



Sistema Nacional de Educación Superior Tecnológica



Dirección General de Educación Superior Tecnológica

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN

TESIS

“COGENERACIÓN DE VAPOR MEDIANTE LOS GASES
DE ESCAPE DE UN TURBOGENERADOR.”

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA ENERGÉTICA

PRESENTA:

ING. JORGE ALBERTO SOLANO BARBOSA

ASESOR:

Dr. ROBERTO RAMÍREZ MESA.



MINATITLÁN, VER.

OCTUBRE DE 2011

"2011, Año del Turismo en México"

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN



OFICIO NUM. DEPI-289/2011.

Minatitlán, Ver., 2010-11-11

C. JORGE ALBERTO SOLANO BARBOSA
P R E S E N T E

Después de haber satisfecho los requisitos establecidos en el procedimiento académico para obtener el Grado de MAESTRO EN INGENIERÍA en los Institutos Tecnológicos, y de conformidad con el H. Comité Revisor, es grato autorizarle la impresión de su Trabajo de Tesis Titulado:

"COGENERACIÓN DE VAPOR MEDIANTE LOS GASES DE ESCAPE DE UN TURBOGENERADOR"

ATENTAMENTE

"POR LA INDEPENDENCIA TECNOLÓGICA DE MÉXICO"

ING. FLOR DE AZALIA LÓPEZ ROBLES
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



Boulevard Institutos Tecnológicos S/N, Col. Buena Vista Norte, C. P. 96848, Minatitlán, Veracruz
Teléfono (01 922) 22 243 45, 22 2 43 39, Fax 22 243 36, e-mail: dirección@itmina.edu.mx
<http://www.itmina.edu.mx>



ISO 9001:2008
RSGC 590
Fecha de Terminación: 2012.09.22
Proceso Educativo



ISO 14001:2004
RSGA 057
Fecha de Terminación: 2013.12.21
Actividades académicas y servicios que
Realizan el personal y partes
interesadas en el ITM



Dedicatoria

A mi esposa por su infinita paciencia.

Al Doctor Roberto Ramírez Mesa por su orientación y apoyo incansable.

A todos aquellos que hicieron este esfuerzo posible.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, A mis Padres

Y a quienes nunca alejaron su amistad y comprensión.

NOMENCLATURA

NOMENCLATURA

C_p	Capacidad calorífica a presión constante
C_v	Capacidad calorífica a volumen constante
h	Entalpía
h_o	Entalpía asociada al estado muerto
s	Entropía
s_o	Entropía asociada al estado muerto
e	Energía
E	Flujo exergético
M	Flujo másico
Q	Calor absorbido, cedido o producido en los sistemas
W	Trabajo aplicado por o producido en los sistemas
η	Eficiencia, puede ser térmica, mecánica, eléctrica, de expansión o exergética según sea el caso

PALABRAS CLAVE

PALABRAS CLAVE

Entalpia

Entropía

Exergía

Eficiencia energética

Eficiencia exergética

Gases de combustión

Generación de vapor

Vapor

INDICE

	Pagina
RESUMEN	xiv
ABSTRACT	xvi
INTRODUCCIÓN	1
Capítulo 1	
1.1. Visión	7
1.2 Misión	7
1.3 Localización de la empresa	7
1.4 Antecedentes Históricos	7
1.5 Plantas de Proceso	9
1.5.1 Objetivo de las plantas.	9
1.5.2 Diseñador.	9
1.5.3 Materias primas empleadas.	9
1.5.4 Uso de los productos y subproductos.	9
1.6 Descripción del proceso de elaboración de amoniaco	10
1.6.1 Desulfurización	10
1.6.2 Reformación	11
1.6.3 Purificación	12
1.6.3.1 Metanación	12
1.6.4 Síntesis y refrigeración	13
1.6.4.1 Compresores de Síntesis, Refrigeración y Aire.	13
1.6.4.2 Convertidor de amoniaco	14
1.6.4.3 Sistema de refrigeración	14
1.6.5. Balance de vapor de proceso.	14
1.6.5.1. Economizadores de agua de calderas	15
1.6.5.2. Evaporadores de vapor de alta	15
1.6.5.3. Generador de vapor de media	16
1.6.5.4. Consumidor de vapor de alta	16
1.6.5.5. Consumidor de vapor de media	16

1.7 Planta de Tratamiento de Agua y Generación de vapor.	17
1.7.1. Generación de vapor.	17
1.8. Planta de Generación Eléctrica	18
1.8.1. Condiciones de operación promedio del turbogenerador TG-1	19
1.8.2. Composición promedio del gas combustible	20

Capítulo 2

2.1. Resumen histórico de la cogeneración	22
2.2. Desarrollo actual de la cogeneración.	22
2.3. Beneficios de la cogeneración	23
2.4. Elementos de un sistema de cogeneración.	25
2.5. Marco legal	25
2.6. Cogeneración en México	27
2.6.1. Cogeneración en Petróleos Mexicanos	28
2.7. Principales factores que definen la viabilidad de un proyecto de cogeneración	32
2.7.1. Tipo de combustible	32
2.7.2. Costo de inversión	32
2.7.3. Protección ambiental	33
2.7.4. Situación geográfica	33
2.8. Clasificación de los sistemas de cogeneración	33
2.9. Cogeneración en turbina de gas	34
2.9.1. Clasificación de los generadores de vapor de recuperación de calor (HRSG).	37
2.9.1.1. Fuego suplementario en HRSG	39
2.9.1.2. Calderas de tubos de humo contra calderas de tubos de agua	40
2.9.1.3. Circulación de la HRSG	41
2.9.1.3.1. Circulación natural y forzada HRSG	42
2.10. Factores que afectan el rendimiento de la HRSG	44
2.10.1 Efecto de la temperatura ambiente	44

2.10.2 Efecto de la carga de la turbina de gas.	45
2.10.3 Efecto de la presión del vapor	45
2.10.4. Inscrustaciones en HRSG	46
2.11. Especificaciones básicas en el diseño de la HRSG	47

Capítulo 3

3.1. Información Técnica	50
3.2. Turbina a gas (ciclo abierto simple)	50
3.2.1. Ventajas de la turbina a gas	52
3.2.2. Desventajas de la turbina a gas	53
3.3. Clasificación de las turbinas a gas	53
3.4. Compresor de aire	54
3.5. Principio de funcionamiento de la turbina a gas de un eje	56
3.6. Descripción de las turbinas de gas de los turbogeneradores TG- 1/2	58
3.6.1. Máquina diesel de arranque.	58
3.6.2. Convertidor hidráulico de torsión.	59
3.6.3. Sistema del virador hidráulico o ratchet.	59
3.6.4. Aceite lubricante.	59
3.6.5. Sistema de gas combustible.	60
3.6.6. Control de arranque	61
3.6.7. Control de velocidad / aceleración	61
3.6.9. Limitador de temperatura de escape o sobretemperatura	61
3.6.10. Sistema de alabes guías variables	62
3.6.11. Sistema de aire de enfriamiento y sello.	62
3.6.12. Sistema de ventilación de la turbina	63
3.6.13. Enfriamiento de la turbina	63
3.6.14. Enfriamiento de la carcasa de la turbina y del bastidor de escape	64
3.7. Análisis de la primera ley de la termodinámica	64
3.7.1 Calculo del trabajo realizado	67

3.7.2. Calculo del trabajo realizado por la turbina	69
3.7.3. Calculo del trabajo absorbido por el compresor	70
3.7.4. Trabajo útil teórico entregado por la turbina	71
3.8. Segunda Ley de la Termodinámica	71
3.8.1. Calculo del rendimiento del ciclo	73
3.9 Exergía	74
3.10. Breve descripción de la metodología de análisis	76
3.10.1. Especificación de los volúmenes de control	76
3.10.2 El ambiente del sistema	77
3.10.3 Idealizaciones	77
3.10.4 Análisis con la Primera Ley	78
3.10.5. Análisis exergético	78
3.10.6. Eficiencias exergéticas	78

Capítulo 4

4.1. Memoria de cálculo	81
4.1.1. Cálculo de la presión de vapor del agua	81
4.1.2. Cálculo del contenido del agua en el aire	81
4.1.3. Cálculo de la potencia del compresor	81
4.1.4. Cálculo de la entalpia en el punto n	82
4.1.5. Cálculo de la temperatura de flama	82
4.1.6. Cálculo de la potencia de la turbina	82
4.1.7. Cálculo de la potencia de una turbina de gas	83
4.1.8. Cálculo de la eficiencia de una turbina de gas	83
4.1.9. Cálculo del calor intercambiado en el economizador	83
4.1.10. Cálculo del calor intercambiado en el evaporador	84
4.1.11. Cálculo del calor intercambiado en el sobrecalentador	84
4.1.12. Cálculo del calor total intercambiado	84
4.1.13. Cálculo de la temperatura de chimenea	84
4.1.14. Diagrama del turbogenerador	85
4.1.14.1. Descripción de corrientes	85

4.2. Balances	87
4.2.1. Sumario de variables de cada corriente	87
4.2.1.1. Porcentajes de error por solución de ecuaciones simultáneas	90
4.2.2. Cálculo de la corriente de aire a la entrada	90
4.2.2.1. Cálculo de la humedad de la corriente 1_1	90
4.2.2.2. Cálculo de la composición mol de la corriente 1_1	91
4.2.2.3. Cálculo de la entalpía de la corriente 1_1	91
4.2.2.4. Cálculo de la entalpía de la corriente 2_1	91
4.2.2.5. Cálculo de la potencia consumida por el compresor	91
4.2.3. Calculo de la combustión	92
4.2.3.1. Flujo molar por componente de la corriente 4_1	92
4.2.3.2. Balance estequeometrico de la combustión	92
4.2.3.2.1. Reactivos 4_1	92
4.2.3.2.2. Productos 4_2	93
4.2.3.3. Cálculo de la temperatura de combustión	93
4.2.3.3.1. Calores de reactivos 4_1	93
4.2.3.3.2. Calores de productos 4_2	94
4.2.3.4. Cálculo de la entalpia de la corriente 4_2	94
4.2.3.5. Cálculo de la entalpia de la corriente 5_1	95
4.2.3.6.Cálculo de la potencia de la turbina	95
4.2.4. Cálculo de la potencia del ciclo	95
4.2.5. Cálculo de la composición de la corriente 6-1	95
4.2.6. Cálculo del Recuperador de calor	97
4.2.7. Cálculo Poderes caloríficos	100
4.2.8. Cálculo de densidades	105
4.2.9. Perfiles de temperaturas del recuperador de calor	108
4.2.10. Calculo te la temperatura de flama de la caldera auxiliar	107
4.2.11. Calculo de exergias	110
4.2.12. Cálculo del LHV del gas combustible	111
4.2.13. Balance exergetico del circuito de vapor	112

4.2.13.1. Eficiencia exergetica	112
Capitulo 5	
5.1. Análisis costo beneficio	114
5.1.1. Ingresos	114
5.1.2. Ahorro por gas combustible	114
5.1.3. Vapor generado	114
5.1.4. Egresos	114
5.1.5. Inversión fija total	114
5.1.6. Consumo adicional de gas	114
5.1.7. Agua desmineralizada	114
5.1.8. Costo por mantenimiento	114
5.2. Bases para la evaluación económica	115
5.3. Resumen de la inversión fija	115
5.4. Resultados del análisis financiero sin inflación	115
Conclusión	119
Bibliografía	120
ANEXO I datos de diseño del turbogenerador TG-1/2	122
ANEXO II clasificación de las calderas de recuperación de calor	126
ANEXO III cuadro comparativo de las características de los Generadores de vapor con fuego suplementario y sin fuego suplementario	127

RESUMEN

RESUMEN

Este trabajo es un estudio para la utilización de la energía de los gases de escape de la turbina de gas de la Planta de Generación Eléctrica del Complejo Petroquímico Cosoleacaque para el cual fue necesario la recolección de datos de campo e históricos del consumo y composición del gas combustible, condiciones de operación y balance de vapor.

Con la realización de este proyecto se pretende sentar las bases para el desarrollo y ejecución del proyecto que permita la generación de vapor a bajo costo, reduciendo los costos de producción y contribuyendo al cuidado del medio ambiente.

El uso eficiente de la energía es prioritario en el desarrollo de México, por lo que se espera que este documento sirva a otras organizaciones y que el empleo de la energía de desecho en los procesos productivos sea una práctica común y de gran importancia.

ABSTRACT

ABSTRACT

This work is a study for the use of energy from the exhaust gas turbine Power Generation Plant Cosoleacaque Petrochemical Complex which was necessary for the collection of field data and historical consumption and gas composition fuel, operating conditions and steam balance.

With the completion of this project is to lay the groundwork for the development and implementation of the project for the generation of steam at low cost, reducing production costs and contributing to environmental care.

The efficient use of energy is a priority in the development of Mexico, so this document is expected to serve other organizations and that the use of waste energy in production processes is a common and very important.

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

Las necesidades humanas básicas se pueden alcanzar sólo mediante el crecimiento industrial, que depende en gran medida de suministro de energía. El gran aumento de la población durante las últimas décadas y el impulso en el crecimiento industrial han puesto una carga para la industria de servicios públicos eléctricos y plantas de proceso de producción de productos químicos, fertilizantes, productos petroquímicos y otros productos esenciales, lo que resulta en la necesidad de capacidad adicional en las áreas de generación eléctrica y de vapor en todo el mundo. El vapor se utiliza en casi todas las industrias, y es bien sabido que los generadores de vapor y calderas de recuperación de calor son vitales para la operación de las plantas de proceso. No es de extrañar que con el aumento de los costos del combustible y de la energía, se desarrollen métodos eficientes para la generación de electricidad y la utilización de la energía en las plantas de procesos químicos y petroquímicos, así como la recuperación de la energía y simultáneamente minimizar el impacto que estos procesos tienen sobre el medio ambiente, la contaminación y la emisión de gases nocivos a la atmósfera.

Las fuentes de calor en procesos industriales pueden presentarse en un rango de temperatura de 121 a 1370 °C, y dentro de los sistemas que se han desarrollado para recuperar la mayor cantidad de energía a partir de los residuos de estos procesos, los Generadores de Vapor de Recuperación de Calor (HRGV) son una parte importante de estos sistemas.

Los diseños de los generadores de vapor de recuperación de calor mejoran continuamente para responder a los desafíos de mayor eficiencia y reducción de las emisiones contaminantes.

En el actual trabajo de tesis se presenta la evaluación técnica y económica para la instalación de un Generador de Vapor de Recuperación de Calor (HRGV) el cual se alimentará con el exhausto de una turbina de gas. El vapor generado será

empleado para mover las turbinas que operan con vapor de $42 \text{ kg/cm}^2_{\text{g}}$ de presión a una temperatura de sobrecalentamiento de $370 \text{ }^\circ\text{C}$ de las plantas de amoniaco y sus servicios auxiliares disminuyendo así el consumo del gas natural para la generación de vapor.

El Complejo Petroquímico Cosoleacaque dispone de dos turbogeneradores de gas marca General Electric MS-6001 para autoabastecerse de energía eléctrica mediante el consumo de gas natural. La propuesta presentada consiste en generar vapor sobrecalentado de $42 \text{ kg/cm}^2_{\text{g}}$ y $370 \text{ }^\circ\text{C}$ en un solo turbogenerador. La generación de energía eléctrica se ha establecido en $160,000 \text{ MWh/año}$ (20 MWh/h) en ciclo térmico es simple.

OBJETIVO GENERAL:

Incrementar la eficiencia energética de un turbogenerador de la planta de energía eléctrica

OBJETIVO ESPECIFICO:

- Estimar la generación posible de vapor empleando la energía de desecho de los gases de escape de la turbina de gas
- Estimar el incremento de la eficiencia energética posible
- Estimar los beneficios económicos posibles

PROBLEMA CIENTÍFICO AL QUE OBEDECE

Obedece a la necesidad de incrementar la eficiencia de un turbogenerador para mantener el permiso para generar energía eléctrica bajo la modalidad de cogeneración, aumentar la competencia en el mercado y cuidar del medio ambiente al emplear los recursos de manera eficiente disminuyendo el consumo de gas natural, la emisión de gases de combustión y el calor emitido a la atmosfera.

PREGUNTAS DE INVESTIGACIÓN

¿Es posible generar vapor sobrecalentado a 42 kg/cm^2_g de presión y $370 \text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura?

¿Se obtendrán beneficios económicos con la construcción y puesta en operación de este proyecto?

VIABILIDAD ECONÓMICA

En el caso de este estudio solo se requiere del costo del servicio del ejecutor del estudio, por lo que lo hace viable contra los beneficios del permiso para generar energía eléctrica bajo la modalidad de cogeneración.

VIABILIDAD TÉCNICA

Al desarrollar una estrategia que permita incrementar la eficiencia energética de un turbogenerador de la Planta de Generación Eléctrica, se mantendrá el permiso para generar energía eléctrica bajo la modalidad de cogeneración.

ANÁLISIS ECOLÓGICO E IMPACTO AMBIENTAL

Todo ahorro de energía es sustancial en la protección del Medio Ambiente, ya que el consumo indiscriminado de combustibles fósiles tiene un impacto negativo en el ambiente por las emisiones a la atmósfera de gases contaminantes. Al emplear la energía existente en una corriente de desecho para la generación de vapor para consumo en el proceso productivo, se disminuye el consumo de combustibles fósiles.

HIPÓTESIS

“Es posible generar 40 Ton/hora de vapor a 42 kg/cm^2_g y $370 \text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura con los gases de escape de un turbogenerador de la Planta de Generación Eléctrica.”

“Es posible el incremento de la eficiencia del turbogenerador de 24% a 80%.”

VARIABLES DE INVESTIGACIÓN

Nombre de la variable	Declaración conceptual	Definición operacional	Clasificación	Observaciones
Ahorro energético	Estimación de ahorro al emplear energía de una corriente de desecho	Estimación de ahorro por tipo de energía	Variable dependiente cuantitativa	Esta variable se calcula por el vapor generado con la energía de una corriente de desecho
Ahorro económico	Estimación de ahorro en la generación de vapor a menor costo	Estimación de ahorro por costo unitario	Variable dependiente cuantitativa	Este ahorro se calcula a partir del ahorro por la generación de vapor a menor precio
Inversión	Costo estimado a invertir para obtener un ahorro de energía		Variable independiente	Este costo depende del costo en el mercado de la construcción del proyecto

CAPITULO 1

DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA Y DE SUS PROCESOS

1.1 Visión

Ser una empresa rentable, competitiva a nivel mundial, líder en la producción y comercialización de amoníaco, diversificada en sus líneas de negocios, con los más altos estándares de calidad, utilizando tecnología de punta y manteniendo el desarrollo integral de su personal.

Aspira a ser reconocidos por la seguridad de sus productos, el respeto al entorno, el fomento a la creatividad e iniciativa y la participación de todo el personal en el esfuerzo de mejora continua.

1.2 Misión

Es una empresa filial de PEMEX PETROQUÍMICA que elabora, comercializa y distribuye productos petroquímicos no básicos, principalmente para el sector agrícola del país, logrando la satisfacción de sus clientes con los más altos estándares de calidad, seguridad y respeto al medio ambiente.

1.3 Localización de la empresa

Complejo Petroquímico Cosoleacaque ocupa una superficie de 103 hectáreas y se encuentra localizado en Carretera Costera del Golfo, km 39 + 400, Colonia Rosalinda, Población Cosoleacaque, Municipio de Cosoleacaque, Estado de Veracruz, C. P. 96730.

1.4 Antecedentes Históricos

El Complejo Petroquímico Cosoleacaque inició sus operaciones en el año de 1962, con una planta con capacidad para producir 200 toneladas diarias de amoniaco.

Está integrado por cuatro plantas productoras de amoníaco con una capacidad instalada individual de 1450 Ton/día y sus Servicios Auxiliares de las cuales, actualmente se encuentran en operación continua las Planta de Amoniaco VI y VII y en proceso de rehabilitación la Planta de Amoniaco V, adicionalmente dispone de una Unidad Recuperadora de Hidrógeno, y con una planta de generación eléctrica con una capacidad instalada de 59.6 MW dividida en dos Turbogeneradores de Gas Modelo MS 6001B GE.

Para el manejo y distribución del amoniaco dentro del perímetro de Complejo Petroquímico, se dispone de dos estaciones de bombeo y dos áreas de almacenamiento, una en el área norte con capacidad para manejar 6,000 Ton/día y 4 esferas para almacenar 8,200 Ton, otra en el área sur con capacidad para bombear 2,000 Ton/día y dos esferas con capacidad para almacenar 3,000 Ton.

Para el exterior de las instalaciones se cuenta con una red de ductos que suministran el producto al Complejo Petroquímico Morelos, Terminal Refrigerada Pajaritos, Terminal Refrigerada Salina Cruz, donde se tiene una capacidad de almacenamiento de 20,000 Ton. Por un ducto de 25.5 cm de diámetro, 27 km de longitud con margen para transportar 3000 Ton/día se envía el amoníaco a la terminal de Pajaritos donde se dispone de instalaciones criogénicas.

El Complejo Petroquímico Cosoleacaque adoptó el sistema internacional de estándares que proporciona las directrices necesarias para cumplir con las reglamentaciones internacionales aplicadas, en lo concerniente a la protección del medio ambiente, a las empresas, este sistema es la norma ISO 14000 denominada sistema de administración ambiental.

1.5 Plantas de Proceso

Las Plantas de Amoniaco IV, V, VI y VII son similares, su capacidad de producción es de 1450 toneladas métricas por día cada una.

1.5.1 Objetivo de las plantas.

El objetivo es el de lograr el total aprovechamiento de los componentes del gas natural, resultante de la extracción del petróleo y transformarlo en un producto que desempeña un papel importante en el desarrollo de la industria agropecuaria.

1.5.2 Diseñador.

La ingeniería de diseño de esta planta es proporcionada por (THE M. W. KELLOGG CO).

1.5.3 Materias primas empleadas.

Las materias primas empleadas para la elaboración del amoniaco son:

- Gas natural
- Aire
- Agua
- Diferentes reactivos como son: solución de carbonato de potasio, secuestrante de oxígeno, fosfato y antiespumante, entre otros.

1.5.4 Uso de los productos y subproductos.

El principal uso del amoniaco es para la elaboración de fertilizantes como son: Urea, sulfato de amonio, nitrato de amonio, fosfato y superfosfato de amonio entre otros. El principal subproducto de las plantas de amoniaco es el CO₂ (bióxido de carbono), el cual se emplea para elaborar la urea, también se utiliza

como refrigerante y como gas inerte. Se producen 1700 toneladas métricas de CO₂ al día.

1.6 Descripción del proceso de elaboración de amoníaco

El proceso de elaboración de amoníaco está basado en un método de síntesis catalítica que consiste en hacer reaccionar una mezcla gaseosa de Hidrógeno producto de la reformación catalítica y Nitrógeno en una relación molar de 3:1 bajo condiciones adecuadas de temperatura y presión y en presencia de un catalizador a base de hierro. Las materias primas utilizadas son: gas natural (principalmente metano), vapor de agua y aire. El proceso puede dividirse en las siguientes etapas:

- Desulfurización,
- Reformación,
- Purificación,
- Síntesis y compresión.

