( $\gamma$ ) en % se determina por:

$$\gamma := 100 - \eta_{Ex}$$

$$\gamma = 9.629$$

## CÁLCULO TÉRMICO EN LA TURBINA

### Demanda de vapor en el proceso industrial

$$\mathbf{M} := \mathbf{D}_{\text{vsc}} \quad \mathbf{h_E} := \mathbf{I}_{\text{vsc}} \quad \eta_{\text{TA}} := 0.97 \quad \eta_{\text{IT}} := 0.8$$

$$\mathbf{h_S} := 583.78 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad \mathbf{h_{Sr}} := 658.72 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$\mathbf{Q_P} := \mathbf{M} \cdot (\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}) \cdot \eta_{\text{TA}}$$

$$\mathbf{Q_P} = 9.182 \times 10^{10} \frac{\text{joule}}{\text{hr}}$$

### Potencia real producida por el vapor en la turbina

$$\mathbf{P_{RT}} := \mathbf{M} \cdot (\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}) \cdot \eta_{\text{IT}}$$

$$\mathbf{P_{RT}} = 2.104 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Rendimiento térmico teórico de la turbina (%)

$$\eta_{\text{Tteórico}} := \left( \frac{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}}{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_{Sr}}} \right) \cdot 100$$

$$\eta_{\text{Tteórico}} = 100$$

Este rendimiento (el teórico o ideal) se calcula considerando que el vapor realiza en la turbina un proceso de expansión isentrópica sin que existan pérdidas de calor al medio ambiente, o sea, donde todo el calor absorbido se transforma completamente en trabajo.

### Rendimiento térmico real de la turbina (%)

$$\eta_{\text{Treal}} := \left( \frac{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_{Sr}}}{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}} \right) \cdot 100$$

$$\eta_{\text{Treal}} = 63.512$$

Este rendimiento (el real) se calcula considerando que el vapor realiza en la turbina un proceso de expansión a entropía variable, en el mismo también se consideran las pérdidas de calor al medio ambiente.

## ANEXO 2

### GENERADOR DE VAPOR 6 VARIANTE 2 EMPRESA ERNESTO CHE GUEVARA

Poder calórico bajo del combustible ( $Q_b$ )

Todos los elementos en masa de trabajo

$$C := 81.7 \quad H := 11.9 \quad O := 0.8 \quad S := 3.52 \quad W := 1.6$$

$$Q_b := [339 \cdot C + 1030 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 24 \cdot W] \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$Q_b = 4.021 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

Determinación de los volúmenes de los gases producto de la combustión ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

Volumen de aire teórico ( $V_a$ )

$$V_a := [0.0889 \cdot (C + 0.375 \cdot S) + 0.265 \cdot H - 0.0333 \cdot O] \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_a = 10.507 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Volumen total real de gases triatómicos ( $V_{RO2}$ )

$$V_{RO2} := [0.01866 \cdot (C + 0.375 \cdot S)] \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_{RO2} = 1.549 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Volumen teórico de Dinitrógeno ( $V_{N2}$ )

$$N := 0.4 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_{N2} := (0.79 \cdot V_a + 0.008 \cdot N)$$

$$V_{N2} = 8.304 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

#### Volumen teórico de los gases secos ( $V_{gs}$ )

$$V_{gs} := V_{RO2} + V_{N2}$$

$$V_{gs} = 9.853 \frac{m^3}{kg}$$

#### Volumen teórico de los vapores de agua ( $V_{H2O}$ )

$$V_{H2O} := (0.111 \cdot H + 0.0124 \cdot W) \cdot \frac{m^3}{kg} + 0.0161 \cdot V_a$$

$$V_{H2O} = 1.51 \frac{m^3}{kg}$$

#### Volumen teórico total de gases ( $V_{og}$ )

$$V_{og} := V_{gs} + V_{H2O}$$

$$V_{og} = 11.363 \frac{m^3}{kg}$$

#### Cálculo del coeficiente de exceso de aire para combustión incompleta ( $\alpha$ )

$$CO_2 := 11.53 \quad O_2 := 2.61 \quad CO := 0.6 \quad H_2 := 0 \quad CH_4 := 0$$

$$N_2 := 100 - (CO_2 + O_2 + CO)$$

$$N_2 = 85.26$$

$$\alpha := \frac{N_2}{N_2 - 3.76 \cdot (O_2 - 0.5 \cdot CO - 0.5 \cdot H_2 - 2 \cdot CH_4)}$$

$$\alpha = 1.113$$

#### Volumen real de gases ( $V_g$ )

$$V_{a_{real}} := V_a \cdot \alpha \quad V_{a_{real}} = 11.699 \frac{m^3}{kg}$$

$$V_g := V_{og} + (\alpha - 1) \cdot V_{a_{real}}$$

$$V_g = 12.69 \frac{m^3}{kg}$$

### Determinación de las entalpías de los gases

Entalpía teórica de los gases (I<sub>go</sub>) Calculada para T<sub>ge</sub> = 185 °C

$$I_{RO2} := 329.41 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3} \quad I_{N2} := 240.46 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3} \quad I_{H2O} := 281.33 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$I_{cen} := 155.88 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad A := 0.03 \quad A_{arr} := 0.65$$

$$I_{go} := V_{RO2} \cdot I_{RO2} + V_{N2} \cdot I_{N2} + V_{H2O} \cdot I_{H2O} + 0.01 \cdot A \cdot A_{arr} \cdot I_{cen}$$

$$I_{go} = 2.932 \times 10^6 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

### Entalpía real de los gases (I<sub>ge</sub>)

El calor específico del aire C<sub>af</sub> se expresa en kJ/m<sup>3</sup> °C

La temperatura del aire se expresa en °C

$$C_{af} := 1.3188 \quad t_{aire} := 32 \quad f_{conversión1} := 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$I_{oaire} := C_{af} \cdot t_{aire} \cdot V_{real} \cdot f_{conversión1}$$

$$I_{ge} := I_{go} + I_{oaire} \cdot (\alpha - 1)$$

$$I_{ge} = 2.988 \times 10^6 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

### BALANCE TÉRMICO POR EL MÉTODO DIRECTO

Cálculo del calor útil Q<sub>útil</sub> (Q<sub>útil</sub>)

$$D_{vsc} := 145 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \quad I_{vsc} := 790.34 \cdot 4.1863 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad I_{aa} := 135.56 \cdot 4.1863 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$Q_{útil} := D_{vsc} \cdot (I_{vsc} - I_{aa}) \quad Q_{útil} = 3.975 \times 10^{11} \frac{\text{joule}}{\text{hr}}$$



### Consumo de combustible (B)

$$B := 10.51 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

### Determinación del calor disponible ( $Q_d$ )

#### Calor físico del Combustible ( $Q_{fc}$ )

La temperatura de combustible  $t_c$  expresada en ( $^{\circ}\text{C}$ )

$$t_c := 125 \quad f_{\text{conversión}} := 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$C_c := 1.74 + 0.0025 \cdot t_c$$

$$Q_{fc} := C_c \cdot t_c \cdot f_{\text{conversión}}$$

$$Q_{fc} = 2.566 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

#### Cálculo del calor de atomización ( $Q_{atm}$ )

$$I_v := 790.34 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad I_{ve} := 600 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad D_{atm} := 0.25 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$Q_{atm} := D_{atm} \cdot (I_v - I_{ve})$$

$$Q_{atm} = 1.994 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

#### Cálculo del calor disponible ( $Q_d$ )

$$Q_d := Q_b + Q_{fc} + Q_{atm}$$

$$Q_d = 4.067 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

#### Cálculo del rendimiento térmico del generador de vapor $N_{gvMD}$ (%)

$$N_{gvMD} := \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_d \cdot B} \cdot 100 \quad N_{gvMD} = 92.992$$

## BALANCE TÉRMICO POR EL MÉTODO INDIRECTO

Cálculo de las pérdidas de calor (expresadas en %)

Pérdida por los gases de escape ( $q_2$ )

$$q_4 := 0 \quad q_6 := 0 \quad \text{Para combustibles líquidos}$$

La temperatura del aire  $T_{\text{aire}}$  expresada en ( $^{\circ}\text{C}$ )

El calor específico del aire se expresa en ( $\text{kJ/m}^3 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ )

$$t_{\text{af}} := 32 \quad c_{\text{paf}} := 1.3199 \quad f_{\text{conversión1}} := 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$I_{\text{af}} := t_{\text{af}} \cdot c_{\text{paf}} \cdot V_{\text{a real}} \cdot f_{\text{conversión1}}$$

$$I_{\text{af}} = 4.941 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$q_2 := \frac{(I_{\text{ge}} - \alpha \cdot I_{\text{af}}) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{d}}}$$

$$q_2 = 5.994$$

Pérdida de calor por incombustión química ( $q_3$ )

$$V_{\text{gs}} = 9.853 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad f_{\text{conversión2}} := 1 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{m}^3}$$

$$q_3 := \frac{(30.2 \cdot \text{CO} + 25.8 \cdot \text{H}_2 + 85.5 \cdot \text{CH}_4) \cdot V_{\text{gs}} \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{d}}} \cdot f_{\text{conversión2}}$$

$$q_3 = 4.39 \times 10^{-4}$$

**Pérdida de calor al exterior a través del generador de vapor ( $q_5$ )**

$$q_5 := 0.5 \quad \text{Para generadores de vapor de D mayor de 100 t/h (Pérez, 1972)}$$