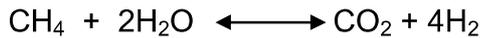
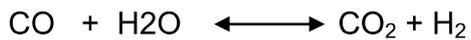
1.6.1 Desulfurización

El objetivo de esta primera etapa es adsorber la mayor cantidad de azufre del gas natural por medio de carbón activado a temperatura ambiente y posteriormente mediante la reacción química con un catalizador a base de óxido de Zinc a 362 °C de temperatura.

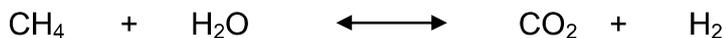
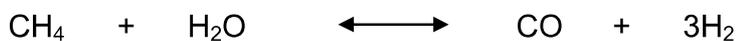


1.6.2 Reformación

El objetivo de la reformación es la de obtener la mayor cantidad de Hidrogeno con el menor consumo de energía, el gas natural desulfurizado pasa al reformador primario (101-B) en combinación con vapor de agua, el cual consta por el lado de proceso de 12 arpas con 42 tubos empacados con catalizador a base de NiO, cada arpa cuenta con su respectivo colector del gas. La salida de todos los colectores se unen en la línea de transferencia, la cual transporta la corriente de gas al reformador secundario. Las reacciones se lleva a cabo a temperaturas superiores a los 800 °C, siendo las siguientes:



La salida del reformador primario se une con el aire de proceso proveniente del turbocompresor (101-J) en el reformador secundario, alcanzándose una temperatura de 1200 °C por la reacción del Oxígeno existente en el aire con una fracción del Hidrogeno del gas previamente reformado, favoreciendo esto la reacción de reformación del metano no reformado en el reformador 101-B, la reacción se lleva a cabo en presencia de un catalizador a base de NiO. Con este proceso se obtiene el Nitrógeno requerido para la reacción de síntesis.

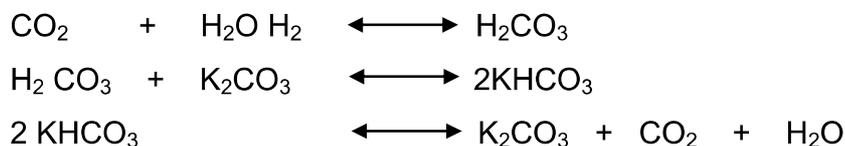


Después del reformador secundario, el gas reformado pasa por las etapas de mutación, donde el monóxido de carbono se transforma en dióxido de carbono en presencia de un catalizador a base de Fierro.



1.6.3 Purificación

Los componentes principales del gas reformado son: hidrógeno, nitrógeno, vapor de agua y óxidos de carbono, siendo estos últimos veneno para el catalizador de síntesis de amoníaco. El gas reformado se alimenta a una torre absorbadora, que opera a base de carbonato de potasio, para eliminar los Óxidos de Carbono de la corriente de gas, obteniéndose por la parte superior de la torre un gas rico en Hidrógeno y Nitrógeno con trazas de Óxidos de Carbono. El gas purificado alimenta al reactor de metanación 106-D donde mediante el uso de un catalizador a base de Níquel las trazas de óxidos de carbono son convertidos a Metano, el cual es inerte para el catalizador de síntesis de amoníaco. Las reacciones que se llevan a cabo son:



1.6.3.1 Metanación

La fuga de monóxido de carbono de los mutadores de alta y baja temperatura y el dióxido de carbono arrastrado en la corriente de gas a la salida de la torre absorbadora, se transforman en metano en el reactor de metanación 106-D, mediante el uso de un catalizador a base de Oxido de Níquel, el calor generado por la reacción exotérmica de metanación es aprovechada para la generación de vapor. El efluente del metanador alimenta la succión del compresor de gas de síntesis.

Las reacciones principales son:



1.6.4 Síntesis y refrigeración

El gas de síntesis es enviado al reactor, donde en presencia de un catalizador a base de Hierro promovido, se sintetiza el amoníaco que posteriormente es condensado en el circuito de refrigeración.

1.6.4.1 Compresores de Síntesis, Refrigeración y Aire.

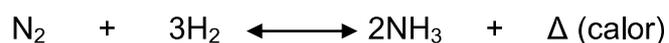
El compresor de gas de síntesis (103-J) es del tipo centrífugo impulsado por dos turbinas de vapor unidas por el rotor que operan una a media (42 kg/cm²_g y 370 °C) y otra a alta presión (101 kg/cm²_g y 485 °C). El gas de síntesis de la salida del metanador es succionado por el primer paso del barril de baja a 24 kg/cm²_g e incrementa la presión a la salida del compresor de síntesis a 166 kg/cm²_g para posteriormente entrar al reactor de síntesis.

El compresor de aire (101-J) suministra aire comprimido a la sección de reformación, es de tipo centrífugo impulsado por una turbina que opera con vapor de media presión (42 kg/cm²_g y 370 °C). El aire es succionado de la atmósfera a través de un filtro que elimina todos los sólidos suspendidos y se comprime en cuatro etapas para alcanzar los 34.7 kg/cm²_g de presión.

El compresor de refrigeración (105-J) comprime el amoníaco gas sintetizado de 0.107 a 7.3 kg/cm²_g para licuarlo mediante un sistema de enfriadores, este compresor es de tipo centrífugo impulsado por una turbina que opera con vapor de media presión (42 kg/cm²_g y 370 °C).

1.6.4.2 Convertidor de amoniaco

El reactor de síntesis (105-D) consta de tres camas de catalizador a base de Hierro promovido, las dos últimas camas de catalizador, cuentan con una corriente de enfriamiento a la entrada de cada una de ellas, debido a que la reacción es exotérmica. La entrada del gas pasa por una sección anular del reactor hasta la parte superior donde intercambia calor con la corriente de salida del reactor, pasando después a la primera cama de catalizador. La conversión de amoniaco en el reactor de síntesis es de 17.0% mol a la salida del reactor. La reacción que se lleva a cabo es:



1.6.4.3 Sistema de refrigeración

El elemento principal es el compresor de refrigeración de cuatro pasos, mediante el empleo de cambiadores de calor que utilizan el amoniaco como refrigerante, se separa el amoniaco producido en el convertidor de síntesis y el gas restante, se retorna al convertidor de síntesis para continuar el proceso.

1.6.5. Balance de vapor de proceso.

En la Figura 1 se muestra el esquema de la generación y consumo de vapor por planta de amoniaco

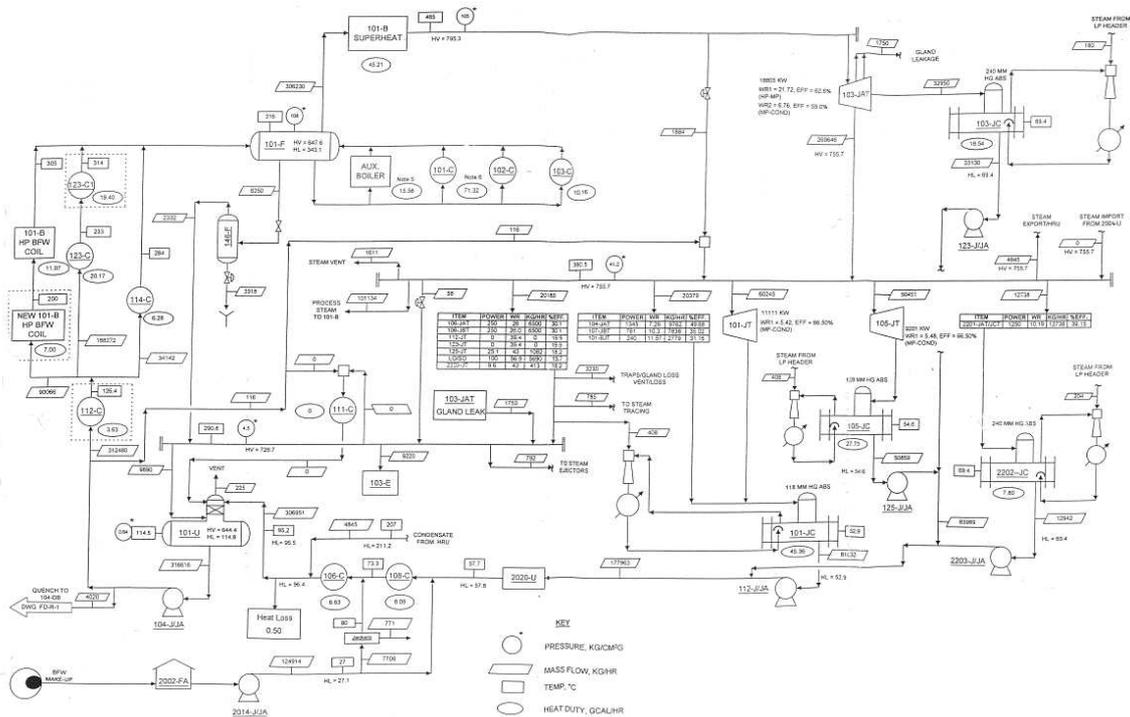


Figura 1.- Balance de vapor

1.6.5.1. Economizadores de agua de calderas

El agua de calderas opera a presión de 105 kg/cm², los equipos del proceso son:

Equipo	Flujo
Serpentín de agua de calderas que aprovecha el calor de los gases de combustión del Reformador Primario (101-B)	84,520 kg/hr
Cambiadores de calor 123-C/C1 que aprovecha el calor generado en la reacción exotérmica de síntesis de amoníaco.	188,545 kg/hr
Cambiador de calor 114-C que aprovecha el calor generado por la reacción exotérmica de metanación.	34,142 kg/hr

1.6.5.2. Evaporadores de vapor de alta

El vapor de alta presión opera a presión de 105 kg/cm² y 485 °C, los equipos del proceso son:

Equipo	Flujo
Cambiadores de calor 101-CA/CB que aprovechan el calor generado por la reacción exotérmica de oxidación del hidrogeno en el reformador secundario 103-D	227,799 kg/hr
Cambiadores de calor 102-C y 103-C que aprovecha el calor excedente y ajustan las temperaturas de entrada a los mutadores de alta y baja temperatura	32,451 kg/hr
Caldera 101-B AUX que compensa los balances de calor del reformador primario y de vapor, mediante la combustión de gas natural.	40,724 kg/hr

1.6.5.3. Generador de vapor de media

El vapor de alta presión opera a presión de 41.2 kg/cm² y 380.5 °C, los equipos del proceso son:

Equipo	Flujo
Extracción de la turbina de vapor de alta 103-JT que mueve al compresor de síntesis	265,803 kg/hr

1.6.5.4. Consumidor de vapor de alta

Equipo	Flujo
Turbina de vapor de alta 103-JT	300,974 kg/hr

1.6.5.5. Consumidor de vapor de media

Equipo	Flujo
Turbina de vapor de media 103-JT	31,537 kg/hr
Turbina de las bombas de las torres de enfriamiento 2201 JAT y JCT	12,548 kg/hr
Turbina del compresor de amoniaco 105-JT	49,554 kg/hr
Turbina del compresor de aire 101-J	60,773 kg/hr

Turbina de la bomba 104-JAT	9,581 kg/hr
Turbina de la bomba 107-JBT	7,907 kg/hr
Turbina de la bomba 101-JBT	2,801 kg/hr
Turbina de la bomba 106-JAT	6,500 kg/hr
Turbina de la bomba 106-JBT	6,500 kg/hr
Turbina de la bomba de condensado 123-JT	929 kg/hr
Turbina de la bomba de condensado 125-JT	1,062 kg/hr
LO/SO	5,690 kg/hr
2203-JT	408 kg/hr
Vapor a proceso en el reformador primario	101,134 kg/hr

1.7 Planta de Tratamiento de Agua y Generación de vapor.

Las unidades de servicios auxiliares proporcionan agua de enfriamiento, agua desmineralizada y vapor de media presión, para mantener la continuidad operativa de las plantas de amoniaco, estos servicios son indispensables. El agua cruda se recibe del río Huazuntlán y de la presa Cangrejera y se flocula, filtra, clarifica y se estabilizan sus condiciones fisicoquímicas en el área de pretratamiento de los servicios auxiliares de la zona norte, el agua pretratada es bombeada como agua de repuesto a las torres de enfriamiento y hacia las unidades desmineralizadoras con el objetivo de eliminar los sólidos disueltos en el agua como los cationes, aniones y sílice principalmente, y con esto, adecuarla a las características químicas que se exigen en el agua usada en la generación de vapor y como materia prima en la elaboración de amoníaco.

1.7.1. Generación de vapor.

Las plantas de amoniaco son autosuficientes en la generación de vapor requerido en el proceso y por las turbinas de vapor que mueven bombas y compresores, pero para las operaciones de arranque o paro y para subsanar las ineficiencias

temporales de alguno de los generadores de vapor, las Plantas de Amoniaco VI y VII cuenta con dos calderas de vapor de media presión, las calderas 2001-U6 (dada de baja temporal) y 2003-U7, la que con un consumo de 294,166.7 Nm³/hr de gas natural proporciona 63.5 toneladas por hora de vapor a 42 kg/cm² y 370 °C.

Referente al servicio de agua de enfriamiento para las plantas de amoniaco, cuenta con una torre de enfriamiento dividida en 15 celdas con capacidad de manejar 2653 m³/hr de agua cada una y dividida en siete celdas para cada planta de amoniaco, quedando una celda adicional de soporte o como relevo en caso de que alguna celda salga de operación por requerimientos de mantenimiento. Cada planta de amoniaco tiene una necesidad promedio de 18,571 m³/hr de agua de enfriamiento a 32 °C para mantener sus operaciones, el agua de la torre de enfriamiento es bombeada en operación normal por medio de cuatro bombas de enfriamiento de 5,063 m³/hr y 829 HP de potencia quedando una en espera, de las cinco bombas para cada planta, dos bombas disponen, como elemento motriz, de una turbina de vapor de media presión y con 1093 HP de potencia y las tres restantes operan con motor eléctrico de potencia similar.

1.8. Planta de Generación Eléctrica

La planta de Generación Eléctrica dispone con 2 Turbogeneradores de Gas Modelo MS 6001B GE, con capacidad de 59.6 MW, es alimentada por una línea de Gas Natural a 35 Kg/cm², disponiendo de una línea alterna que proviene del cabezal de las plantas de proceso. Figura 2.



Figura 2. Turbogeneradores de la planta eléctrica

Se cuenta con una Subestación principal con nomenclatura S.E.1 en donde está instalada la bahía principal de monitoreo de los dos turbogeneradores a través del sistema de control y desde donde salen alimentadores a 13.8 KV que alimentan las subestaciones S.E.1-A y S.E.2 que son las que suministran energía eléctrica hacia las plantas de proceso, servicios auxiliares, diferentes áreas administrativas y talleres, también se dispone con una subestación de enlace con C.F.E para poder sincronizar cualquiera de los turbogeneradores y obtener respaldo de este sistema o en su defecto portear energía eléctrica hacia Pemex Refinación.

1.8.1. Condiciones de operación promedio del turbogenerador TG-1

Variable	Valor	Unidad
Temperatura de entrada de aire	31	°C
Temperatura de descarga del compresor	343	°C
Temperatura de salida de los gases	514	°C
Presión de entrada de aire del compresor	100.95	kPa abs

Presión de descarga del compresor	921.80	kPa abs
Presión de descarga de la turbina	113.22	kPa abs
Flujo de aire de entrada	348078.87	Kg/hr
Flujo de gas combustible	5323.78	Kg/hr
Potencia Generada	20	MW

1.8.2. Composición promedio del gas combustible

Composición	% mol
CH ₄	81.78
C ₂ H ₆	11.12
C ₃ H ₈	0.4418
nC ₄ H ₁₀	0.002
iC ₄ H ₁₀	0.0022
nC ₅ H ₁₂	0.0
iC ₅ H ₁₂	0.0
CO ₂	0.0
N ₂	6.654

CAPITULO 2

PRECEPTOS DE COGENERACIÓN

2.1. Resumen histórico de la cogeneración

Aunque la palabra cogeneración fue inventada hasta finales de la década de 1970, la producción combinada de calor y potencia se remonta varios siglos atrás. Originalmente era utilizado como un dispositivo para economizar esfuerzos; Más recientemente los beneficios ambientales derivados de la reducción del consumo de combustibles, han hecho de la cogeneración un factor representativo en las estrategias globales ambientales.

Actualmente, la cogeneración comprende al menos cuatro procesos termodinámicos distintos de combinación de producción de calor y potencia: El primero, mediante aire; el segundo, con vapor; el tercero, mediante el calor rechazado en un proceso de combustión, y el cuarto involucra procesos termodinámicos, como los encontrados en una celda de combustible. Aunque cada proceso es distinto, éstos son usados en forma combinada para maximizar la producción de energía en un sistema termodinámico.

2.2. Desarrollo actual de la cogeneración.

Los mismos factores de costo que desalentaron el crecimiento de los sistemas de cogeneración son los que actualmente están haciendo que se impulse su uso, dentro del esquema de los programas de ahorro de energía. Esto también ha impulsado un alto desarrollo tecnológico permitiendo que se tengan sistemas más eficientes.

Se debe enfatizar que la cogeneración recibe el impulso técnico más importante en los años ochenta; éste consiste básicamente en la aplicación de las turbinas aeroderivadas en la generación de energía eléctrica, es decir, se toman las turbinas utilizadas en la aviación comercial y con pequeñas modificaciones se adaptan a tierra y se acoplan a generadores eléctricos que las transforman, por primera vez, en grupos turbogeneradores industriales.

Al mismo tiempo se desarrollan nuevos materiales de alta resistencia mecánica para la fabricación de alabes de turbinas y se emplean materiales cerámicos de alta resistencia térmica en la construcción de cámaras de combustión. También se logran rendimientos en las turbinas de gas de hasta 35 %, (contra 15 y 20% obtenido en los años sesenta) y se mejoran los ciclos termodinámicos tradicionales.

2.3. Beneficios de la cogeneración

En los sistemas de cogeneración la energía empleada para generar la energía eléctrica y térmica es mucho menor a la utilizada en los sistemas convencionales de generación, es decir, que de un 100% de energía contenida en el combustible, en una termoeléctrica convencional sólo 33% se convierte en energía eléctrica, el resto se pierde a través del condensador, los gases de escape, las pérdidas mecánicas y las pérdidas eléctricas por transformación y transmisión. En los sistemas de cogeneración se llega a aprovechar hasta un 84 % de la energía contenida en el combustible para la generación de energía eléctrica y calor al proceso (25-30% eléctrico y 59-54% térmico).

Este proceso permite que el combustible que se agregue a un proceso, para generar energía eléctrica por cogeneración, sea mucho menor que el usado en las plantas convencionales de generación de energía eléctrica para la misma generación.

En términos generales, los beneficios potenciales de la cogeneración industrial son ampliamente reconocidos. Estos se pueden enfocar de diferente manera, desde el punto de vista de los intereses nacionales incluyen entre otros:

- Ahorros de energía primaria. Incrementando la capacidad de cogeneración en la industria, puede ayudar a reducir el consumo de combustibles que actualmente se usan en las plantas de generación de potencia.
- Incremento de la eficiencia de distribución. Las pérdidas por transformación y distribución disminuyen al tener a los sistemas generadores ubicados en los centros de consumo.
- Difiere las inversiones requeridas en ampliar la capacidad instalada en el país.
- Con los sistemas de cogeneración industrial se disminuye el crecimiento de la demanda, por lo que el crecimiento de la oferta se puede realizar más lentamente, lo que implica disminuir la velocidad de construcción de nuevas plantas generadoras.
- Reduce emisiones globales. Al disminuir globalmente el uso de energía primaria, produce que las emisiones derivadas de la combustión de combustibles fósiles disminuya, con el consiguiente beneficio.

Desde el punto de vista de los intereses de la industria se tienen los siguientes beneficios:

- Reducción de los costos de energía. Al utilizar el calor para la generación de potencia, los costos de la compra de energía eléctrica disminuyen considerablemente.
- Más confiabilidad en el suministro de energía. Generando su propia energía, en su propia planta, le da más confiabilidad y autosuficiencia a su suministro de energía.
- Mejora en la calidad de la energía suministrada. Se puede corregir inmediatamente cualquier desviación, fuera de lo normal, del voltaje o la frecuencia.

A pesar de las ventajas que tiene la utilización de la cogeneración, existen una serie de inconvenientes que se necesitan tomar en consideración. Los principales de estos son:

- Los sistemas de cogeneración requieren de una inversión substancial.
- Los sistemas de cogeneración pueden llegar a ser complejos en su diseño, instalación y operación, por lo que requieren la utilización de empresas o personas bien capacitadas en esta área.
- En algunos proyectos su economía puede ser muy sensible a los costos de energía eléctrica y de los combustibles, los cuales son impredecibles, aunque la tendencia normal es hacia la alza, por lo menos en el mediano plazo.

2.4. Elementos de un sistema de cogeneración.

Los principales elementos constituyentes de un sistema genérico de cogeneración son:

1. Elemento primotor
2. Elemento de recuperación de calor
3. Sistema de transmisión de energía
4. Sistemas auxiliares (bombas, compresores, alternador, etc.)
5. Sistema de control

2.5. Marco legal

La implantación de autogeneración y generación no es un problema tecnológico o técnico. El hecho es que cualquier persona física o moral puede generar la energía para su propio consumo y los excedentes venderlos al proveedor encargado o comisionado por los gobiernos en diferentes países, para generar y distribuir la energía eléctrica; esto implica establecer una serie de leyes y

reglamentos o regulaciones, para definir los procedimientos necesarios para los permisos, contratos de compraventa y otros asuntos relacionados con la autogeneración y cogeneración.

El día 31 de mayo de 1991, se publicó en el Diario Oficial de la Federación el Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica en materia de autoabastecimiento y cogeneración, editado por la Secretaría de Energía, Minas e Industria Paraestatal (SEMIP), hoy Secretaría de Energía (SE).

La SE publicó el día 2 de Septiembre de 1991, en el diario Oficial las normas para el autoabastecimiento de energía, como cumplimiento del decreto anterior.

Para que el reglamento tenga carácter de ley, el día 23 de diciembre de 1992, El H. Congreso de la Unión aprobó las reformas, adiciones y derogaciones de diversas disposiciones de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica.

Posteriormente, el día 31 de mayo de 1993, se publicó el nuevo reglamento con los cambios, aprobados por el H. Congreso de la Unión y el 29 de julio de 1993, la SE editó el manual de Servicio al Público en materia de Energía Eléctrica. Finalmente el día 25 de julio de 1997 se decretaron algunas modificaciones al Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica.