**Cálculo del rendimiento térmico del generador de vapor  $N_{gvMI}$  (%)**

$$q_{n.total} := q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$$

$$N_{gvMI} := 100 - q_{n.total}$$

$$N_{gvMI} = 93.505$$

**Diferencia entre los valores de rendimientos térmicos calculados por los dos métodos (%)**

$$\Delta\eta := |N_{gvMD} - N_{gvMI}|$$

$$\Delta\eta = 0.513$$

## **BALANCE EXERGÉTICO DEL GENERADOR DE VAPOR**

**Determinación de las exergías empleadas (agua y combustible)**

**Exergía del agua ( $Ex_{agua}$ )**

$$h_{agua} := I_{aa} \quad m_{agua} := D_{vsc}$$

$$h_{agua} = 5.675 \times 10^5 \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad h_{0a} := 32.02 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$S_{agua} := 0.3623 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad S_{0a} := 0.1108 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$T_0 := 32$$

$$Ex_{agua} := m_{agua} \cdot \left[ (h_{agua} - h_{0a}) - T_0 \cdot (S_{agua} - S_{0a}) \right]$$

$$Ex_{agua} = 1.61 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Exergía del combustible ( $Ex_{\text{combustible}}$ )

$$Q := Q_b \quad T_0 := 32 \quad T_m := \frac{1200 + 1500}{2} \quad m_{\text{combustible}} := B$$

$$Ex_{\text{combustible}} := m_{\text{combustible}} \cdot \left[ Q \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \right]$$

$$Ex_{\text{combustible}} = 1.146 \times 10^8 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Determinación de la exergía recuperada ( $Ex_{\text{vapor}}$ )

$$h_{\text{vapor}} := I_{\text{vsc}} \quad m_{\text{vapor}} := D_{\text{vsc}}$$

$$h_{\text{vapor}} = 3.309 \times 10^6 \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad h_{0v} := 32 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad T_0 := 32$$

$$S_{\text{vapor}} := 1.6603 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad S_{0v} := 0.1050 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$Ex_{\text{vapor}} := m_{\text{vapor}} \cdot \left[ (h_{\text{vapor}} - h_{0v}) - T_0 \cdot (S_{\text{vapor}} - S_{0v}) \right]$$

$$Ex_{\text{vapor}} = 1.195 \times 10^8 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Determinación del rendimiento exergético (%)

#### Exergía empleada ( $Ex_{\text{empleada}}$ )

$$Ex_{\text{empleada}} := Ex_{\text{agua}} + Ex_{\text{combustible}}$$

$$Ex_{\text{empleada}} = 1.307 \times 10^8 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

#### Exergía recuperada ( $Ex_{\text{recuperada}}$ )

$$Ex_{\text{recuperada}} := Ex_{\text{vapor}}$$

$$Ex_{\text{recuperada}} = 1.195 \times 10^8 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

#### Rendimiento exergético ( $\eta_{Ex}$ )

$$\eta_{Ex} := \frac{Ex_{\text{recuperada}}}{Ex_{\text{empleada}}} \cdot 100$$

$$\eta_{Ex} = 91.397$$

#### La pérdida de exergía ( $\gamma$ ) en % se determina por:

$$\gamma := 100 - \eta_{Ex}$$

$$\gamma = 8.603$$

## CÁLCULO TÉRMICO EN LA TURBINA

### Demanda de vapor en el proceso industrial

$$\mathbf{M} := \mathbf{D}_{\text{vsc}} \quad \mathbf{h_E} := \mathbf{I}_{\text{vsc}} \quad \eta_{\text{TA}} := 0.97 \quad \eta_{\text{IT}} := 0.8$$

$$\mathbf{h_S} := 552.31 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad \mathbf{h_{Sr}} := 658.72 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$\mathbf{Q_P} := \mathbf{M} \cdot (\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}) \cdot \eta_{\text{TA}}$$

$$\mathbf{Q_P} = 1.399 \times 10^{11} \frac{\text{joule}}{\text{hr}}$$

### Potencia real producida por el vapor en la turbina

$$\mathbf{P_{RT}} := \mathbf{M} \cdot (\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}) \cdot \eta_{\text{IT}}$$

$$\mathbf{P_{RT}} = 3.204 \times 10^7 \frac{\text{joule}}{\text{sec}}$$

### Rendimiento térmico teórico de la turbina (%)

$$\eta_{\text{Tteórico}} := \left( \frac{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}}{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_{Sr}}} \right) \cdot 100$$

$$\eta_{\text{Tteórico}} = 100$$

Este rendimiento (el teórico o ideal) se calcula considerando que el vapor realiza en la turbina un proceso de expansión isentrópica sin que existan pérdidas de calor al medio ambiente, o sea, donde todo el calor absorbido se transforma completamente en trabajo.

### Rendimiento térmico real de la turbina (%)

$$\eta_{\text{Treal}} := \left( \frac{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_{Sr}}}{\mathbf{h_E} - \mathbf{h_S}} \right) \cdot 100$$

$$\eta_{\text{Treal}} = 55.164$$

Este rendimiento (el real) se calcula considerando que el vapor realiza en la turbina un proceso de expansión a entropía variable, en el mismo también se consideran las pérdidas de calor al medio ambiente.