El 4 de octubre de 1993 se crea la Comisión Reguladora de Energía (CRE), ante la que se conducen los trámites de permisos para autogeneración, generación independiente y pequeña producción de electricidad. El 13 de mayo de 1994 aparecen las tarifas para servicio eléctrico de respaldo; a finales de ese año, se publica el procedimiento para la determinación de los costos por servicios de transmisión.

2.6. Cogeneración en México

Para efectos legales en México, los procesos de cogeneración quedan definidos en el artículo 36, fracción II, de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica. En el reglamento de la Ley mencionada en su artículo 103 puntualiza que se entiende por cogeneración a la:

1. Producción de energía eléctrica conjuntamente con vapor u otro tipo de energía térmica secundaria, o ambas.
2. Producción directa o indirecta de energía eléctrica a partir de energía térmica no aprovechada en los procesos de que se trate.
3. Producción directa o indirecta de energía eléctrica utilizando combustibles producidos en los procesos de que se trate.

El término cogeneración es ampliamente utilizado y aceptado para describir tanto el concepto de producción combinada de potencia y calor como para los equipos o sistemas utilizados para producir potencia y calor de esta manera.

A diferencia de un sistema convencional que produce electricidad o energía térmica, la cogeneración consiste en la producción simultánea o secuencial de energía mecánica y térmica a partir de una misma fuente de energía.

En otras palabras, los sistemas de cogeneración convierten la energía contenida en el combustible en 2 tipos de energías utilizables por la industria:

1. Energía mecánica y/o eléctrica.
2. Energía térmica, vapor útil o gases calientes para proceso.

La cogeneración moderna es un sistema tecnológico que incorpora diferentes principios, entre ellos la competitividad y la disminución de emisiones contaminantes; los cuales están contemplados en las políticas de globalización económica regional, así como la política internacional orientada a lograr un desarrollo sustentable.

El propósito principal de la cogeneración es lograr un mejor aprovechamiento de los combustibles primarios, razón por la cual se considera en los programas de ahorro de energía como una alternativa fundamental.

2.6.1. Cogeneración en Petróleos Mexicanos

En el año 2007 la Comisión Reguladora de Energía otorgó a Pemex-Petroquímica Complejo Petroquímico Cosoleacaque en su resolución **RES/081/2007** el permiso con clave **E/606/COG/2007** para Generar Energía Eléctrica bajo la Modalidad de Cogeneración, para lo cual Pemex-Petroquímica presentó a la CRE, durante los tres primeros meses de ese año, los avances de los programas y acciones instrumentadas con objeto de incrementar la eficiencia energética en los procesos de generación de energía eléctrica.

Así mismo , presentó para revisión y autorización de dicha comisión, un programa integral para implantar, a partir de julio de 2009, una estrategia de generación y entrega de energía eléctrica a sus instalaciones, en función de la eficiencia energética de las centrales de generación de Petróleos Mexicanos y de sus empresas afiliadas, y para llevar a cabo, en los casos que técnica y económicamente se justifique, las inversiones necesarias para incrementar la eficiencia de las centrales con baja eficiencia energética, o bien, para retirar de operación los equipos de generación con altos costos, baja eficiencia energética y vida útil agotada, y desistirse del correspondiente permiso de generación.

El permiso para Generar Energía Eléctrica bajo la Modalidad de Cogeneración fue otorgado bajo la fundamentación legal siguiente:

1. Lo dispuesto por la fracción XII, del artículo 3 de la Ley de la Comisión Reguladora de Energía, corresponde a esta Comisión otorgar y revocar los

permisos y autorizaciones que, conforme a las disposiciones legales aplicables, se requieran para la generación de energía eléctrica que realicen los particulares.

2. La exposición de motivos de la iniciativa del Decreto que reformó, adicionó y derogó diversas disposiciones de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, publicado en el Diario Oficial de la Federación el 23 de diciembre de 1992, el abasto oportuno y eficiente de energía eléctrica es uno de los pilares en que se apoya el desarrollo del país, y constituye una condición necesaria para alcanzar las metas de crecimiento.
3. Al “Decreto por el que se adicionan dos párrafos al artículo 6o. de la Ley Reglamentaria del Artículo 27 Constitucional en el Ramo del Petróleo y se reforma el tercer párrafo y adiciona un último párrafo al artículo 3o. de la Ley Orgánica de Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios” que, con fecha 12 de enero de 2006, se publicó en el Diario Oficial de la Federación.
4. De acuerdo con el inciso a) de la fracción II, del artículo 36 de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, para los efectos de lo establecido en la fracción I, del artículo 104 del Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica (el Reglamento) y del Decreto a que se refiere el Considerando Cuarto anterior, la energía eléctrica generada, será destinada a la satisfacción de las necesidades de energía eléctrica de las instalaciones de la Solicitante y de 797 instalaciones de Petróleos Mexicanos, que se presentan en el Anexo Único, mismo que forma parte integrante de la presente Resolución como si a la letra se insertare.
5. Lo expuesto, y con fundamento en los artículos 3, fracción I, 36, fracción II, y numerales 1), 3), 4) y 5), 37 y 38 de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica; 1, 3, 16, fracción X, 39 y 57, fracción I, de la Ley Federal de Procedimiento Administrativo; 1, 2, fracción II, y 3, fracciones XII y XXII, de la Ley de la Comisión Reguladora de Energía; 72, fracción I, inciso b), 77, 78, 80, 81, 82, 83, 84, 86, 87, 88, 90, 103, 104, 105 y 106 del Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía.

El permiso para Generar Energía Eléctrica bajo la Modalidad de Cogeneración establece las condiciones siguientes:

1. La actividad autorizada consiste en la generación de energía eléctrica, bajo la modalidad de cogeneración, utilizando gas natural y gas residual, este último producido en los procesos propios de Pemex Petroquímica, con una capacidad a instalar de hasta 59.60 MW, para satisfacer las necesidades de energía eléctrica de la Permisionaria.
2. La energía eléctrica que se genere deberá destinarse a la satisfacción de las necesidades de energía eléctrica de las instalaciones de la Permisionaria y de 797 instalaciones de Petróleos Mexicanos y sus Organismos Subsidiarios.
3. El proyecto planteado consiste en lo siguiente:
 - a) La generación de energía eléctrica, para satisfacer las necesidades de las instalaciones de Petróleos Mexicanos y sus Organismos Subsidiarios (Petróleos Mexicanos).
 - b) La generación de energía eléctrica, a través de un proceso de cogeneración, utilizando para ello una central eléctrica que está integrada por dos turbogeneradores a gas con capacidad de 29.80 MW cada uno. La capacidad total de la central de generación es de 59.60 MW, con una producción estimada anual de energía eléctrica de 454.00 GWh.
 - c) La generación de energía eléctrica utilizando gas natural y aceite residual, este último producido en los procesos productivos del propio centro procesador de la Permisionaria, lo que da lugar a la cogeneración.
 - d) La central está ubicada en las instalaciones de la Permisionaria en la Carretera Costera del Golfo, km 39 + 400, Colonia Rosalinda, Población Cosoleacaque, Municipio de Cosoleacaque, Estado de Veracruz, C. P. 96730.
4. Salvo en los supuestos previstos expresamente en la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica y su Reglamento la Permisionaria no podrá

vender, revender o enajenar por cualquier acto jurídico capacidad o energía eléctrica.

5. En los términos de los artículos 36, fracción II, inciso b) y 36-Bis de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, la Permisinaria pondrá a disposición de la Comisión Federal de Electricidad los excedentes de producción de energía eléctrica que, en su caso, llegue a generar.
6. La Permisinaria tendrá, además de las que derivan de la legislación aplicable y de los términos y Condiciones del presente Permiso, las obligaciones que a continuación se mencionan:
 - a) Operar y mantener sus instalaciones y equipos en forma tal que no constituyan peligro alguno para la Permisinaria o para terceros;
 - b) Una vez que inicie la operación de las instalaciones de acuerdo con el programa respectivo, informar trimestralmente en los formatos autorizados para tal efecto, a esta Comisión Reguladora de Energía, dentro de un plazo máximo de 10 días hábiles siguientes al vencimiento de un trimestre natural, exclusivamente con fines estadísticos, el tipo y volumen de combustible utilizado, la cantidad de energía eléctrica generada, especificando la utilizada para las necesidades de energía eléctrica de las instalaciones de Petróleos Mexicanos que se listan en el Anexo Único y, en su caso, la cantidad de energía eléctrica entregada a la Comisión Federal de Electricidad, y
 - c) En el caso de que la Permisinaria requiera interconectar la central de generación, a que hace referencia la Condición Cuarta anterior, con el Sistema Eléctrico Nacional deberá suscribir el Contrato de Interconexión correspondiente con la Comisión Federal de Electricidad.
7. El Permiso tendrá una duración indefinida.

2.7. Principales factores que definen la viabilidad de un proyecto de cogeneración

De manera enunciativa pueden mencionarse los siguientes factores a tomarse en consideración en un proyecto de cogeneración:

2.7.1. Tipo de combustible

La selección del más adecuado depende del tamaño de la instalación, la velocidad del motor (en el caso de motores diesel), la facilidad de manejo del mismo, las consecuencias contaminantes de su uso y del costo y disponibilidad que se tenga del mismo.

El carbón se puede considerar el combustible más barato, sin embargo su utilización en las plantas de cogeneración no se justifica por su alto costo de inversión en los sistemas de transporte, manejo y limpieza de los gases. El combustóleo es utilizado en las calderas convencionales, pero su alto contenido de azufre y vanadio, especialmente el mexicano, lo hace fuertemente corrosivo y contaminante por lo que requiere de sistemas de limpieza de gases muy costosos para cumplir con la normatividad ecológica. El diesel, aunque menos contaminante que el combustóleo, es muy caro por lo que es económicamente rentable solo como respaldo. Por otro lado, el gas natural tiene la gran ventaja de ser un combustible muy limpio, siendo el ideal para las turbinas de gas y actualmente con un incremento grande en su uso en calderas convencionales.

2.7.2. Costo de inversión

Dependiendo de la tecnología seleccionada, el costo de la inversión llega a variar hasta en un 200%, sin embargo las condiciones demandadas por el proceso serán las que definan primordialmente el tipo de tecnología a usar y dentro de estas las seleccionadas deben de ser las de menor inversión.

2.7.3. Protección ambiental.

Los límites de emisiones establecidos para la protección ambiental son de suma importancia en la evaluación de un proyecto, por su impacto en los costos de inversión y operación de las plantas de cogeneración.

2.7.4. Situación geográfica

Por razones de carácter técnico y económico, la planta de cogeneración debe ubicarse lo más cerca posible de los consumidores de vapor. Los factores del medio ambiente que tienen más influencia sobre la operación del sistema son la altura sobre el nivel del mar y la temperatura y humedad ambientales.

2.8. Clasificación de los sistemas de cogeneración

Los sistemas de cogeneración pueden clasificarse de acuerdo con el orden de producción de electricidad y energía térmica en:

1. Sistemas superiores,
2. Sistemas inferiores.

Los sistemas superiores de cogeneración, son aquellos en los que una fuente de energía primaria (como el gas natural, diesel, carbón u otro combustible similar) se utiliza directamente para la generación de energía eléctrica en el primer escalón. A partir de la energía química del combustible se produce un fluido caliente que se destina para generar la energía mecánica y la energía térmica resultante, el denominado calor residual como vapor o gases calientes, es suministrada a los procesos industriales

Otra clasificación generalmente empleada para los sistemas de cogeneración, es la que se basa en el tipo de primotor empleado para generar la energía eléctrica, con la cual se tiene:

- Cogeneración con turbina de vapor.
- Cogeneración con turbina de gas.
- Cogeneración con ciclo combinado.
- Cogeneración con motor reciprocante.

De los cuales se estudia solo el caso de turbina de gas.

2.9. Cogeneración en turbina de gas

Este tipo de tecnología encuentra su mejor utilización cuando se requieren potencias eléctricas constantes y vapor a mediana o alta presión, ya que las temperaturas típicas de los gases de salida fluctúan entre 415 °C y 516 °C.

Los sistemas de turbina de gas son compactos y presentan una serie de características que los hacen muy apropiados para su aplicación en la cogeneración. La potencia generada por una turbina de gas está en función directa de su rendimiento, el cual se define como la relación que existe entre su producción de energía mecánica y su consumo de combustible. El rendimiento es función de las siguientes características:

- Relación de presiones.
- Temperatura del aire de admisión.
- La altitud del lugar donde opera.
- El régimen de funcionamiento.

Debido a que el exhausto de las turbina de gas es limpio, las HRSG de tubos de agua con superficies extendidas son la elección natural para aplicaciones de

recuperación de calor. Adicionalmente es pertinente mencionar algunos aspectos peculiares de la turbina de gas y de los gases de escape con el fin de comprender las características de diseño de las HRSG.

Otro aspecto importante de la turbina de gas es que el caudal de gases de escape se mantiene prácticamente constante, y el aumento de la temperatura de entrada de gas a la HRSG a través de quemadores auxiliares, en caso de emplearse, aumenta la generación de vapor. A diferencia de un generador de vapor convencional, la proporción de gas a flujo de vapor en una HRSG varía significativamente con la generación de vapor.

A temperatura constante la mezcla de vapor de agua hierve a determinada presión de vapor, por ello el flujo de gas y la distribución de las superficies de la HRSG está influenciada por la temperatura de saturación de vapor. En general, a menor temperatura de entrada del flujo de gas, menor es la generación de vapor y se incrementará la temperatura de la salida de los gases de combustión.

Los recuperadores de calor empleados en turbinas de gas, generalmente son del tipo de tubos de agua con superficies extendidas.

La cogeneración con turbina de gas resulta muy adecuada para los procesos en los que se requiere de una gran cantidad de energía térmica, presentando las ventajas y desventajas siguientes.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> · Eficiencias de conversión a energía eléctrica del 27%. · Alcanza eficiencias globales arriba del 80%. · Alta seguridad de operación. · Bajo costo relativo de inversión. 	<ul style="list-style-type: none"> · Baja eficiencia en carga parcial · Vida útil relativamente baja. · Limitantes en cuanto al combustible usado.

- | | |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none">· Tiempo corto de arranque.· Requiere de poco espacio. | |
|---|--|

Para generar la cantidad requerida de vapor de manera eficiente, la carga y la eficiencia del HRSG deben ser conocidas. Aunque el objetivo sea la generación de vapor con el menor consumo de combustible, en muchos de los casos no siempre puede ser posible, debido al comportamiento de la carga de la planta, la disponibilidad o el mantenimiento, sin embargo, la información es útil para fines de planificación.

Para comprender cómo funciona el sistema de cogeneración, uno debe saber cómo el HRSG realiza la generación de vapor en función de carga para lo cual deben tenerse en cuenta los siguientes aspectos:

1. La temperatura del gas de salida de la HRSG disminuye a medida que la generación de vapor aumenta. Esto se debe a que el flujo de gas sigue siendo el mismo, mientras que el flujo de vapor aumenta. Por otro lado, la temperatura del gas de salida del generador de vapor aumenta a medida que aumenta la carga debido a una mayor cantidad de gases de combustión.
2. La eficiencia del HRSG se incrementa ligeramente a medida que aumenta la carga en torno al 60-75%, por lo que es importante conocer el intervalo entre el mínimo y máximo de la carga de la turbina de gas.
3. Los perfiles de temperatura de vapor están dictadas por la presión y temperatura del vapor.
4. Cuanto más alta sea la temperatura de vapor, menor es la generación de vapor y mayor el aumento de la temperatura del gas de salida del HRSG. Esto se debe a la menor cantidad de vapor generado con la temperatura más alta de vapor.

5. Con la operación de la turbina de gas a carga parcial, el rendimiento de la HRSG resulta pobre.

Por naturaleza las HRSG son ineficientes, debido al gran flujo de masa de gas asociado con la baja temperatura del gas de salida de la turbina de gas. El flujo obliga a emplear generadores de vapor con una gran sección transversal, ejemplo de esto se muestra en la figura 3.

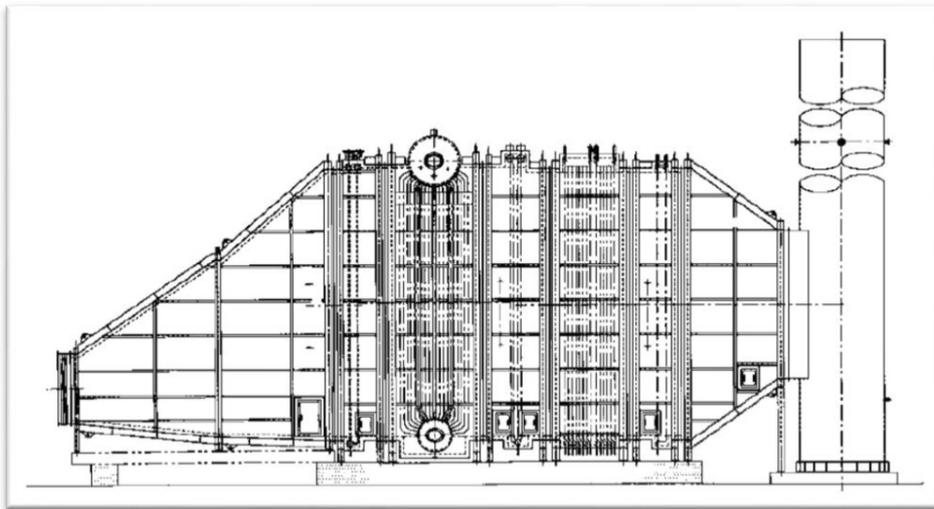


Figura 3. HRSG sin fuego suplementario

2.9.1. Clasificación de los generadores de vapor de recuperación de calor (HRSG).

Las calderas recuperación de calor, también conocido como generadores de vapor de recuperación de calor (HRSG por sus siglas en ingles). Se clasifican de diversas maneras, tal como se indica en el ANEXO II, de acuerdo a los requisitos, el tipo de caldera a emplearse, si los gases de combustión se utilizan en el proceso o si se requiere la recuperación de energía, la limpieza del gas y la configuración de la caldera, por mencionar algunos. La principal clasificación se basa en que si la caldera se utiliza para el proceso o para la recuperación de

energía. Los generadores de vapor de recuperación de calor de procesos se utilizan para enfriar los gases residuales procedentes de una determinada temperatura de entrada a una temperatura de salida deseada para seguir la transformación.

Si el flujo de gas es limpio, pueden utilizarse las calderas de tubos con superficies aletadas. En caso utilizar combustible en estado sólido o líquido, los gases producto de la combustión pueden ser sucios debido a la generación de residuos en la combustión, tales como compuestos corrosivos, vapores ácidos y cenizas. Si la ceniza contiene compuestos de sodio, potasio o metales no ferrosos, es probable el ensuciamiento sobre las superficies de transferencia de calor. En estos casos, las calderas de tubos requieren disponer con un sistema para la limpieza de los tubos como los sopladores de hollín.

Una clasificación común de las calderas se basa en si los flujos de gas dentro o fuera de los tubos. Tubo de fuego en la caldera, los gases de combustión dentro de los tubos de flujo Figura 4, mientras que en las calderas de tubos de agua, el gas fluye fuera de los tubos como se muestra en la Figura 5. Las características de cada tipo se discuten en la sección 2.9.1.2.

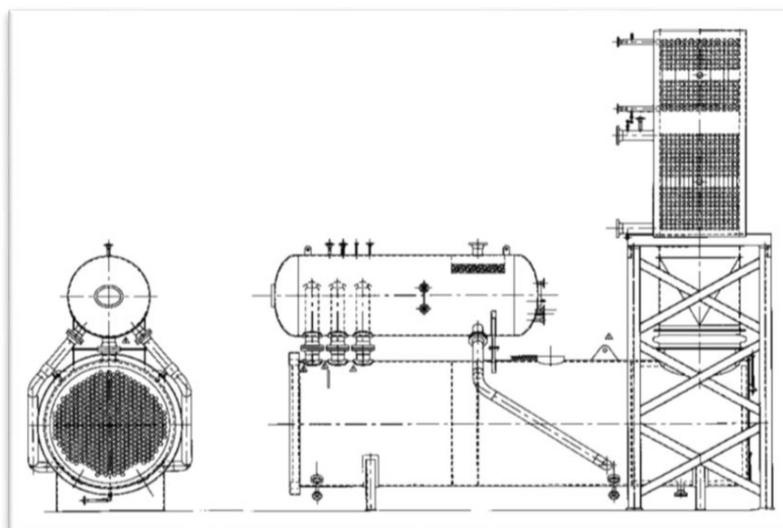


Figura 4. HRSG de tubos de humo

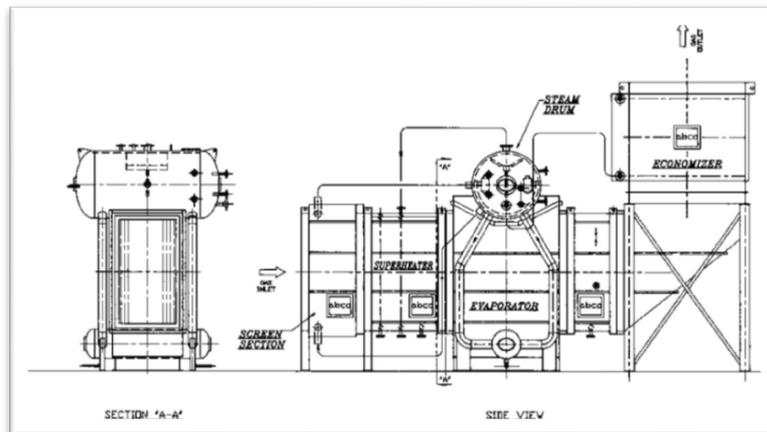


Figura 5. HRSG de tubos de agua

2.9.1.1. Fuego suplementario en HRSG

Emplear fuego suplementario es una forma eficaz para aumentar la generación de vapor en un HRSG al incrementar la temperatura de entrada de los gases de combustión. La Figura 6 muestra un HRSG con fuego suplementario siendo el gas natural el combustible comúnmente utilizado. En este diseño, el sobrecalentador se encuentra protegido de la llama por una sección de pantalla y se requieren mayores dimensiones del horno para incluir la llama. El ANEXO III compara las características de los diseños con fuego suplementario y sin fuego suplementario.

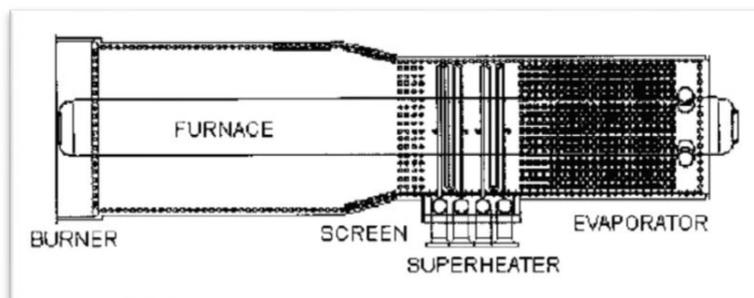


Figura 6. HRSG con fuego suplementario

2.9.1.2. Calderas de tubos de humo contra calderas de tubos de agua

En la Tabla 1 se muestran algunos aspectos de las HRSG de tubos de humo y de tubos de agua. Las calderas de tubos de agua son adecuadas para los grandes flujos de gas superior a ciento de miles de kilogramos por hora y puede manejar vapor de alta presión y temperaturas. Las calderas de tubo de humo son empleados para generar vapor de baja presión, generalmente por debajo de 35 kg/cm².

En las calderas de tubos de agua, se pueden emplear superficies extendidas para obtener diseños compactos, siempre y cuando el flujo del gas sea limpio. La caída de presión de gas a la salida será también inferior al de una caldera de tubos de humo debido a la compacidad del diseño. Las calderas de tubos de agua pueden ser más pequeñas y de menor peso, sobre todo si el caudal de gas es grande.

Los sobrecalentadores pueden ser usados en ambos tipos. En las calderas de tubos de agua, una gran sección de convección precede a la sección sobre calentador. En las calderas de tubos de humo, el sobre calentador debe ser situado, bien sea en la entrada o salida del gas, esto permite un diseño flexible y menos vulnerable a la corrosión o ensuciamiento. Si el gas residual es potencialmente sucio, se requiere que las superficies se puedan limpiar con sopladores de hollín.

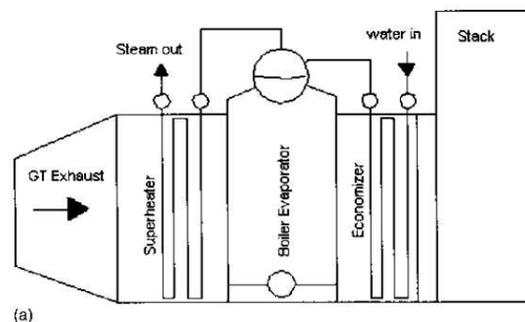
En general, el tipo de caldera que se utilizará para un caso particular está determinada por la experiencia del fabricante. A veces una combinación de tubos de humo y de agua en las calderas se utiliza para satisfacer necesidades especiales.

Tabla 1. Comparación entre las calderas de tubos de humo contra las calderas de tubos de agua.

VARIABLE	CALDERA DE TUBOS DE HUMO	CALDERA DE TUBOS DE AGUA
Flujo de gas	Bajo, 2,300 kh/hr	Más de 22,700 kg/hr
Temperatura de entrada de gas	Baja en combustión adiabática	Baja en combustión adiabática
Presión de gas	Alta 140 kg/cm ²	Generalmente baja 0.14 kg/cm ²
Quemadores	Posibles	Posibles
Localización del sobre calentador	A la entrada o salida de la caldera	En cualquier parte
Múltiples presiones de vapor	No	Si

2.9.1.3. Circulación de la HRSG

Los generadores de vapor de recuperación de calor generalmente son clasificados según el tipo de sistema de circulación, esta puede ser natural, forzada, o de un paso, tal como se ilustra en la Figura 7. En la circulación natural las unidades de tubos se encuentran orientadas de acuerdo al flujo de gas, mientras que la circulación forzada la HRSG utiliza tubos horizontales y el flujo de los gases de combustión es en dirección vertical. Las unidades de un paso pueden tener una configuración horizontal o vertical de acuerdo a la trayectoria del flujo de gas.



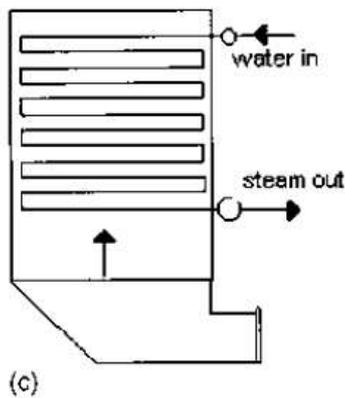
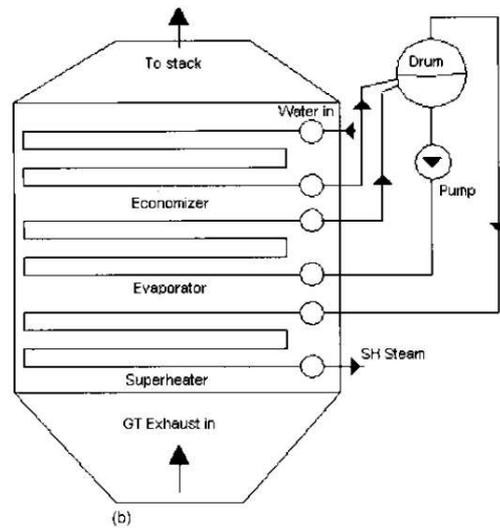


Figura 7. Tipos de circulación en las HRSG

2.9.1.3.1. Circulación natural y forzada HRSG

En las figuras 7b y 7c se muestra la disposición de los tubos en los sistemas de circulación forzada en la HRSG. En las unidades de circulación natural (figura 7a), la diferencia de densidades entre el agua fría del domo de vapor y la caliente de los tubos de agua del evaporador genera el movimiento natural del agua. Las unidades circulación forzada dependen de una bomba de circulación para garantizar el flujo a través de los tubos del evaporador. A

continuación se muestran algunas características de estos tipos de circulación en la HRSG.

1. Las unidades de circulación natural no requieren de una bomba para mantener la circulación a través de los tubos del evaporador. La circulación se garantiza a través de los principios naturales de gravedad. El uso de bombas de circulación de las unidades de circulación forzada implica un costo de funcionamiento y mantenimiento, y su incumplimiento por alguna razón, como la suspensión en el suministro eléctrico o fallo de la bomba podría dejar fuera de operación a la HRSG.
2. El agua hierve dentro de los tubos verticales en las unidades de circulación natural, y el vapor formado mueve las burbujas de gas hacia arriba, el cual es el camino natural para ellos, por lo que las paredes del tubo están completamente humedecida por el agua. Como resultado de ello, son raras las fallas de tubos, con tubos horizontales existe una diferencia de temperatura entre las partes superior e inferior de los tubos, lo que podría causar la fatiga térmica. Además, si el flujo de agua no es suficiente, es posible, el sobrecalentamiento de los tubos. Sobre todo en el caso de disparo de la bomba de circulación.
3. Las unidades de circulación natural pueden tolerar mayor flujo de calor, generalmente 50 - 80% más de diseños de tubos horizontales, debido a la configuración vertical de los tubos. Además, en caso de que la temperatura del gas o flujo de calor no sea uniforme a través de la sección transversal (que a menudo es probable debido a la mala distribución de flujo de gas), el tubo que obtenga el mayor flujo de calor en una unidad de la circulación natural tiene un mayor relación de circulación en la corriente de la mezcla de vapor y agua. Esto se debe a la diferencia en densidades entre el líquido más denso líquido en el tambor de vapor y el líquido menos denso en el interior de los tubos del evaporador. En unidades de

circulación forzada, todos los tubos del evaporador reciben el mismo flujo de vapor de agua, independientemente de su ubicación, a menos que se tomen un esfuerzo especial para diseñar el orificio en cada tubo como control de circulación, por lo tanto, la mala distribución del flujo de gas puede dar lugar a fallas de tubo o sobrecalentamiento en algunos tubos.

4. Las unidades de circulación natural requieren mayores áreas de terreno, porque las superficies de intercambio de calor se presentan a uno detrás del otro. En las unidades de circulación forzada el terreno puede ser pequeño, pero la altura de la HRSG es grandes, por lo que requieren una gran cantidad de apoyo estructural de acero, escaleras y plataformas.
5. La configuración horizontal provee una manera fácil de limpieza, la cual es una de las principales deficiencias de la circulación forzada.

A pesar de sus diferencias y los pros y los contras, los tres tipos de HRSG se utilizan en todo el mundo. La selección se basa generalmente en la experiencia de los gerentes de planta, sus consultores, y los usuarios finales.

2.10. Factores que afectan el rendimiento de la HRSG

Los factores que afectan el rendimiento del generador de vapor de recuperación de calor son:

2.10.1 Efecto de la temperatura ambiente

La potencia entregada por una turbina de gas es afectada por el incremento de la temperatura ambiente, debido a la disminución en la densidad del aire, que a su vez reduce el flujo másico de aire a la entrada de la turbina, la potencia podría reducirse hasta en un 15 ó 25%, esto también repercute en la temperatura del gas

a la salida y en la generación de vapor en caso de contar con una caldera de recuperación de calor acoplada al mismo.

2.10.2 Efecto de la carga de la turbina de gas.

Generalmente las turbinas de gas tienen un bajo rendimiento a baja carga, que afectan no sólo su desempeño, sino también que el rendimiento de la HRSG situado a la salida del escape, debido al bajo flujo de los gases de salida de la turbina de gas y la baja temperatura de los mismos, por lo que el HRSG genera menos vapor de lo estimado en operación normal.

2.10.3 Efecto de la presión del vapor.

La presión del vapor en el HRSG aumenta al incrementarse la carga de la turbina de gas, sin embargo el flujo de vapor en un HRSG sin fuego suplementario disminuye a medida de que aumenta la presión del vapor. Se requiere considerar las variaciones de carga permisibles en la turbina de gas para encontrar los puntos de generación de vapor de la HRSG a las diferentes cargas. Los controles de nivel deben compensar los efectos de las variaciones de presión que se producen en el tambor de vapor en operación normal por las variaciones de la carga de la turbina de gas. Resumiéndose lo anterior en los tres puntos siguientes:

1. El flujo de vapor disminuye a medida que aumenta su presión, debido al incremento en la temperatura de saturación, lo que limita a los perfiles de temperatura.
2. La temperatura de salida del gas de la HRSG aumenta a medida que aumenta la presión del vapor, debido a la mayor temperatura de saturación.
3. La energía absorbida por el vapor disminuye a medida que aumenta la presión.

2.10.4. Incrustaciones en HRSG

La bioincrustación es un problema grave que preocupa en tanto las calderas de tubos de humo como las calderas de tubos de agua, en particular cuando se maneja gas sucio. No solamente afecta a la caldera de calor residual, sino que también equipos como los lavadores de la caldera. Cuando se adhieren y forman incrustaciones, disminuye la generación de vapor y la caída de presión del gas aumenta con el tiempo.

Los indicios que permiten deducir si la incrustación se ha convertido en un problema grave son:

1. La temperatura del gas de salida de la caldera se incrementan en un lapso de tiempo considerado para la misma carga, entonces es posible inferir que la suciedad existente en el gas o agua ha formado incrustaciones o depósitos que interfieren en la transferencia de calor de las superficies (ya sea dentro o fuera), o que en su caso el factor de incrustación aumenta exponencialmente y posterior a la limpieza mecánica, disminuye, tal como se muestra en la Figura 8, la limpieza periódica elimina alguno de los depósitos, lo que disminuye el factor de suciedad, pero la capa de base se acumula y contribuye al aumento de la temperatura del gas de salida de la caldera.
2. La caída de presión de gas a través de la sección de convección aumenta, con lo que se puede inferir que existe algún bloqueo de paso del gas.
3. La generación de vapor disminuye con incrustaciones.
4. La temperatura del vapor, si la configuración cuenta con un sobrecalentador, tiene que ser analizada cuidadosamente, porque las incrustaciones en las diferentes secciones de la caldera pueden ser diferentes y uno no puede concluir que hay suciedad en una superficie dada

sin tener datos sobre la entrada y salida de los gases de combustión y las temperaturas de vapor a la entrada y salida de las corrientes. A veces las incrustaciones del lado del vapor son causadas por incrustaciones de sales depositadas y pueden aumentar la las temperaturas de la pared del tubo y causar sobrecalentamiento. El efecto es más crítico en las calderas de tubos de agua con aletas.

Los cálculos de la transferencia de calor con el apoyo de datos de campo y mediciones de temperatura de pared pueden mostrar si la suciedad está en el lado de gas o de vapor o ambos lados.



Figura 8. Ensuciamiento de la HRSG en el tiempo

2.11. Especificaciones básicas en el diseño de la HRSG

Los siguientes puntos pueden ser considerados en el desarrollo de especificaciones para las aplicaciones de recuperación de calor:

- 1) Debido a que existen numerosas aplicaciones para la recuperación de calor, siempre es buena práctica empezar por las especificaciones que describen el proceso que genera los gases de combustión, ya que da una idea de la naturaleza del flujo de gas. Con una corriente de gas limpio podrían utilizarse tubos aletados para hacer un diseño compacto de la caldera, mientras que un gas sucio se debe de contar con tubos desnudos y con sistemas para la limpieza de las superficies.

- 2) Debe mencionarse la pureza deseada del vapor generado, en particular si el vapor generado se utiliza en una turbina vapor, así como también las oscilaciones de carga, que permitan diseñar el tamaño adecuado del tambor de vapor.
- 3) Debe indicarse el grado de optimización necesario, el costo de combustible, de la electricidad y del vapor.
- 4) Debe indicarse la disponibilidad de espacio el cual es considerado en el diseño.
- 5) El sistema de vapor deben ser claramente descritos, un esquema completo que muestra el sistema de vapor de agua para la planta es útil.
- 6) El agua empleada debe tener cero sólidos y debe ser desmineralizada. El agua suavizada añadirá sólidos al sistema, por lo que se pueden presentar problemas con los depósitos, incrustaciones y el sobrecalentamiento de los tubos.
- 7) Flujo de gas debe ser declarado en unidades de masa.
- 8) Análisis de gases de salida es importante. La presencia de vapor de agua o de hidrógeno en los gases de escape aumenta el coeficiente de transmisión de calor y también afecta el calor específico y los perfiles de temperatura del gas. La presencia de gases corrosivos como el cloruro de hidrógeno, trióxido de azufre, cloro sugiere la posibilidad de corrosión.
- 9) Se requiere declarar la entrada de contaminantes en los gases tales como NO_x, CO, y otros contaminantes que se requieran declarar.
- 10) Se deben indicar los tiempos de operación continua y los periodos de paro que permitan inferir si se requieren algunas consideraciones en el diseño para reducir al mínimo la fatiga.

Adicional a lo anterior, las exigencias de los códigos y normas, las condiciones ambientales del sitio, las características de construcción entre otras.

CAPITULO 3

TERMODINAMICA

3.1. Información Técnica

Una turbina es un motor rotativo que convierte en energía mecánica la energía de una corriente de agua, vapor de agua o gas. El elemento básico de la turbina es el rotor que cuenta con alabes alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa al rotor y la hace girar. Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje para proporcionar el movimiento de una maquina, un compresor, un generador eléctrico. Las turbinas gas utilizan el flujo de aire y la combustión del gas como medio para convertir la energía térmica en energía mecánica. La combustión se produce en la turbina con el empleo de toberas estacionarias, las cuales lanzan chorros de dicho gas que combustionan y se mezclan con la masa de aire para chocar contra los alabes de una turbina y el impulso hace girar el eje de la turbina.

En una turbina o compresor, una fila de alabes fijos y su correspondiente de alabes móviles unidos en un rotor se denomina una etapa. Las turbinas de gas de los turbogeneradores emplean compresores y turbinas de flujo axial de varias etapas. La eficiencia del ciclo de la turbina está limitada por la necesidad de un funcionamiento constante a temperaturas altas en la cámara de combustión y en las primeras etapas de la turbina. Una turbina de gas de ciclo simple puede tener una eficiencia termodinámica relativamente baja. Los avances en los materiales resistentes al calor, los recubrimientos protectores y los sistemas de enfriamiento han hecho posibles grandes unidades con una eficiencia en ciclo simple superiores al 34%.

3.2. Turbina a gas (ciclo abierto simple)

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

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

Las turbinas a gas son máquinas térmicas rotativas de combustión interna a flujo continuo cuyo esquema se representa en la Figura 9.

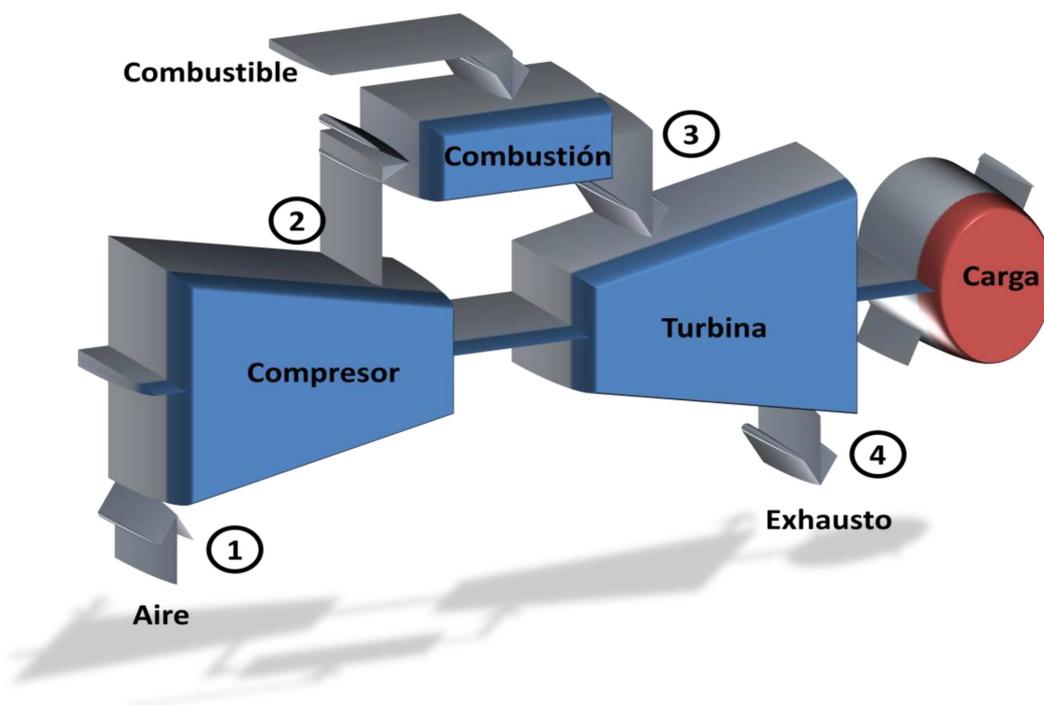


Figura 9. Esquema de la turbina de gas

El objetivo de ésta máquina térmica es convertir energía calórica contenida en el combustible utilizado en energía mecánica (trabajo mecánico) en el eje de la misma.

La máquina está compuesta de los siguientes elementos:

1. Un compresor de flujo axial

2. Una o varias cámaras de combustión (según el fabricante)

3. La turbina a gas

4. Sistemas auxiliares para su operación:

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

Motor de arranque (motor Diesel, o motor eléctrico)

La máquina acciona una carga la cual se encuentra montada en el eje de la misma. La carga podrá ser de diversos tipos y para el caso de los generadores eléctricos, se requiere de una caja reductora de velocidad entre la máquina y la carga.

3.2.1. Ventajas de la turbina a gas

- a) Muy buena relación potencia, peso y tamaño
- b) Bajo costo de instalación
- c) Rápida puesta en servicio
- d) Es una máquina rotante (no tiene movimientos complejos como son los movimientos roto alternativos de los motores de combustión interna)
- e) Al ser una máquina rotante el equilibrado de la misma es prácticamente perfecto y simple, a diferencia de máquinas con movimiento alternativos
- f) Menos piezas en movimiento (comparado con los motores de combustión interna)
- g) Menores pérdidas por rozamiento al tener menores piezas en movimiento
- h) Sistema de lubricación más simple
- i) Bajas presiones de trabajo

- j) El proceso de combustión es continuo y se realiza a presión constante en la cámara de combustión
- k) Pocos elementos componentes: compresor, cámara/s de combustión y turbina.
- l) No necesitan condensador
- m) Permiten emplear diferentes tipos de combustibles como kerosene, gasoil, gas natural, carbón pulverizado, siempre que los gases de combustión no corroan los álabes o se depositen en ellos
- n) El par motor es uniforme y continuo

3.2.2. Desventajas de la turbina a gas

Bajo rendimiento térmico (alto consumo específico de combustible) debido a:

- a) Alta pérdida de calor al ambiente que se traduce por la alta temperatura de salida de los gases de escape por chimenea, entre 495°C a 560 °C
- b) Gran parte de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor axial, en el orden de las $\frac{3}{4}$ partes, o sea un 75% de la potencia total de la turbina

3.3. Clasificación de las turbinas a gas

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

La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, va disminuyendo.

3.4. Compresor de aire

En el compresor axial, como su nombre lo indica, el flujo de aire es axial, o sea paralelo al eje del mismo. El rotor del compresor axial está formado por varias ruedas móviles donde los alabes están montados en discos, tal como se observa en el esquema de la Figura 4.

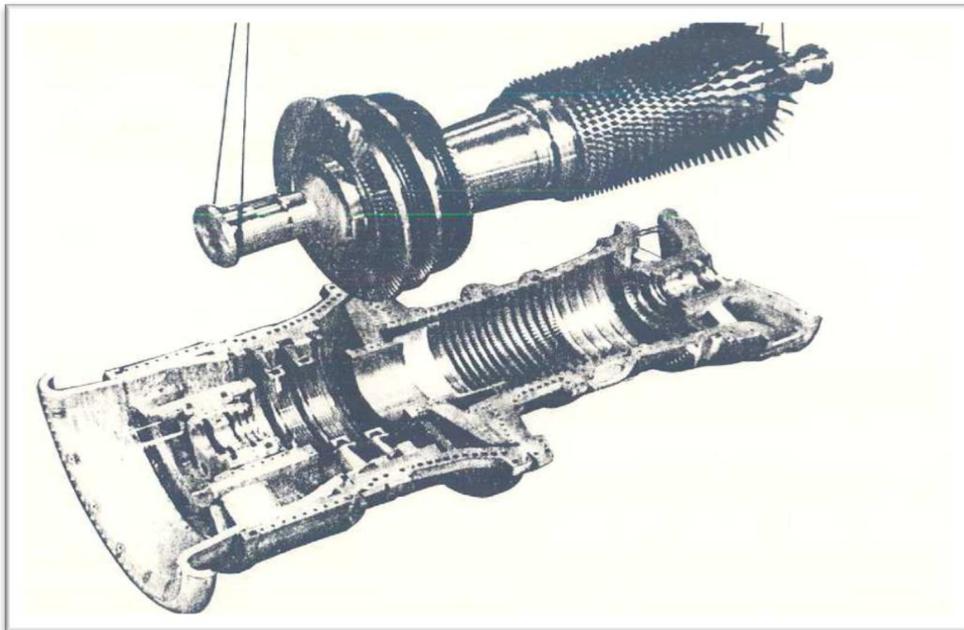


Figura 10. Compresor axial y flecha del rotor

Las ruedas están ensambladas entre sí mediante tornillos guías axiales que permiten el apriete correspondiente, formando de esta manera el rotor del compresor axial.

Entre cada etapa móvil del rotor se ubica una etapa fijo del estator, o sea que en la dirección del eje del compresor se suceden alternativamente una etapa fijo y una etapa móvil, conformando de esta manera el conjunto compresor axial, como se observa en la Figura 11

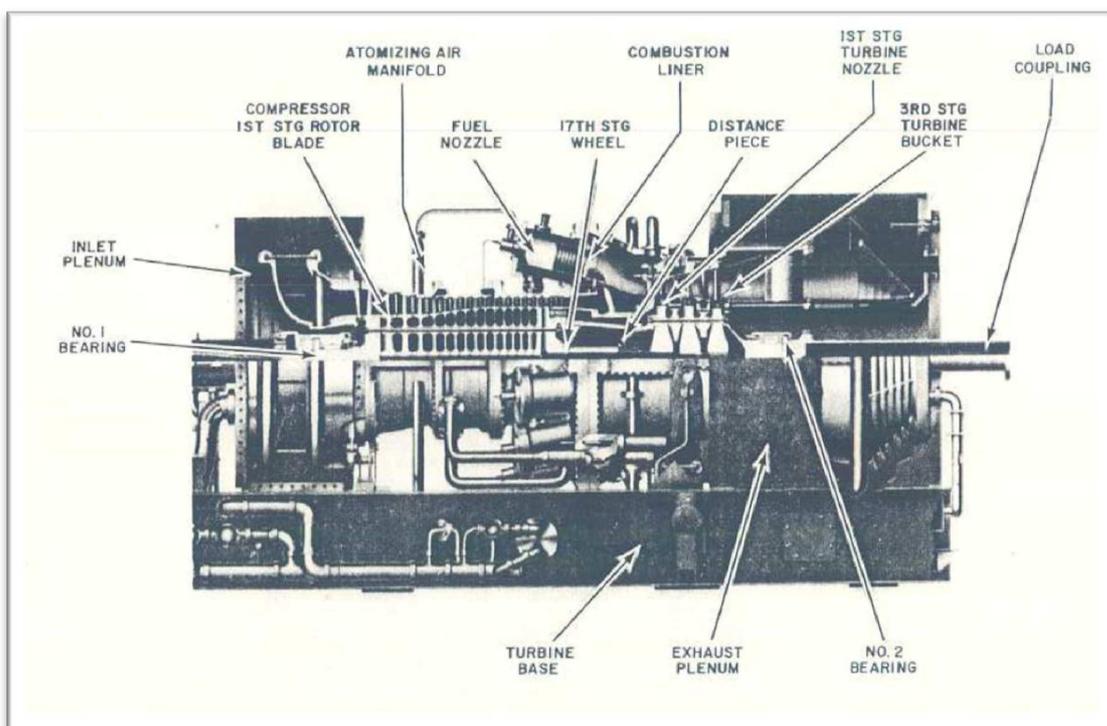


Figura 11. Rotor de turbina de gas, compresor y turbina

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

3.5. Principio de funcionamiento de la turbina a gas de un eje

El principio de funcionamiento de la turbina a gas de un solo eje, de acuerdo al esquema de la Figura 9 es el siguiente:

1. El aire ingresa al compresor axial en el punto (1) a las condiciones ambientales, previo a haber pasado por un filtro con el fin de retener las partículas de polvo u otras partículas contenidas en el aire ambiente. Dado que los parámetros ambientales varían durante el día e incluso varían también en función de la ubicación geográfica, es conveniente considerar condiciones standard. Las condiciones standard utilizadas en la industria son las condiciones ISO que establecen una temperatura de 15 °C y una presión de 1 kg/cm²

En el compresor axial el aire es comprimido hasta la presión de combustión, o máxima presión del ciclo, sin aporte de calor del medio y como consecuencia de ello la temperatura del aire se incrementa debido a la compresión del mismo. El caudal másico de aire aspirado es siempre mayor al necesario para producir la oxidación del combustible en la cámara de combustión. Este exceso, del orden de 6 a 7 veces es debido:

- a) La necesidad de lograr un adecuado enfriamiento de las partes calientes de la máquina (cámara de combustión, conductos de transición, estadios de toberas fijas, ruedas de alabes móviles y conductos de escape)
- b) La necesidad de disminuir la temperatura de los gases de combustión desde que se forman en la cámara de combustión hasta que estos ingresan en el primer estadio de alabes.

Dicho exceso de aire es lo que obliga al compresor axial a tener un gran tamaño y en consecuencia a absorber la mayor parte de la potencia entregada por la turbina, del orden de las 3/4 partes de la misma.

2. Una vez que el aire sale del compresor parte de él ingresa a la cámara de combustión tal como se indica en el punto (2) de la Figura 9, donde el combustible es inyectado produciéndose de esta manera la combustión del mismo, dando lugar al aporte de calor del medio a la máquina térmica.

El proceso de combustión se realiza a presión constante alcanzando muy altas temperaturas lo que da lugar a que se deba ingresar a la cámara de combustión aire de dilución a fin de disminuir la temperatura de los gases y aire de refrigeración para refrigerar el material del tubo de llama ubicado en el interior de la misma. El caudal másico de gases formados será igual a la suma del caudal de aire ingresado a la cámara de combustión más el caudal de combustible inyectado a la misma. Figura 12.

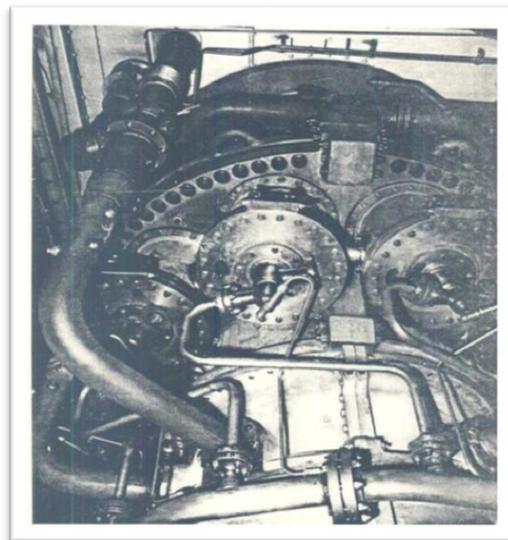


Figura 12. Cámaras de combustión

3. Los gases de combustión así enfriados a una temperatura aproximada a los 1.200 °C ingresan al primer estadio de álabes fijos, o toberas, de la

turbina como se indica en el punto (3) del esquema. La energía de presión de los gases de combustión es convertida en trabajo. Esta conversión se realiza en dos etapas:

a) En las toberas de la turbina los gases son expandidos y de esta manera la energía de presión de los mismos es transformada en energía cinética. (caso de las turbinas de acción)

b) Luego en los estadios (etapas) de álabes móviles de la turbina la energía cinética es convertida en energía mecánica (trabajo mecánico).

4. El ciclo finaliza cuando los gases de combustión después de expandirse en la turbina abandonan la misma y son expulsados a la atmósfera, tal como se indica en el punto (4) del esquema.

3.6. Descripción de las turbinas de gas de los turbogeneradores TG-1/2

A continuación se describen los elementos principales de la turbina de gas TG-1/2

3.6.1. Máquina diesel de arranque.

El sistema de arranque está compuesto por un motor diesel de arranque de 630 HP a 2,300 rpm, su velocidad en vacío es de 600 rpm \pm 100 Este motor es turbo cargado, lo que le permite mayor potencia. Cuenta con un motor de arranque de corriente directa de 125 volts y un botón de prueba para efectuar verificaciones de prueba en el motor diesel.

3.6.2. Convertidor hidráulico de torsión.

La finalidad de este dispositivo es suministrar la energía mecánica que produce la maquina diesel al engrane de accesorios en una forma gradual.

3.6.3. Sistema del virador hidráulico o ratchet.

El sistema del virador hidráulico tiene como finalidad girar la flecha de la turbina durante el arranque y después de haberse detenido. Durante el arranque, el virador hidráulico entrara en operación para hacer girar la flecha para ayudar al motor diesel a romper la inercia estática del rotor de la turbina. Por otro lado, una vez que se detuvo la turbina, el virador entra en operación para girar el rotor con la finalidad de evitar que se flexione, debido a su peso y a la temperatura a que esta se encuentra.

El mecanismo del ratchet se encuentra colocado en la caja de engranes del convertidor de torsión.

3.6.4. Aceite lubricante.

La función de este sistema, es suministrar el lubricante necesario para los cojinetes de la turbina, del generador, del engrane reductor de velocidad y del engrane de accesorios. Este sistema también proporciona aceite para la succión de la bomba del virador hidráulico, bomba de suministro de aceite de control y para cebar la succión de la bomba de suministro de aceite al convertidor de par o torsión, también proporciona la presión necesaria para el sistema de aceite de disparo. El aceite lubricante es de gran importancia debido a que evita el rozamiento de las partes móviles de la turbina disminuyendo en consecuencia el desgaste entre ellas.

3.6.5. Sistema de gas combustible.

El sistema de gas combustible tiene como finalidad suministrar el gas combustible para la combustión en función de la carga de la unidad.

El gobernador de la turbina comprende: (La salida demandada de combustible generada por cada uno de estos gobernadores/limitadores es comparada con cada una de las otras. El control ganador de demanda de combustible es el que resulte más bajo de todos en la comparación realizada).

- Controlador de arranque
- Gobernador de velocidad
- Limitador de aceleración
- Limitador de temperatura de escape o sobrettemperatura
- Limitador de máximo combustible

La demanda de combustible es convertida en una posición de la válvula de control de combustible a través de una correspondencia previamente definida, esto es para cada valor de demanda existe posición de la válvula de combustible. Luego la posición resultante de la válvula es limitada “eléctricamente” por medio del programa dentro de un valor mínimo y un valor máximo para establecer el valor final de la demanda de posición de la válvula. Esta señal es usada finalmente como la demanda de la válvula de control de combustible para efectos del lazo de control.

La demanda del flujo de combustible es comparada con la retroalimentación de la posición de la válvula para determinar la diferencia entre el valor requerido y la posición real, esta diferencia es usada para manejar a la válvula la cual es actuada por un motor de pasos.

3.6.6. Control de arranque

El control de arranque se encarga del manejo de combustible dentro de la unidad durante el periodo entre la finalización de la purga y el momento en que la velocidad mínima de operación es alcanzada. Este control provee un lazo abierto para el suministro de combustible determinado por la secuencia de de arranque.

3.6.7. Control de velocidad / aceleración

El control de velocidad / aceleración entra en funcionamiento una vez que la velocidad mínima de operación ha sido alcanzada. Desde este momento el control aceptara entradas de “subir” o “bajar” velocidad para modificar el punto de ajuste desde aproximadamente 95% hasta 107%.

El control de velocidad puede operar en dos modos:

- Isócrono, cuando la unidad trabaja aislada de la red o cuando el interruptor del generador está abierto, en este caso el tipo de control es de lazo cerrado.
- Droop, cuando opera compartiendo la carga con otras unidades en la red, en este tipo de modo cuando el interruptor del generador es cerrado, se da una apertura mínima adicional a la válvula de control de combustible de manera de asegurar que el generador tome alrededor de 1 MW cuando entre a la red. Esto es con la intención de evitar un paro por potencia inversa detectada.

3.6.9. Limitador de temperatura de escape o sobrettemperatura.

La temperatura de escape es medida a través de 13 termopares igualmente distribuidos a lo largo del difusor de escape de la turbina. Las lógicas de promedio,

diferencial y rechazo determinan cuantos termopares están operacionales y calculan el valor promedio de temperatura de descarga usado para los propósitos del control.

El punto de ajuste del limitador básico de temperatura se deriva como una función de presión de descarga del compresor. A medida que la presión aumenta, el punto de ajuste de temperatura será reducido. El propósito de esta función es proporcionar un límite de temperatura constante.

3.6.10. Sistema de alabes guías variables

El sistema de alabes variables tiene como finalidad, accionar o darle movimiento a los alabes guías de entrada de aire al compresor axial para hacer que estos permanezcan en posición de mínima abertura 34° durante la aceleración de la máquina para reducir la entrada de aire al compresor, logrando con esto reducir la capacidad presurizante del compresor axial, logrando con esto que el compresor tenga una aceleración suave y rápida, cuando el compresor a alcanzado aproximadamente el 95% de la velocidad el relevador de velocidad (14HS) envía una señal haciendo que los alabes variables abran a 84° , al bajar nuevamente la velocidad durante la secuencia de paro los alabes recuperan su posición de mínima abertura.

3.6.11. Sistema de aire de enfriamiento y sello.

El sistema de aire de enfriamiento y de sellos proporciona el flujo necesario de aire desde el compresor axial hacia las partes de la turbina, como son el rotor y el estator de la turbina con la finalidad de enfriarlas durante la operación normal de la unidad. Cuando la turbina de gas está operando, el aire es extraído de dos etapas del compresor de aire, así como también de su descarga. Este aire es usado para proporcionar las funciones de enfriamiento y sellado que se mencionan a continuación:

- Presurizar sellos de aceite de los engranes de carga (reductor de velocidad).
- Enfriar las partes internas.
- Enfriar la carcasa de la turbina de la estructura de escape.
- Presurizar sellos de aceite de los cojinetes de la turbina.
- Proporcionar aire de control para las válvulas operadas por aire.
- En la carcasa de la turbina, toberas y discos giratorios cuentan con pasajes de aire especialmente diseñados.

3.6.12. Sistema de ventilación de la turbina

La unidad turbogeneradora está provista de un sistema de ventilación en el compartimiento de accesorios y en el compartimiento de la turbina. El aire pasa del compartimiento de accesorios al compartimiento de la turbina para enfriar las partes externas de la máquina. De igual manera el generador es enfriado por aire, que es succionado de la atmósfera por unos ventiladores que se encuentran en el rotor del generador.

Los ventiladores son de tipo de flujo axial, con alabes individuales asegurados a la masa del rotor que se encuentra cercana a los extremos del rotor, las condiciones de entrada de aire a los ventiladores son controladas por una tobera de entrada. El aire es llevado a través de dos ductos de entrada que se encuentran colocadas cada uno a un lado del generador.

3.6.13. Enfriamiento de la turbina

El aire es extraído internamente de la 16^o etapa del compresor, fluye a través del rotor enfría la rueda o disco de la 1^o y 2^o etapa de la turbina así como la parte posterior del disco de la 2^o etapa y la cara delantera del disco de la 3^o etapa.

3.6.14. Enfriamiento de la carcasa de la turbina y del bastidor de escape

El enfriamiento de la carcasa de escape de la turbina y del bastidor de escape es efectuado por dos moto-ventiladores, los cuales están montados fuera de la turbina. Cada soplador cuenta con una malla de entrada y un silenciador de entrada y la descarga de cada uno de ellos pasa a través de una válvula check antes de entrar a la carcasa de la turbina.

El aire pasa a la carcasa de la turbina enfriándola y fluye a través de los pasajes de los pilares del cono de escape.

3.7. Análisis de la primera ley de la termodinámica

La energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma.

Un gran número de dispositivos de ingeniería como turbinas, compresores y toberas funcionan durante largos periodos bajo las mismas condiciones una vez completados el periodo de inicio transitorio y establecido la operación estable; y se clasifican como dispositivos de flujo estable. Los procesos en los que se utilizan estos dispositivos se pueden representar razonablemente bien a través de un proceso un tanto idealizado, llamado proceso de flujo estable, definido en el capítulo 1 como un proceso durante el cual un fluido fluye de manera estable por un volumen de control. Es decir, las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes durante todo el proceso. (Recuerde, estable significa ningún cambio con el tiempo.)

Durante un proceso de flujo estable, ninguna propiedad intensiva o extensiva dentro del volumen de control cambia con el tiempo. Por lo tanto, el volumen V , la masa m y el contenido de energía total E del volumen de control permanecen

constantes. Como resultado, el trabajo de frontera es cero para sistemas de flujo estable (puesto que $V_{vc} = \text{constante}$), y la masa total o energía que entra al volumen de control debe ser igual a la masa total o energía que sale de él (puesto que $m_{vc} = \text{constante}$ y $E_{vc} = \text{constante}$). Estas observaciones simplifican en gran medida el análisis.

Las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes durante un proceso de flujo estable. Sin embargo, las propiedades pueden ser diferentes en entradas y salidas distintas, e incluso podrían variar en la sección transversal de una entrada o salida. No obstante, las propiedades, entre otras la velocidad y la elevación, deben permanecer constantes con el tiempo tanto en un punto fijo como en una entrada o salida. Se deduce entonces que el flujo másico del fluido en una abertura debe permanecer constante durante un proceso de flujo estable. Como una simplificación adicional, las propiedades del fluido en una abertura son comúnmente consideradas uniformes (en algún valor promedio) en la sección transversal. Así, las propiedades del fluido en una entrada o salida pueden ser especificadas por los valores promedio únicos. Asimismo, las interacciones de calor o trabajo entre un sistema de flujo estable y sus alrededores no cambian con el tiempo. Por lo tanto, la potencia que entrega un sistema y la tasa de transferencia de calor hacia o desde el sistema permanece constante durante un proceso de flujo estable.

El balance de masa para un sistema general de flujo estable se dio como:

$$\sum m_{\text{Entrada}} = \sum m_{\text{Salida}}$$

El balance de masa para un sistema de flujo estable de corriente única (con sólo una entrada y una salida) se dio como:

$$m_1 = m_2 \rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

donde los subíndices 1 y 2 denotan los estados de la entrada y la salida, respectivamente, ρ es la densidad, V la velocidad de flujo promedio en la dirección del flujo y A el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo.

Durante un proceso de flujo estable, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante ($E_{vc} = \text{constante}$); por lo tanto, el cambio en la energía total del volumen de control es cero ($\Delta E_{vc} = 0$). En consecuencia, la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía que sale. Entonces, la forma de tasa del balance de energía general se reduce para un proceso de flujo estable a

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = dE_{\text{sistema}} / dt = 0$$

O bien

$$E_{\text{entrada}} = E_{\text{salida}} \quad (\text{kW})$$

En vista de que la energía se puede transferir por calor, trabajo y masa solamente, el balance de energía en la ecuación anterior para un sistema general de flujo estable se puede escribir también de manera explícita como

$$Q_{\text{entrada}} + W_{\text{entrada}} + \sum [m\theta]_{\text{entrada}} = Q_{\text{salida}} + W_{\text{salida}} + \sum [m\theta]_{\text{salida}}$$

O bien

$$Q_{\text{entrada}} + W_{\text{entrada}} + \sum [m(h + V^2/2 + gz)]_{\text{entrada}} = Q_{\text{salida}} + W_{\text{salida}} + \sum [m(h + V^2/2 + gz)]_{\text{salida}}$$

dado que la energía de un fluido en movimiento por unidad de masa es

$$\theta = h + e_c + e_p = h + V^2/2 + gz.$$

La primera ley o relación de balance de energía en el caso de un sistema general de flujo estable se convierte en

$$Q - W = \sum [m(h + V^2/2 + gz)]_{\text{salida}} - \sum [m(h + V^2/2 + gz)]_{\text{entrada}}$$

Obtener una cantidad negativa para Q. o W significa simplemente que la suposición es errónea y se debe invertir. Para dispositivos de una sola corriente, la ecuación del balance de energía de flujo estable es

$$Q - W = m [h_2 - h_1 + (V_2 - V_1)/2 + g(z_2 - z_1)]$$

Al dividir la ecuación entre m, se obtiene el balance de energía por unidad de masa como

$$q - w = h_2 - h_1 + (V_2 - V_1)/2 + g(z_2 - z_1)$$

donde $q = Q/m$ y $w = W/m$ son la transferencia de calor y el trabajo hecho, por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente. Cuando el fluido experimenta cambios insignificantes en sus energías cinética y potencial (es decir, $\Delta e_c \approx 0$, $\Delta e_p \approx 0$), la ecuación del balance de energía se reduce a

$$q - w = h_2 - h_1$$

3.7.1 Cálculo del trabajo realizado

En consideración con lo expuesto, la Figura 13 nos muestra los diagramas “temperatura – entropía” y “presión – volumen” para la operación de la turbina de gas.

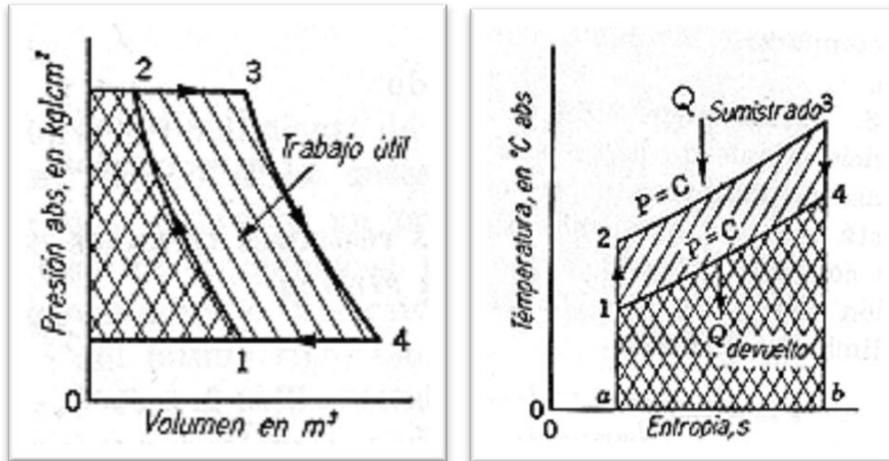


Figura 13. Diagramas

Las transformaciones teóricas que se realizan en la operación de la turbina de gas son las siguientes:

- i) La compresión 1-2 representa la compresión isoentrópica del aire que se realiza en el compresor axial.
- ii) La transformación 2-3 representa el proceso de combustión a presión constante donde se produce el aporte de calor (Q suministrado) del medio al sistema debido a la oxidación del combustible inyectado en el punto 2.
- iii) La transformación 3-4 representa la expansión isoentrópica de los gases de combustión que se desarrolla en la turbina.
- iv) No existe la transformación 4-1. En los diagramas se representa solo a modo de cerrar el ciclo ya que el ciclo BRAYTON es en realidad, como se ha explicado anteriormente, un ciclo abierto.
- v) Podemos interpretar que del punto 3 a 4 se produce la devolución de calor (Q devuelto) del sistema al medio, es decir la pérdida de calor al ambiente a través de los gases de escape de la turbina.

3.7.2. Cálculo del trabajo realizado por la turbina

El trabajo teórico realizado por la turbina a gas está representado en el diagrama "p – v" de la Figura 14 por el área comprendida entre la adiabática de expansión y el eje de ordenadas, es decir por el área rayada:

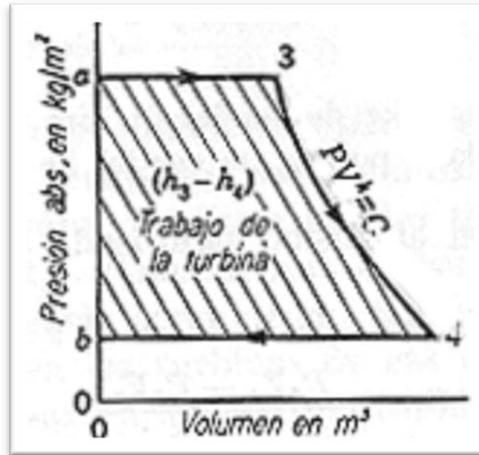


Figura 14 Diagrama p-v

Siendo el trabajo teórico de la turbina descrita por la expresión

$$W_{\text{turbina}} = m(h_3 - h_4)$$

Donde:

m = flujo másico del gas (kg/hr)

h₃ = entalpía de los gases de combustión a la entrada a la turbina (kJ/kg)

h₄ = entalpía de los gases de combustión al salir de la turbina (kJ/kg)

3.7.3. Cálculo del trabajo absorbido por el compresor

El trabajo teórico absorbido por el compresor axial está representado en el diagrama "p – v" de la Fig. 15 por el área comprendida entre la adiabática de compresión y el eje de ordenadas,

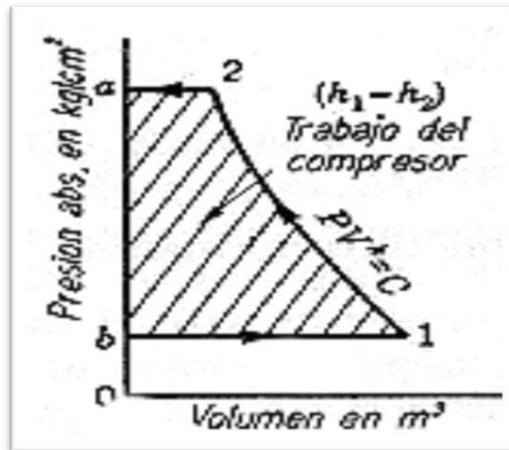


Figura 15. Diagrama p-v

Siendo el trabajo teórico del compresor descrita por la expresión

$$W_{\text{compresor}} = m(h_2 - h_1)$$

Donde:

m = flujo másico del gas (kg/hr)

h₁ = entalpía del aire a la entrada del compresor (kJ/kg)

h₂ = entalpía del aire al salir del compresor (kJ/kg)

3.7.4. Trabajo útil teórico entregado por la turbina

El trabajo útil teórico o trabajo neto teórico que entrega la turbina es la diferencia entre el trabajo teórico de turbina menos el trabajo teórico del compresor.

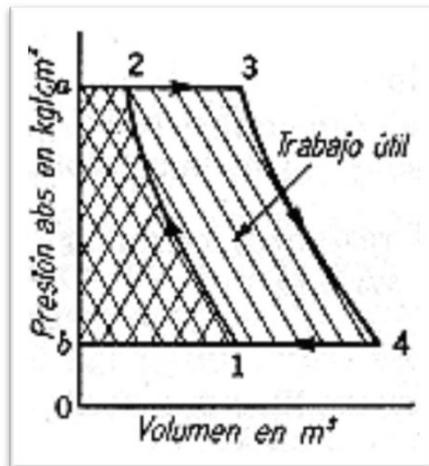


Figura 16. Trabajo útil teórico entregado por una turbina de gas

Gráficamente el trabajo útil teórico entregado por la turbina está representado por el área sombreada en diagonal de la Figura 16

$$W = W_{\text{turbina}} - W_{\text{compresor}}$$

Del trabajo total producido por la turbina, el compresor axial absorbe aproximadamente el 70 %, quedando solamente el 30 % disponible como trabajo útil.

3.8. Segunda Ley de la Termodinámica

En todo proceso se conserva la energía. Sin embargo, no todo proceso durante el cual se conserva la energía puede ocurrir. En sistemas aislados ocurren procesos espontáneos internos hasta que el sistema llega a una condición de equilibrio interno y externo. Este tipo de procesos ocurren siempre en una dirección y, aunque el sistema puede ser revertido a su estado inicial, esto nunca ocurre espontáneamente.

Cuando dos sistemas se encuentran en diferentes estados, existe un potencial de generar trabajo al pasar estos de sus estados iniciales a un estado de equilibrio mutuo. La Segunda Ley de la Termodinámica permite determinar el trabajo máximo teóricamente obtenible de dicho proceso y evaluar los factores que reducen este valor.

Al igual que la Primera Ley, la Segunda Ley de la Termodinámica está basada en evidencia experimental. Existen varias formas de expresarla y todas son fundamentalmente equivalentes. Dos formas especialmente útiles son el postulado de *Clausius* y el postulado de *Kelvin-Planck*. El primero afirma que *es imposible que un sistema opere de modo tal que el único resultado sea una transferencia de energía por calor de una fuente de temperatura determinada a otra de temperatura mayor*. El segundo afirma que *es imposible que un sistema aislado operando en ciclos genere trabajo mientras está en contacto con únicamente una fuente térmica*.

Un proceso se dice que es reversible si es posible volver tanto al sistema como a los alrededores a sus estados iniciales. Puede ser posible volver al sistema a su estado inicial, pero si no es posible volver tanto al sistema como a sus alrededores a sus estados iniciales entonces el proceso se dice que es irreversible. Se llama irreversibilidad a un efecto que cause que un proceso resulte irreversible. Algunas irreversibilidades típicas durante un proceso son las siguientes: transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita; expansión incontrolada de un gas; una reacción química espontánea; mezcla de materia de diferentes composiciones o a diferentes estados; fricción; flujo de corriente eléctrica a través de una resistencia; magnetización o polarización con histéresis; deformación inelástica. Evidentemente, los procesos reversibles son meramente hipotéticos; sin embargo, en muchos casos las irreversibilidades pueden minimizarse y el proceso reversible aproximarse con cierta exactitud.

Cuando las irreversibilidades ocurren dentro del sistema se dice que son irreversibilidades internas; cuando ocurren en los alrededores se dice que son externas. Todas las irreversibilidades pueden considerarse internas definiéndose la frontera de tal modo que incluya la parte de los alrededores donde ocurren. Si no ocurren irreversibilidades dentro del sistema se dice que éste es internamente reversible. Un proceso internamente reversible es un proceso cuasiestático durante el cual el sistema atraviesa una serie de estados de equilibrio.

Una máquina térmica es un sistema que, operando en ciclos, intercambia energía por transferencia de calor con otros sistemas y genera trabajo. En una máquina térmica no toda la energía que le es transferida por calor puede ser convertida a trabajo: parte de esta energía es transferida fuera del sistema a una temperatura inferior. La eficiencia térmica de una máquina térmica se define como la proporción entre el trabajo neto generado y la energía total transferida hacia el sistema:

$$\eta = \frac{w}{q}$$

Su valor siempre es menor que uno.

Dos corolarios de la Segunda Ley conocidos como *Corolarios de Carnot* son los siguientes:

- i) La eficiencia térmica de un ciclo termodinámico de potencia irreversible siempre es menor que la de un ciclo termodinámico de potencia reversible operando ambos entre las mismas temperaturas.
- ii) Todos los ciclos termodinámicos de potencia reversibles operando entre las mismas temperaturas tienen la misma eficiencia térmica.

3.8.1. Cálculo del rendimiento del ciclo

El rendimiento térmico de la operación de la turbina de gas se expresa como:

$$\eta = \frac{Q_{\text{aportado}} - Q_{\text{entregado}}}{Q_{\text{aportado}}}$$

$$\eta = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

3.9 Exergía

La propiedad exergía es el trabajo potencial de un sistema en un ambiente especificado y representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse cuando el sistema llega al equilibrio con el ambiente. Al contrario de la energía, el valor de la exergía depende tanto del estado del ambiente como del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de combinación. La exergía de un sistema que está en equilibrio con su ambiente es cero. El estado del ambiente se conoce como “estado muerto”.

Cuando dos sistemas en diferentes estados entran en contacto, existe una oportunidad de generar trabajo al pasar ambos de sus respectivos estados iniciales a un estado de equilibrio mutuo. Si el proceso ocurre de manera reversible, entonces el trabajo generado tiene el valor máximo. Cuando hay irreversibilidades presentes durante el proceso, entonces parte del potencial de generar trabajo que existía originalmente es disipado. En el caso de una reacción incontrolada en que los sistemas lleguen a un estado de equilibrio sin que se aproveche el proceso para generar trabajo, este potencial sería perdido en su totalidad.

Cuando uno de los sistemas es el ambiente y el otro es el sistema de estudio, entonces se conoce como *exergía* al trabajo máximo que en teoría pudiera

obtenerse al pasar el sistema de su estado inicial al estado de equilibrio con el ambiente al entrar ambos en contacto. El valor numérico de la exergía depende del estado del sistema y del estado del ambiente. Sin embargo, una vez especificado el estado ambiental, la exergía puede considerarse una propiedad del sistema.

En ausencia de efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y de tensión superficial, la exergía total de un sistema puede dividirse en cuatro componentes: exergía física, cinética, potencial y química. Es decir,

$$E = E^{PH} + E^K + E^P + E^{CH}$$

Cuando son evaluadas respecto al ambiente, las energías cinética y potencial son en principio totalmente convertibles a trabajo cuando el sistema pasa del estado inicial al estado ambiental, por lo tanto sus valores corresponden a las exergías cinética y potencial respectivamente.

Cuando un sistema se encuentra en equilibrio térmico y mecánico con el ambiente, y por lo tanto se encuentra en el estado ambiental, el valor de su exergía física es nula. La exergía química del sistema es el potencial de generar trabajo que posee el sistema respecto al ambiente al pasar del estado ambiental a un estado no sólo de equilibrio termomecánico sino también químico.

La exergía física de un sistema cerrado viene dada por :

$$E^{PH} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)$$

La expresión para el cambio de exergía es la siguiente:

$$E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

Cuando fluye materia a través de la frontera de un sistema abierto, cierta cantidad de exergía es transferida junto con el flujo de materia y cierta cantidad junto con el trabajo asociado a la presión del fluido a las entradas o salidas del volumen de control. La exergía de flujo específica se refiere a estos dos modos de exergía que fluye y viene dada por

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

o bien

$$E = m [(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$$

3.10. Breve descripción de la metodología de análisis

La metodología de análisis se describe brevemente a continuación:

- 1) Dividir convenientemente el sistema en volúmenes de control por medio de fronteras claramente especificadas.
- 2) Definir el ambiente del sistema.
- 3) Realizar las idealizaciones necesarias para desarrollar un modelo manejable.
- 4) Calcular los flujos de masa y de energía por medio de un análisis de Primera Ley.
- 5) Calcular los flujos de exergía y la destrucción de exergía en cada componente.
- 6) Definir y calcular las eficiencias exergéticas y otros parámetros de evaluación de cada componente.

3.10.1. Especificación de los volúmenes de control

Con el fin de aplicar el método de análisis exergético a un sistema, éste debe ser convenientemente dividido en volúmenes de control. En este estudio del ciclo de vapor de una central termoeléctrica, los volúmenes de control a estudiarse son los

principales componentes del ciclo, a saber: los intercambiadores de calor de la caldera, cada expansión de la turbina, el condensador, las bombas y los intercambiadores de calor del tren de calentadores.

La frontera del volumen de control puede ser tanto real como imaginaria. En el caso de que exista intercambio de calor entre el volumen de control y el ambiente, debe especificarse la temperatura de la frontera en las partes donde ocurre el intercambio de calor. Es decir, debe especificarse si el gradiente de temperaturas se encuentra dentro o fuera de esta, ya que en el primer caso, la destrucción de la exergía debida a una caída de la temperatura del fluido se considera una irreversibilidad interna al componente, mientras que en el segundo caso se considera una pérdida de exergía y por lo tanto una irreversibilidad externa.

3.10.2 El ambiente del sistema

La exergía es una propiedad inherente al sistema una vez que el ambiente ha sido especificado. A lo largo de este estudio, el ambiente del sistema se define por medio de los valores estándar de temperatura y presión ambiental de $T=25\text{ C}$ y $p=1\text{bar}$, respectivamente.

3.10.3 Idealizaciones

Los procesos que ocurren en una planta de vapor real son suficientemente complejos que se requiere de idealizaciones para desarrollar modelos termodinámicos útiles.

Para llevar a cabo el análisis, en esta tesis se hacen las siguientes idealizaciones.

- 1) El estudio se restringe al caso en que la planta opera en estado estacionario. Por lo tanto quedan fuera los problemas de carácter dinámico.
- 2) Los efectos de la energía cinética y potencial de los flujos másicos de las corrientes que entran o salen del volumen de control se desprecian en este

reporte, debido a que, en la mayoría de los procesos de conversión de energía, los cambios en estas formas de energía resultan insignificantes comparados con los cambios en la entalpía de los flujos másicos de las mismas corrientes. Consecuentemente, los términos de exergía cinética y potencial se desprecian.

- 3) Se considera que todos los componentes de la planta operan adiabáticamente. El único intercambio de calor que ocurre entre el sistema y el ambiente es por medio de la chimenea.
- 4) La sustancia de trabajo es agua y para ésta no se considera la parte de potencial químico en el cálculo de la exergía.
- 5) Se toman los valores de eficiencia del compresor y turbina por separado.

3.10.4 Análisis con la Primera Ley

Haciendo un análisis con la Primera Ley se obtienen los valores del trabajo generado por la turbina, el calor suministrado a la caldera, el calor liberado al ambiente por medio del condensador y el trabajo utilizado por las bombas.

Las ecuaciones fundamentales utilizadas en el análisis energético son los balances de masa y de energía para volumen de control en estado estacionario, ecuación:

$$Q - W = m [h_2 - h_1 + (V_2 - V_1)/2 + g(z_2 - z_1)]$$

3.10.5. Análisis exergético

Por medio del análisis exergético se calcula la magnitud de la destrucción de exergía en cada componente durante el proceso.

$$E = m [(h - h_o) - T_o(s - s_o)]$$

3.10.6. Eficiencias exergéticas

El parámetro usado tradicionalmente para evaluar el funcionamiento termodinámico de un sistema es la eficiencia térmica, definida en términos generales como la proporción entre la energía en la forma final deseada y la energía suministrada al sistema.

En esta definición, las cantidades de energía se comparan sin hacer referencia a la calidad de ésta. Empleando el concepto de exergía, la calidad de la energía puede compararse.

La eficiencia exergética se define en términos generales como la proporción entre la exergía del producto y la exergía del recurso:

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E_r}$$

CAPITULO 4
ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO

4.1. Memoria de cálculo

Los cálculos están basados en datos de operación actual de los turbogeneradores, con los cuales se ha realizado un balance de materia y energía para la evaluación del funcionamiento de la caldera de recuperación bajo los parámetros de operación proporcionados por la turbina,

4.1.1. Cálculo de la presión de saturación de vapor de agua

$$P_v = \Phi * P_{sat} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.1})$$

P_v = Presión de vapor de agua (kpa)

Φ = Humedad relativa (%)

P_{sat} = Presión de saturación (kpa)

4.1.2. Calculo del contenido de agua en el aire

$$w = \frac{0.622 * P_v}{P - P_v} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.2})$$

w = Relación kg de agua / kg de aire seco (kg/kg)

P_v = Presión del vapor de agua (kpa)

P = Presión del sistema (kpa)

4.1.3. Cálculo de la potencia del compresor

$$W_{comp} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.3})$$

W_{comp} = Potencia real del compresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpia del aire a la salida del compresor (kJ/kg)

h_1 = Entalpia del aire a la entrada del compresor (kJ/kg)

η_c = Eficiencia del compresor (a dimensional)

4.1.4. Cálculo de la entalpia en el punto n

$$h_n = C_{p_n} * m_n * T_n \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.4.})$$

h_n = Entalpia en el punto n (kJ/kg)

C_{p_n} = Capacidad calorífica en el punto n (kJ/kg.K)

m_n = flujo en el punto n (kg/hr)

T_n = temperatura en el punto n (K)

4.1.5. Cálculo de la temperatura de flama

$$\begin{aligned} \Sigma m_{\text{reac}} (h_{\text{form reac}} + h_{T \text{ flama reac}} - h_{298 \text{ reac}}) \\ = \Sigma m_{\text{prod}} (h_{\text{form prod}} + h_{T \text{ flama prod}} - h_{298 \text{ reac}}) \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.5.}) \end{aligned}$$

m_{reac} = Flujo de los reactivos (kmol/hr)

$h_{\text{form reac}}$ = Entalpia de formación de los reactivos (kJ/kmol)

$h_{T \text{ de flama reac}}$ = Entalpia a la temperatura de flama de los reactivos (kJ/kmol)

$h_{298 \text{ reac}}$ = Entalpia de los reactivos a 298 °C (kJ/kmol)

m_{prod} = Flujo de los productos (kmol/hr)

h_{prod} = Entalpia de formación de los productos (kJ/kmol)

h_{prod} = Entalpia a la temperatura de flama de los productos (kJ/kmol)

$h_{298 \text{ prod}}$ = Entalpia de los productos a 298 °C (kJ/kmol)

4.1.6. Cálculos de la potencia de la turbina

$$W_{\text{turb}} = (h_3 - h_4) * \eta_t \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.6.})$$

W_{turb} = Potencia real de la turbina (kJ/kg)

h_4 = Entalpia de los gases de combustión a la salida de la turbina (kJ/kg)

h_3 = Entalpia de los gases de combustión a la entrada de la turbina (kJ/kg)

η_t = Eficiencia de la turbina (adimensional)

4.1.7. Cálculo de la potencia de una turbina de Gas

$$W_{TG} = W_{turb} - W_{comp} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.7})$$

W_{TG} = Potencia real de la turbina de gas (kJ/kg)

W_{turb} = Potencia real entregada por la turbina (kJ/kg)

W_{comp} = Potencia real consumida por el compresor (kJ/kg)

4.1.8. Cálculo de la eficiencia de una turbina de Gas

$$\eta_{TG} = \frac{W_{turb} - W_{comp}}{h_3 - h_2} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.8})$$

η_{TG} = Eficiencia real de la turbina de gas (a dimensional)

W_{turb} = Potencia real entregada por la turbina (kJ/kg)

W_{comp} = Potencia real consumida por el compresor (kJ/kg)

h_3 = Entalpia de los gases de combustión a la entrada de la turbina (kJ/kg)

h_2 = Entalpia del aire a la salida del compresor (kJ/kg)

4.1.9. Cálculo del calor intercambiado en el economizador

$$Q_{econ} = h_{LS} - h_{LSe} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.9})$$

Q_{econ} = Calor intercambiado en el economizador (kJ/kg)

h_{LS} = Entalpía del líquido saturado (kJ/kg)

h_{LSe} = Entalpía del líquido sub enfriado (kJ/kg)

4.1.10. Cálculo del calor intercambiado en el evaporador

$$Q_{\text{evap}} = h_{\text{VS}} - h_{\text{LS}} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.10})$$

Q_{evap} = Calor intercambiado en el evaporador (kJ/kg)

h_{VS} = Entalpia del vapor saturado (kJ/kg)

h_{LS} = Entalpia del líquido saturado (kJ/kg)

4.1.11. Cálculo del calor intercambiado en el sobrecalentador

$$Q_{\text{sob}} = h_{\text{VSC}} - h_{\text{VS}} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.11})$$

Q_{sob} = Calor intercambiado en el sobrecalentador (kJ/kg)

h_{VSC} = Entalpia del vapor sobrecalentado (kJ/kg)

h_{VS} = Entalpia del vapor saturado (kJ/kg)

4.1.12. Cálculo del calor total intercambiado

$$Q_{\text{Total}} = Q_{\text{econ}} + Q_{\text{evap}} + Q_{\text{sob}} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.12})$$

Q_{Total} = Calor intercambiado Total (kJ/kg)

Q_{econ} = Calor intercambiado en el economizador (kJ/kg)

Q_{evap} = Calor intercambiado en el evaporador (kJ/kg)

Q_{sob} = Calor intercambiado en el sobrecalentador (kJ/kg)

4.1.13. Cálculo de la temperatura de la chimenea

$$T_{\text{chim}} = T_4 - \frac{Q_{\text{Total}}}{m_4 * Cp_4} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.13})$$

T_{chim} = Temperatura de la chimenea (K)

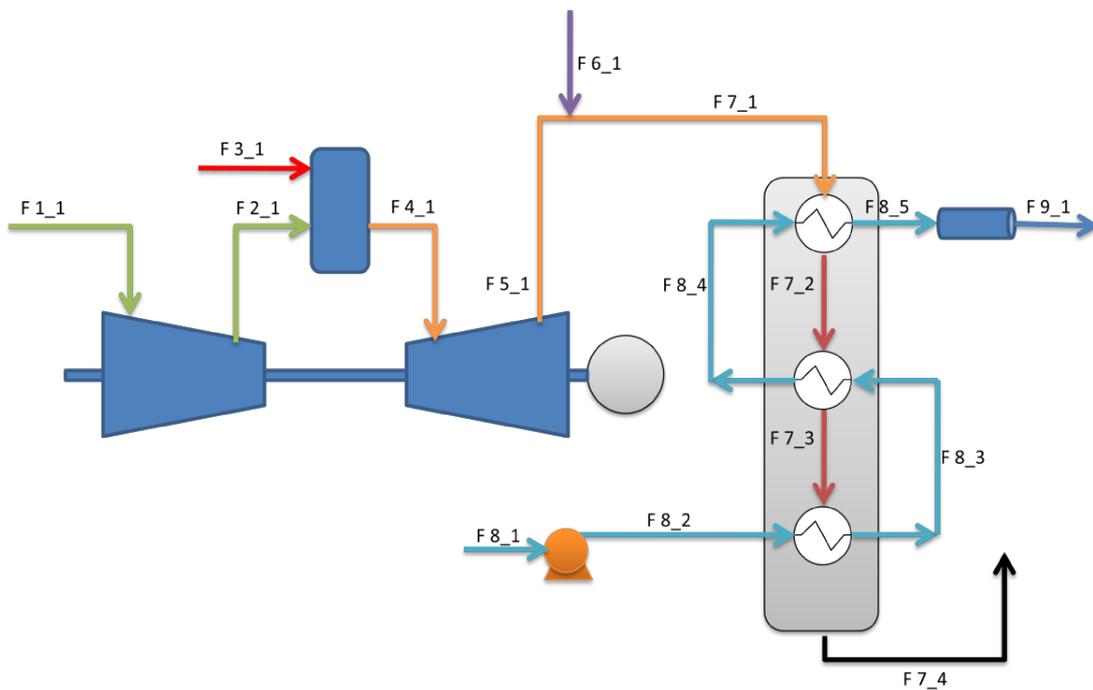
T_4 = Temperatura a la salida de la turbina de gas (K)

Q_{Total} = Calor intercambiado Total (kJ/kg)

m_4 = Flujo de los gases de combustión (kg/hr)

Cp_4 = Capacidad calorífica de los gases de combustión (kJ/kg.K)

4.1.14. Diagrama del Turbogenerador



4.1.14.1. Descripción de corrientes.

F 1_1: Flujo de aire a la entrada del compresor.

F 2_1: Flujo de aire a la salida del compresor.

F 3_1: Flujo de entrada de gas combustible.

F 4_1: Flujo a la salida de la cámara de combustión y entrada a la turbina.

F 5_1: Flujo del exhausto de la turbina.

F 6_1: Flujo de aire de enfriamiento de carcasa.

F 7_1: Flujo de gases de escape.

F 7_2: Flujo de gases de escape a la salida del sobrecalentador.

F 7_3: Flujo de gases de escape a la salida del evaporador.

F 7_4: Flujo de gases de escape a la salida del economizador o chimenea.

F 8_1: Flujo de agua de calderas a la salida del deareador.

F 8_2: Flujo de agua de calderas a la entrada del economizador.

F 8_3: Flujo de agua de calderas a la salida del economizador y entrada al evaporador.

F 8_4: Flujo de vapor a la salida del evaporador y entrada al sobrecalentador.

F 8_5: Flujo de vapor a la salida del sobrecalentador.

4.2. Balances

4.2.1. Sumario de las variables de cada corriente

Entrada de aire al compresor

F 1_1	348078.87 kg/hr	F 1_1	348078.87 kg/hr
T 1_1	31.00 °C	T 1_1	304.15 K
P 1_1	-0.00380 kg/cm ²	P 1_1	100.95 kPa
%H 1_1	68.00 %	%H 1_1	68.00 %

Salida de aire del compresor

F 2_1	348078.87 kg/hr	F 2_1	348078.87 kg/hr
T 2_1	343.00 °C	T 2_1	616.15 K
P 2_1	8.37 kg/cm ²	P 2_1	921.80 kPa

Entrada de gas combustible

F 3_1	8120.00 Nm ³ /hr	F 3_1	5323.78 kg/hr
T 3_1	35.00 °C	T 3_1	308.15 K
P 3_1	8.37 kg/cm ²	P 3_1	921.80 kPa

Composición del gas combustible

	Composición		Fracción	
CH ₄	81.780000	%	CH ₄	0.81780
C ₂ H ₆	11.120000	%	C ₂ H ₆	0.11120
C ₃ H ₈	0.441800	%	C ₃ H ₈	0.00442
C ₄ H ₁₀	0.004200	%	C ₄ H ₁₀	0.00004
N ₂	6.654000	%	N ₂	0.06654
	100.0000	%		1.00000

Salida de la cámara de combustión y entrada a la turbina

F 4_2	353402.65 kg/hr	F 4_2	353402.65 kg/hr
T 4_2	819.73 °C	T 4_2	1092.88 K

P 4_2	8.37 kg/cm ²	P 4_2	921.80 kPa
Exhausto de turbina			
F 5_1	353402.65 kg/hr	F 5_1	353402.65 kg/hr
T 5_1	514.00 °C	T 5_1	787.15 K
P 5_1	0.12 kg/cm ²	P 5_1	113.22 kPa
Flujo de aire de enfriamiento de carcasa			
F 6_1	1200.00 kg/hr	F 6_1	1200.00 kg/hr
T 6_1	31.00 °C	T 6_1	304.15 K
P 6_1	0.12132 kg/cm ²	P 6_1	113.22 kPa
Gases de escape			
F 7_1	354648.44 kg/hr	F 7_1	354648.44 kg/hr
T 7_1	511.70 °C	T 7_1	784.85 K
P 7_1	0.12 kg/cm ²	P 7_1	113.22 kPa
Gases de escape a la salida del sobrecalentador			
F 7_2	354648.44 kg/hr	F 7_2	354648.44 kg/hr
T 7_2	477.36 °C	T 7_2	750.51 K
P 7_2	0.12 kg/cm ²	P 7_2	113.22 kPa
Gases de escape a la salida del evaporador			
F 7_3	354648.44 kg/hr	F 7_3	354648.44 kg/hr
T 7_3	301.04 °C	T 7_3	574.19 K
P 7_3	0.12 kg/cm ²	P 7_3	113.22 kPa
Gases de escape a la salida del economizador o chimenea			
F 7_4	354648.44 kg/hr	F 7_4	354648.44 kg/hr
T 7_4	220.00 °C	T 7_4	493.15 K
P 7_4	0.12 kg/cm ²	P 7_4	113.22 kPa

Salida de agua de calderas del deareador

F 8_1	48385.98 kg/hr	F 8_1	48385.98 kg/hr
T 8_1	99.6 °C	T 8_1	372.75 K
P 8_1	2 kg/cm ²	P 8_1	297.46 kPa

Entrada de agua de calderas al economizador

F 8_2	48385.97784 kg/hr	F 8_2	48385.98 kg/hr
T 8_2	99.6 °C	T 8_2	372.75 K
P 8_2	48.54 kg/cm ²	P 8_2	4861.32 kPa

Salida de agua de calderas del economizador y entrada al evaporador

F 8_3	48385.97784 kg/hr	F 8_3	48385.98 kg/hr
T 8_3	261.65 °C	T 8_3	534.80 K
P 8_3	48.04 kg/cm ²	P 8_3	4812.29 kPa
X 8_3	0	X 8_3	0.00

Salida de vapor del evaporador y entrada al sobrecalentador

F 8_4	48385.97784 kg/hr	F 8_4	48385.98 kg/hr
T 8_4	261.01 °C	T 8_4	534.16 K
P 8_4	47.54 kg/cm ²	P 8_4	4763.25 kPa
X 8_4	1	X 8_4	1.00

Salida de vapor del sobrecalentador

F 8_5	48385.97784 kg/hr	F 8_5	48385.98 kg/hr
T 8_5	372.00 °C	T 8_5	645.15 K
P 8_5	47.04 kg/cm ²	P 8_5	4714.22 kPa

Salida de vapor de la línea de transmisión a plantas

F 9_1	48385.97784 kg/hr	F 9_1	48385.98 kg/hr
T 9_1	372 °C	T 9_1	645.15 K
P 9_1	42 kg/cm ²	P 9_1	4220.12 kPa
Diametro	6.5 pulg	Diametro	0.1651 m

Longitud

2000 m

Longitud

2000 m

4.2.1.1. Porcentajes de error por solución de ecuaciones simultáneas

Error 4_2	0.00000	con este se ajusta T 4_2
Error 7_1	0.00000	con este se ajusta T 7_1
Error 7_2	0.00000	con este se ajusta T 7_2
Error 7_3	0.00000	con este se ajusta T 7_3
Error 7_4	0.00000	con este se ajusta T 7_4
Error 8_1	0.00000	con este se ajusta T 8_1
Error 9_1	0.00000	con este se ajusta P 8_1
Bryton	20.0000	MG

4.2.2. Cálculo de la corriente de aire a la entrada

4.2.2.1. Calculo de la humedad de la corriente 1_1

F 1_1	348078.87	kg/hr
T 1_1	304.15	K
P 1_1	100.95191	kPa
%H 1_1	68	%
Psat 1_1	4.4860295	kPa
Pv 1_1	3.0505001	kPa
Ppas 1_1	97.901406	kPa
rel H ₂ O/aire 1_1	0.0193808	kg H ₂ O/kg aire
aire 1_1	341461.07	kg/hr
H ₂ O 1_1	6617.8008	kg/hr

4.2.2.2. Calculo de la composición mol de la corriente 1_1

PM aire	28.85	kg/kmol
PM agua	18.02	kg/kmol
mol aire 1_1	11835.714	kmol/hr
mol H ₂ O 1_1	367.34948	kmol/hr

componente	Frac comp	moles kmol/hr	Frac mol	PM 1_1 kg/kmol
O ₂	0.210	2485.500	0.204	31.999
N ₂	0.790	9350.214	0.766	28.013
H ₂ O	1.000	367.349	0.030	18.015
		12203.064	1.000	28.524

4.2.2.3. Calculo de la entalpia de la corriente 1_1

Cp 1_1	29.31	kJ/kmol.K
h 1_1	312.49994	kJ/kg

4.2.2.4. Calculo de la entalpia de la corriente 2_1

F 2_1	348078.87	kg/hr
T 2_1	616.15	K
P 2_1	921.80	kPa
Cp 2_1	30.95	kJ/kmol.K
h 2_1	668.46	kJ/kg
K	1.43	

4.2.2.5. Calculo de la potencia consumida por el compresor

h 2_1 - h 1_1	355.96	kJ/kg
---------------	--------	-------

$W_{\text{compresor}}$	34417.74 kW
$\lambda_{\text{compresor}}$	92.00 %
$W_{\text{compresor}}$	37410.59 kW

4.2.3. Cálculo de la combustión.

4.2.3.1. Flujo molar por componente de la corriente 4_1

F 2_1	348078.87 kg/hr
F 3_1	5323.78 kg/hr
PM 2_1	28.52 kg/kmol
PM 3_1	18.52 kg/kmol
F 2_1	12203.06 kmol/hr
F 3_1	287.38 kmol/hr

4.2.3.1.1. Composición de la corriente 4_1

	kmol/hr	Fracción
O ₂	2485.50	0.198992
N ₂	9350.21	0.748589
H ₂ O	367.35	0.029410
CH ₄	235.02	0.018816
C ₂ H ₆	31.96	0.002559
C ₃ H ₈	1.27	0.000102
C ₄ H ₁₀	0.01	0.000001
N ₂	19.12	0.001531

1

F 4_1	12490.45 kmol
-------	---------------

4.2.3.2. Balance estequiométrico de la combustión

4.2.3.2.1. Reactivos 4_1

	compuesto	C	H	Total C	Total H
2485.500	O ₂	0	0	0.0	0.0

9350.214	N ₂	0	0	0.0	0.0
367.349	H ₂ O	0	0	0.0	0.0
235.023	CH ₄	1	4	235.0	940.1
31.957	C ₂ H ₆	2	6	63.9	191.7
1.270	C ₃ H ₈	3	8	3.8	10.2
0.012	C ₄ H ₁₀	4	10	0.0	0.1
19.123	N ₂	0	0	0.0	0.0
				302.8	1142.1

4.2.3.2.2.Productos 4_2

compuesto	
302.794	CO ₂
571.055	H ₂ O
1897.178	O ₂
9369.337	N ₂
367.349	H ₂ O

	F 4_1	F 4_2
Balance molar	12490	12508 kmol/hr
Balance másico	353403	353402 kh/hr

4.2.3.3. Calculo de la temperatura de combustión

T 2_1	616.15 K
T 3_1	308.15 K
T 4_2	1092.8834 K

4.2.3.3.1. Calores de Reactivos 4_1

Temperatura	moles	Δh_{f298}°	h_T	h_{298}	h_i
		–	–	–	–

	K	kmol/hr	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/hr
O ₂	616.15	2,485.50	0.00	19,985.47	8,768.78	27,879,093.32
N ₂	616.15	9,350.21	0.00	18,686.51	8,668.36	93,671,928.22
H ₂ O	616.15	367.35	0.00	22,544.40	10,034.50	4,595,503.69
CH ₄	308.15	235.02	-74,850.00	0.00	0.00	-17,591,435.68
C ₂ H ₆	308.15	31.96	-84,680.00	0.00	0.00	-2,706,125.98
C ₃ H ₈	308.15	1.27	-103,850.00	0.00	0.00	-131,854.39
C ₄ H ₁₀	308.15	0.01	-126,150.00	0.00	0.00	-1,522.65
N ₂	308.15	19.12	0.00	8,966.91	8,668.36	5,709.10
						105,721,295.64

4.2.3.3.2. Calores de Productos 4_2

	Temperatura	moles	Δh_{f298}°	h_T	h_{298}	h_i
	K	kmol/hr	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/hr
CO ₂	1092.8834	302.79	-393,520.00	60,719.68	11,084.66	-104,126,296.21
H ₂ O	1092.8834	571.06	-241,820.00	46,174.10	10,034.50	-117,454,880.83
O ₂	1092.8834	1,897.18	0.00	38,533.47	8,768.78	56,468,930.44
N ₂	1092.8834	9,369.34	0.00	36,157.78	8,668.36	257,557,678.58
H ₂ O	1092.8834	367.35	0.00	46,174.10	10,034.50	13,275,863.66
		12,507.71	-635,340.00	227,759.14	48,590.80	105,721,295.64

4.2.3.4. Calculo de la entalpia de la corriente 4_2

F 4_2	353402.65 kg/hr
T 4_2	1092.88 K
P 4_2	921.80 kPa
PM 4_2	28.25 kg/kmol
h 4_2	456171.67 kJ/kmol
h 4_2	1614.50 kJ/kg

4.2.3.5. Cálculo de la entalpía de la corriente 5_1

F 5_1	353402.65 kg/hr
T 5_1	787.15 K
P 5_1	113.22243 kPa
PM 5_1	28.254753 kg/kmol
Cp 5_1	32.660469 kJ/kmol.K
h 5_1	25708.689 kJ/kmol
h 5_1	909.88899 kJ/kg

4.2.3.6. Cálculo de la Potencia de la turbina

h 4_2 - h 5_1	704.60635 kJ/kg
W turbina	69169.381 kW
λ turbina	83 %
W turbina	57410.586 kW

4.2.4. Cálculo de la Potencia del Ciclo

W compresor	37410.586 kW
W turbina	57410.586 kW
W entregado	20000 kW
λ ciclo	21.308806 %

4.2.5. Cálculo de la composición de la corriente 6_1

F 6_1	1200 kg/hr
T 6_1	304.15 K
P 6_1	113.22243 kPa
rel H ₂ O/aire 1_1	0.0193808 kg H ₂ O/kg aire
aire 6_1	1223.257 kg/hr
H ₂ O 6_1	22.814832 kg/hr

4.2.5.1. Calculo de la composición mol de la corriente 6_1

PM aire	28.85006	kg/kmol
PM agua	18.015	kg/kmol
mol aire 6_1	42.400501	kmol/hr
mol H ₂ O 6_1	1.2664353	kmol/hr
Cp 6_1	41.928109	kJ/kmol.K

4.2.5.2. Calculo de la composición mol de la corriente 7_1

	moles	Fraccion mol	F 7_1
	kmol/hr		kg/hr
CO ₂	302.79396	0.024124354	13325.96206
H ₂ O	939.67121	0.074865962	16928.17681
O ₂	1906.0825	0.151862375	60992.73416
N ₂	9402.8332	0.749147309	263401.5673
	12551.381		354648.4404

4.2.5.3. Calculo de la temperatura de la corriente 7_1

F 7_1	354648.44	kg/hr
T 7_1	784.85	K
P 7_1	113.22	kPa
T 5_1	787.15	K
Cp 5_1	3.27E+01	kJ/kmol.K
Cp 5_1*	3.26E+01	kJ/kmol.K
Q 5_1	937835.61	kJ/kmol
T 6_1	304.15	K
Cp 6_1	41.93	kJ/kmol.K
Cp 6_1*	47.43	kJ/kmol.K
Q 6_1	937835.61	kJ/kmol

4.2.5.4. Calculo de la entalpia de la corriente 7_1

F 7_1	354648.44 kmol/hr
T 7_1	784.85 K
PM 7_1	28.26 kg/kmol
Cp 7_1	32.64 kJ/kmol.K
h 7_1	25619.80 kJ/kmol
h 7_1	906.71 kJ/kg
h 7_1	321563835 kJ/hr

4.2.6. Calculo del recuperador de calor

4.2.6.1. Calculo de la entalpia de la corriente 8_1

F 8_1	48385.98 kg/hr
T 8_1	372.75 K
P 8_1	297.46 kPa
h 8_1	417.48501 kJ/kg
h 8_1	20200420 kJ/hr

4.2.6.2. Calculo de la entalpia de la corriente 8_2

F 8_2	48385.98 kg/hr
T 8_2	372.75 K
P 8_2	4861.32 kPa
h 8_2	420.92509 kJ/kg
h 8_2	20366872 kJ/hr

4.2.6.3. Calculo de la potencia de bombeo

h 8_1	20200420 kJ/hr
-------	----------------

h_{8_2}	20366872 kJ/hr
$h_{8_2} - h_{8_1}$	166451.64 kJ/hr
W_{bomba}	46.24 kW
λ_{bomba}	83 %
W_{bomba}	55.71 kW

4.2.6.4. Calculo de la entalpia de la corriente 8_3

F_{8_3}	48385.98 kg/hr
T_{8_3}	534.79713 K
P_{8_3}	4812.29 kPa
X_{8_3}	0.00
h_{8_3}	1142.5352 kJ/kg
h_{8_3}	55282685 kJ/hr

4.2.6.5. Calculo de la potencia del economizador

h_{8_2}	20366872 kJ/hr
h_{8_3}	55282685 kJ/hr
$h_{8_3} - h_{8_2}$	34915813 kJ/hr
$W_{economizador}$	9698.84 kW

4.2.6.6. Calculo de la entalpia de la corriente 7_4

F_{7_4}	354648.44 kg/hr
T_{7_4}	493.15 K
P_{7_4}	113.22 kPa
Cp_{7_4}	30.76 kJ/kmol.K
h_{7_4}	536.87132 kJ/kg
h_{7_4}	190400575 kJ/hr
$h_{7_3} - h_{7_4}$	34915813 kJ/hr

4.2.6.7. Calculo de la entalpia de la corriente 8_4

F 8_4	48385.98 kg/hr
T 8_4	534.16359 K
P 8_4	4763.25 kPa
X 8_4	1.00
h 8_4	2796.4713 kJ/kg
h 8_4	135309998 kJ/hr

4.2.6.8. Calculo de la potencia del evaporador

h 8_3	55282685 kJ/hr
h 8_4	135309998 kJ/hr
h 8_4 - h 8_3	80027312 kJ/hr
W _{evaporador}	22229.81 kW

4.2.6.9. Calculo de la entalpia de la corriente 7_3

F 7_3	354648.44 kg/hr
T 7_3	574.19 K
P 7_3	113.22 kPa
Cp 7_3	31.26 kJ/kmol.K
h 7_3	635.32322 kJ/kg
h 7_3	225316388 kJ/hr
h 7_2 - h 7_3	80027312

4.2.6.10. Calculo de la entalpia de la corriente 8_5

F 8_5	48385.98 kg/hr
T 8_5	645.15 K
P 8_5	4714.22 kPa
h 8_5	3131.6952 kJ/kg
h 8_5	151530133 kJ/hr

4.2.6.11. Calculo de la potencia del sobrecalentador

h 8_4	135309998 kJ/hr
h 8_5	151530133 kJ/hr
h 8_5 - h 8_4	16220135 kJ/hr
W sobrecalentador	4505.59 kW

4.2.6.12. Calculo de la entalpia de la corriente 7_2

F 7_2	354648.44 kg/hr
T 7_2	750.51 K
P 7_2	113.22 kPa
Cp 7_2	32.41 kJ/kmol.K
h 7_2	860.97573 kJ/kg
h 7_2	305343700 kJ/hr
h 7_1-h 7_2	16220135 kJ/hr

4.2.7. Cálculo del Cp

4.2.7.1. Cuadro de constantes para Cp

$$Cp = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \text{kJ/kmol.K}$$

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d
Oxigeno	O ₂	25.48	1.52E-02	-7.16E-06	1.31E-09
Nitrogeno	N ₂	28.9	-1.57E-03	8.08E-06	-2.87E-09
Agua	H ₂ O	32.24	1.92E-03	1.06E-05	-3.60E-09
Metano	CH ₄	19.89	5.02E-02	1.27E-05	-1.10E-08
Etano	C ₂ H ₆	6.9	1.73E-01	-6.41E-05	7.29E-09
Propano	C ₃ H ₈	-4.04	3.05E-01	-1.57E-04	3.17E-08
Butano	C ₄ H ₁₀	3.96	3.72E-01	-1.83E-04	3.50E-08
Dioxido de carbono	CO ₂	22.26	5.98E-02	-3.50E-05	7.47E-09

4.2.7.2. Calculo de cp 1_1

T 1_1

304.15 K

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.20367836	2.95E+01	6.00E+00
N ₂	0.76621859	2.91E+01	2.23E+01
H ₂ O	0.03010305	3.37E+01	1.01E+00
			2.93E+01

4.2.7.3. Calculo de cp 2_1

T 2_1

616.15 K

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.20367836	3.24E+01	6.61E+00
N ₂	0.76621859	3.03E+01	2.32E+01
H ₂ O	0.03010305	3.66E+01	1.10E+00
			3.09E+01

4.2.7.4. Calculo de Cp's para punto 2.3.

4.2.7.4.1. Reactivos 2.3.1.

	Temperatura	Cp	Temperatura	Cp
	K	kJ/kmol.K	K	kJ/kmol.K
O ₂	616.15	3.24E+01	298.15	2.94E+01
N ₂	616.15	3.03E+01	298.15	2.91E+01
H ₂ O	616.15	3.66E+01	298.15	3.37E+01
CH ₄	308.15	3.63E+01	298.15	3.57E+01
C ₂ H ₆	308.15	5.42E+01	298.15	5.29E+01
C ₃ H ₈	308.15	7.59E+01	298.15	7.37E+01
C ₄ H ₁₀	308.15	1.02E+02	298.15	9.93E+01
N ₂	308.15	2.91E+01	298.15	2.91E+01

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.02412435	3.16E+01	7.62E-01
N ₂	0.07486596	2.98E+01	2.23E+00
H ₂ O	0.15186237	3.55E+01	5.40E+00
CO ₂	0.74914731	4.48E+01	3.35E+01
	1.0000000		4.19E+01

4.2.7.8. Calculo de Cp's para punto 5_1

T 7_1 784.853703 K

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.15168067	3.36E+01	5.10E+00
N ₂	0.74908467	3.13E+01	2.34E+01
H ₂ O	0.07502608	3.85E+01	2.89E+00
CO ₂	0.02420858	5.12E+01	1.24E+00
	1.0000000		3.26E+01

4.2.7.9. Calculo de Cp's para punto 6_1

T 7_1 784.853703 K

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.02412435	3.36E+01	8.11E-01
N ₂	0.07486596	3.13E+01	2.34E+00
H ₂ O	0.15186237	3.85E+01	5.85E+00
CO ₂	0.74914731	5.13E+01	3.84E+01
	1.0000000		4.74E+01

4.2.7.10. Calculo de Cp's para punto 7_1

T 7_1 784.85 K

Cp Cp * Fracción

Formula	Fracción	kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.15186237	3.36E+01	5.11E+00
N ₂	0.74914731	3.13E+01	2.34E+01
H ₂ O	0.07486596	3.85E+01	2.88E+00
CO ₂	0.02412435	5.12E+01	1.24E+00
	1.0000000		3.26E+01

4.2.7.11. Calculo de Cp's para punto 7_2

T 7_2

750.51 K

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.15186237	3.34E+01	5.07E+00
N ₂	0.74914731	3.11E+01	2.33E+01
H ₂ O	0.07486596	3.81E+01	2.85E+00
CO ₂	0.02412435	5.06E+01	1.22E+00
	1.0000000		3.24E+01

4.2.7.12. Calculo de Cp's para punto 7_3

T 7_3

574.19 K

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.15186237	3.21E+01	4.87E+00
N ₂	0.74914731	3.01E+01	2.26E+01
H ₂ O	0.07486596	3.61E+01	2.71E+00
CO ₂	0.02412435	4.65E+01	1.12E+00
	1.0000000		3.13E+01

4.2.7.13. Calculo de Cp's para punto 7_4

T 7_4

493.15 K

Formula	Fracción	Cp	Cp * Fracción
		kJ/kmol.K	kJ/kmol.K
O ₂	0.15186237	3.14E+01	4.77E+00

N ₂	0.74914731	2.97E+01	2.23E+01
H ₂ O	0.07486596	3.53E+01	2.64E+00
CO ₂	0.02412435	4.41E+01	1.06E+00
	1.0000000		3.08E+01

4.2.8. Cálculo de la densidad

4.2.8.1. Cálculo de la densidad

		P.M	TEMP.	TEMP.	PRESION	FACTOR
			FUSION	CRITICA	CRITICA	ACENTRICO
		kg/kmol	K	K	kPa	-
Oxigeno	O ₂	31.999	54.4	154.6	5040	0.025
Nitrogeno	N ₂	28.013	63.3	126.2	3394.3875	0.039
Agua	H ₂ O	18.015	273.2	647.3	22120	0.344
Metano	CH ₄	16.043	90.7	190.4	4600.155	0.011
Etano	C ₂ H ₆	30.070	89.9	305.4	4883.865	0.099
Propano	C ₃ H ₈	44.094	85.5	369.8	4245.5175	0.153
Butano	C ₄ H ₁₀	58.124	134.8	425.2	3799.6875	0.199
Dioxido de carbono	CO ₂	44.010	216.6	304.1	7376.46	0.239

R universal 83.1447 kPa . m³ / kmol . K

4.2.8.2. Calculo de la densidad 3_1

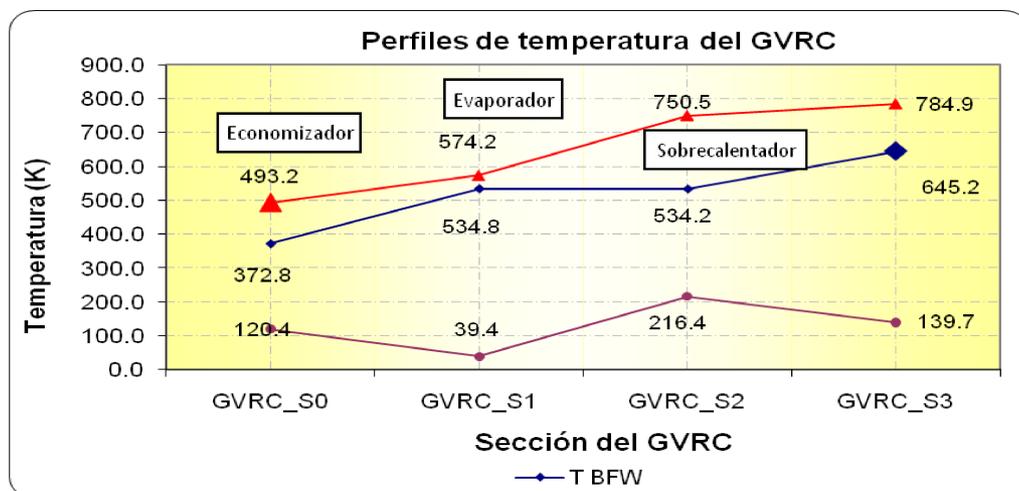
Formula	Fracción	T sC 3_1	P sC 3_1	(ω)	PM
		K	kPa		
CH ₄	0.818	155.709	3762.007	0.009	13.120
C ₂ H ₆	0.111	33.960	543.086	0.011	3.344
C ₃ H ₈	0.004	1.634	18.757	0.001	0.195
C ₄ H ₁₀	0.000	0.018	0.160	0.000	0.002
N ₂	0.067	8.397	225.863	0.003	1.864
	1.000	199.719	4549.871	0.023	18.525

F 3_1 8120.0000 Nm³/hr

T 3_1	308.1500	K
P 3_1	921.7984	kPa
Tr 3_1	1.5429	
Pr 3_1	0.2026	
z 3_1	0.9837	
R 3_1	4.4882	kPa . m ³ / kg . K
ρ 3_1	0.6556	kg/m3

4.2.9. Perfiles de temperatura del Generador de Calor de Recuperación de Calor

	GVRC_S0	GVRC_S1	GVRC_S2	GVRC_S3
T _{BFW}	372.8	534.8	534.2	645.2
T _{Gases de comb.}	493.2	574.2	750.5	784.9
ΔT	120.4	39.4	216.4	139.7



4.2.10. Calculo temperatura de flama de la caldera auxiliar

F gas	3,381	kg/hr
T gas	299	K
P gas	101	kPa
PM gas	29	kg/kmol

F aire	26,227	kg/hr
T aire	299	K
P aire	101	kPa
PM aire	19	kg/kmol

4.2.10.1 Composición del gas

componente	fracción	kmol/hr	kg/hr
CH4	0.81780	97	1,555
C2H6	0.11120	13	396
C3H8	0.00442	1	23
C4H10	0.00004	0	0
N2	0.06654	8	221

4.2.10.2. Composición del aire

componente	fracción	kmol/hr	kg/hr
O2	0.20368	288	9,227
N2	0.76622	1,085	30,388
H2O	0.03010	43	768

4.2.10.3 Balance estequeometrico de la combustión

Reactivos

Moles	Compuesto	C	H	Total C	Total H
96.925	CH4	1	4	96.9	387.7
13.179	C2H6	2	6	26.4	79.1
0.524	C3H8	3	8	1.6	4.2
0.005	C4H10	4	10	0.0	0.0

1092.666	N2	0	0	0.0	0.0
288.359	O2	0	0	0.0	0.0
42.619	H2O	0	0	0.0	0.0
				124.9	471.0

Productos

Moles	Compuesto	Fraccion	kg/hr
124.875	CO ₂	0.081014	5495.737
235.508	H ₂ O	0.152789	4242.676
45.731	O ₂	0.029668	1463.332
1092.666	N ₂	0.70888	30608.86
42.619	H ₂ O	0.027649	767.7748

	F 0_3	F 0_4	
Balance molar	1534.278	1541.398	kmol/hr
Balance másico	42579	42578	kh/hr

4.2.10.4. Calculo de la temperatura de combustión

T gas	311	K
T aire	311	K
T flama	1812.97	K

4.2.10.5. Calculo de Cp

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \text{kJ/kmol.K}$$

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d
Oxigeno	O ₂	25.48	1.52E-02	-7.16E-06	1.31E-09
Nitrogeno	N ₂	28.9	-1.57E-03	8.08E-06	-2.87E-09
Agua	H ₂ O	32.24	1.92E-03	1.06E-05	-3.60E-09
Metano	CH ₄	19.89	5.02E-02	1.27E-05	-1.10E-08
Etano	C ₂ H ₆	6.9	1.73E-01	-6.41E-05	7.29E-09
Propano	C ₃ H ₈	-4.04	3.05E-01	-1.57E-04	3.17E-08
Butano	C ₄ H ₁₀	3.96	3.72E-01	-1.83E-04	3.50E-08
Dioxido de carbono	CO ₂	22.26	5.98E-02	-3.50E-05	7.47E-09

Reactivos

	Temperatura Cp		Temperatura Cp	
	K	kJ/kmol.K	K	kJ/kmol.K
O ₂	311.0	29.6	298.2	29.4
N ₂	311.0	29.1	298.2	29.1
H ₂ O	311.0	33.8	298.2	33.7
CH ₄	311.0	36.4	298.2	35.7
C ₂ H ₆	311.0	54.6	298.2	52.9
C ₃ H ₈	311.0	76.5	298.2	73.7
C ₄ H ₁₀	311.0	102.8	298.2	99.3
N ₂	311.0	29.1	298.2	29.1

Productos

	Temperatura Cp		Temperatura Cp	
	K	kJ/kmol.K	K	kJ/kmol.K
CO ₂	1812.97	6.01E+01	298.15	3.72E+01
H ₂ O	1812.97	4.90E+01	298.15	3.37E+01
O ₂	1812.97	3.73E+01	298.15	2.94E+01
N ₂	1812.97	3.55E+01	298.15	2.91E+01
H ₂ O	1812.97	4.90E+01	298.15	3.37E+01

4.2.10.6. calculo de energía de reacción**Reactivos**

	Temperatura		moles	—	—	—	—	
	K	kJ/kmol.K	kmol/hr	Δh_{f298}°	h_T	h_{298}	h_i	
				kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/hr	
O ₂	311.00		288.36		0	9,191.49	8,768.78	121,893
N ₂	311.00		1,084.78		0	9,052.15	8,668.36	416,335
H ₂ O	311.00		42.62		0	10,496.35	10,034.50	19,683
CH ₄	311.00		96.93	-74,850	0.00	0.00	0.00	-7,254,854
C ₂ H ₆	311.00		13.18	-84,680	0.00	0.00	0.00	-1,116,029
C ₃ H ₈	311.00		0.52	-103,850	0.00	0.00	0.00	-54,378

C ₄ H ₁₀	311.00	0.00	-126,150	0.00	0.00	-628
N ₂	311.00	7.89	0	9,052.15	8,668.36	3,027
		118.52	-389,530	9,052.15	8,668.36	-8,422,862

Productos

	Temperatura K	moles kmol/hr	$\bar{\Delta}h_{f298}^{\circ}$ kJ/kmol	\bar{h}_T kJ/kmol	\bar{h}_{298} kJ/kmol	\bar{h}_i kJ/hr
CO ₂	1812.97	124.87	-393,520	109,010.92	11,084.66	-36,912,192
H ₂ O	1812.97	235.51	-241,820	88,799.60	10,034.50	-38,400,725
O ₂	1812.97	45.73	0	67,692.37	8,768.78	2,694,610
N ₂	1812.97	1,092.67	0	64,347.37	8,668.36	60,838,584
H ₂ O	1812.97	42.62	0	88,799.60	10,034.50	3,356,861
		1,541.40	-635,340	418,649.86	48,590.80	-8,422,862

4.2.11. Calculo de Exergías

4.2.11.1. Calculo de la exergía del escape de la turbina de gas

		113.22							
		311		493.15		311.00		493.15	
F 7_4	fracc	h	s	h	s	h	s	h	s
CO2	0.024	472.9	4.4	663.3	4.9	11.4	0.1	16.0	0.1
H2O	0.075	158.7	0.5	2,914.3	7.9	11.9	0.0	218.2	0.6
O2	0.152	477.8	4.3	649.7	4.8	72.6	0.7	98.7	0.7
N2	0.749	472.9	4.4	663.3	4.9	354.3	3.3	496.9	3.7
	1.0					450.1	4.1	829.8	5.1

m	354.65
E	7190.7874

4.2.11.2. Calculo de la exergía a la entrada de la turbina de gas

		921.80							
		311		1092.88		311.00		1092.88	
F 7_4	fracc	h	s	h	s	h	s	h	s
CO2	0.024	471.3	3.8	1,334.6	5.2	11.4	0.1	32.3	0.1
H2O	0.046	159.4	0.5	4,201.6	8.6	7.3	0.0	191.8	0.4
O2	0.152	476.0	3.8	1,278.2	5.1	72.2	0.6	193.9	0.8
N2	0.749	471.3	3.8	1,334.6	5.2	353.0	2.8	999.7	3.9
	1.0					443.9	3.5	1,417.7	5.1

m	353.40
E	46206.897

4.2.11.3. Calculo de la exergía a la entrada de la caldera Auxiliar

		101.00							
		311		1812.97		311.00		1812.97	
F 7_4	fracc	h	s	h	s	h	s	h	s
CO2	0.081	472.9	4.5	2,220.9	6.4	38.3	0.4	179.9	0.5
H2O	0.180	158.6	0.5	6,053.8	10.9	28.6	0.1	1,092.3	2.0
O2	0.030	477.8	4.4	2,097.0	6.2	14.2	0.1	62.2	0.2
N2	0.709	472.9	4.5	2,220.9	6.4	335.3	3.2	1,574.4	4.6
	1.0					416.4	3.7	2,908.8	7.2

m	42.58
E	16638.354

4.2.11.4. Cálculo de la exergía en el escape de la caldera Auxiliar

		101.00							
		311		897.35		311.00		897.35	
F 7_4	fracc	h	s	h	s	h	s	h	s
CO2	0.081	472.9	4.5	1,106.4	5.6	38.3	0.4	89.6	0.5
H2O	0.180	158.6	0.5	3,758.2	9.2	28.6	0.1	678.1	1.7
O2	0.030	477.8	4.4	1,064.8	5.4	14.2	0.1	31.6	0.2
N2	0.709	472.9	4.5	1,106.4	5.6	335.3	3.2	784.3	4.0
	1.0					416.4	3.7	1,583.7	6.2

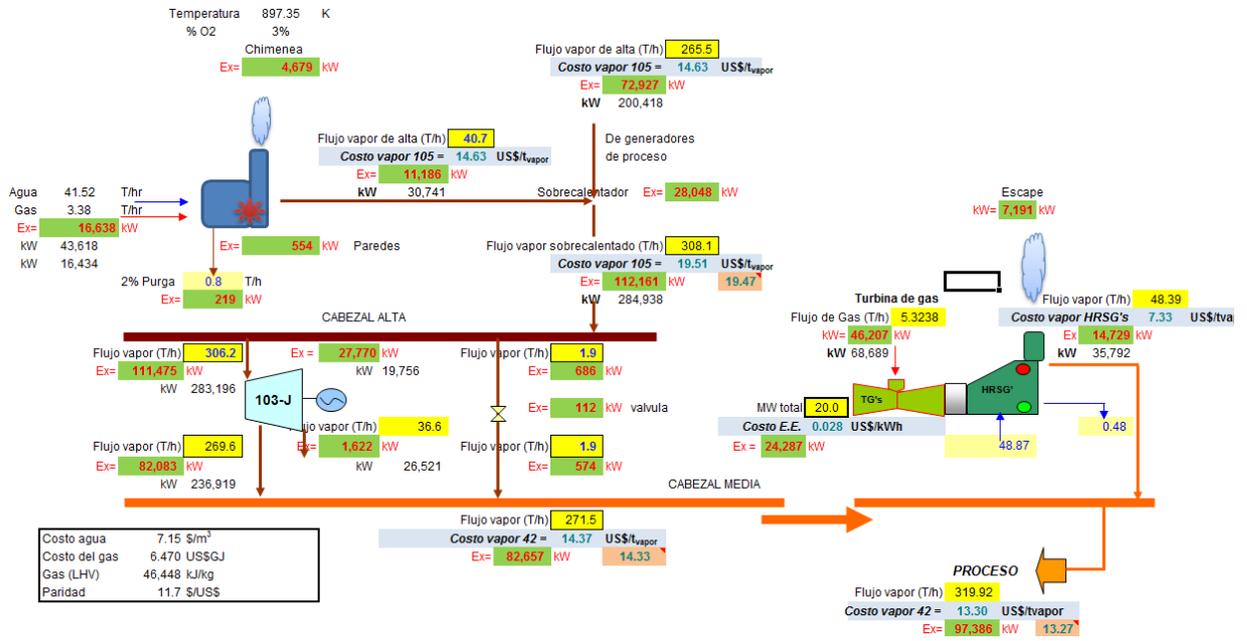
m	42.58
E	4679.3992

4.2.12. Calculo del LHV del gas combustible

Componente	Fraccion mol	LHV (comp)	LHV (frac)
		(kJ/kg)	(kJ/kg)
CH4	0.8178	50095.00	40967.69
C2H6	0.1112	47436.39	5274.93
C3H8	0.004418	46071.03	203.54
C4H10	0.000042	46089.64	1.94
N2	0.06654	0.00	0.00

LHV gas 46448.10 kJ/kg

4.13. Balance Exergético del circuito de vapor



4.2.13.1. Eficiencia Exergética

	Circuito de vapor	Turbina de Gas
Eficiencia exergética con cogeneración	91%	84%
Eficiencia exergética sin cogeneración	82%	53%

CAPITULO 5
ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1. Análisis de costo beneficio

Se establecen las bases para el cálculo de los beneficios proyectados.

5.1.1. Ingresos

Se consideran todas las entradas de dinero o beneficios que se obtengan durante el ejercicio de la vida económica.

5.1.2. Ahorro por gas combustible

Al generar vapor para consumo interno o venta por medio del recuperador de calor se tiene un ahorro de gas combustible calculado a partir de la cantidad de vapor generado con una eficiencia de generación propia de las calderas de ese nivel de presión. Se ha estimado un nivel de generación de vapor de 0.125 Ton vapor/m³ de gas combustible.

5.1.3. Vapor generado

Se considera el ingreso que se tendría si el vapor generado en la caldera de recuperación es comercializado, por el cual se obtendría: \$70.0858/Ton de vapor.

5.1.4. Egresos

Las salidas o costos en los que se tiene que invertir para obtener los beneficios mencionados anteriormente se consideran.

5.1.5. Inversión fija total

La cotización realizada por el proveedor, más el costo del estudio de factibilidad.

5.1.6. Consumo adicional de gas

No aplica.

5.1.7. Agua desmineralizada

Se considera el consumo de agua desmineralizada a la alimentación de la caldera de \$2.6514/m³.

5.1.8. Costo por mantenimiento

En base a que no debe de haber aumento de personal y en general aumento del costo del capital, la mano de obra destinada al mantenimiento debe descontarse. Por tanto los costos por mantenimiento a considerar son los correspondientes a las refacciones y materiales necesarios para los equipos nuevos.

5.2. Bases para la evaluación económica

Se establecen las bases para la evaluación económica con el fin de determinar las ventajas económicas que se tienen al instalar el recuperador de calor en los gases de escape de las turbinas de gas, calculados para la alternativa de generación de vapor.

Parámetro	Valor	Unidad
Vida económica del proyecto	15	Años
Periodos de análisis	15	Años
Costo del gas natural	76.82	\$/GJ
Costo del agua desmineralizada	7.15	\$/m ³
Costo del vapor generado	172.99	\$/Ton
Tiempo de operación al año	7920	h/año

5.3. Resumen de la inversión fija

Concepto	Valor	Unidad
Inversión	334.18	MM\$

5.4. Resultados del análisis financiero

Concepto	Valor	Unidad
Beneficio esperado	78.43	MM\$/año
Inversión fija	334.18	MM\$
Tasa interna de retorno	37.73	%
Relación beneficio / costo	3.52	
Periodo de recuperación simple	4	años

Inversión Estimada		
Inversión Estimada Pesos	334.18	MM\$

Costo de la tonelada de vapor de alta saturado		
Paridad	11.87	\$/USD

Exergia Gas C_AUX	16,638.35	kW
Exergia Vapor de Alta Sat C_AUX	11,185.74	kW
Flujo Gas C_AUX	3.38	Ton/hr
Costo del Gas	6.47	USD/GJ
LHV Gas	46,448.10	kJ/kg
Flujo del Vapor de Alta Sat C_AUX	40.72	Ton/hr
Costo Agua Desm.	7.15	\$/Ton
Costo Vap Alta Saturado	17.37	USD/Ton
Costo Vap Alta Saturado	206.29	\$/Ton

Costo del vapor sobrecalentado		
Exergia Vapor de Alta Sat C_AUX	11,185.74	kW
Exergia vapor de alta Sat Proceso	72,927.08	kW
Exergia vapor de alta Sobrecalentado	112,160.51	kW
Costo Vap Alta Saturado	17.37	USD/Ton
Costo Vap Alta Sobrecalentado	23.17	USD/Ton
Costo Vap Alta Sobrecalentado	275.07	\$/Ton

Costo del vapor de media		
Exergia Vap Alta Sob a 103-J	111474.69	kW
Exergia Vap Media sal 103-J	82083.43	kW
Costo Vap Alta Sobrecalentado	23.17	USD/Ton
Costo Vapor de Media sal 103-J	17.06	USD/Ton
Costo Vapor de Media sal 103-J	202.55	\$/Ton

Costo del vapor de media cogenerado		
Paridad	11.87	\$/USD
Costo Agua Desm.	7.15	\$/Ton
Costo Agua Desm.	0.60	USD/Ton
Costo Agua Desm.	7.15	\$/Ton

Costo vapor media total		
Exergia Vap de Media	82656.94	kW
Costo Vapor de Media sal 103-J	17.06	USD/Ton
Exergia Vap Cogenerado	14729.26	kW
Costo vapor Cogenerado	0.60	USD/Ton
Exergia del Vapor de Media Total	97386.21	kW
Costo del Vapor de Media Total	14.57	USD/Ton

Costo del Vapor de Media Total	172.99	\$/Ton
---------------------------------------	---------------	---------------

Beneficio esperado - vapor		
Costo Vapor de Media sal 103-J	202.55	\$/Ton
Costo del Vapor de Media Total	172.99	\$/Ton
Flujo vapor (T/h)	319.92	Ton/hr
Beneficios esperados	29.55	\$/Ton
	9,454.45	\$/hr
	0.23	MM\$/día
	6.81	MM\$/mes
	74.88	MM\$/año

Beneficio esperado - energía eléctrica		
Potencia de las Bombas BA-2201 J	660.21	kW
Horas de Operación al año	7920.00	hr
Potencia -año	5228.86	MW-hr
Costo	0.68	\$/kW-h
Costo	680.00	\$/MW-h
Costo de Operación	3.56	MM\$/año

CONCLUSIÓN

CONCLUSIÓN

¿Es posible generar vapor sobrecalentado a 42 kg/cm^2_g de presión y 370 °C de temperatura?

Con base a la metodología de cálculo desarrollada en el actual trabajo, se estima que con los gases de combustión de la turbina de gas, bajo el esquema de generación promedio de 20 MW, la obtención promedio es de 48.39 Ton/hr.

¿Se obtendrán beneficios económicos con la construcción y puesta en operación de este proyecto?

Con base a la metodología de cálculo desarrollada en el actual trabajo, se estima que con la construcción del recuperador de calor se obtendrán beneficios económicos promedio por MM\$ 74.88 bajo los conceptos de generación de vapor de media presión y uso.

BIBLIOGRAFIA

1. Ruiz E. R., Diseño de Sistemas de Cogeneración, Módulo II, Diplomado en Cogeneración, DEPFI UNAM, 1992.
2. López F.V., Medina H. E., Sánchez C. A., Valera N. A., Dimensionamiento de Plantas de Cogeneración, Dpto. De Termoenergía, FI-UNAM, 1993.
3. RCG/Hagler, Bailly, Inc., Cogeneration, ECEP, 1991.
4. Portes M. E., Alvarez CH. J.M., Seminario de Inducción Sobre Sistemas de Cogeneración, CONAE, 1995.
5. Ruiz E. R., Autogeneración y Cogeneración de la Energía, Seminario de Ahorro y Uso Eficiente de la Energía, Ministerio de Economía y Planificación, La Habana Cuba, 1997.
6. Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, Diario Oficial de la Federación, 1997.
7. Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, Diario Oficial de la Federación, 1993.
8. López F.V., Sánchez C. A., Valera N.A., Formación de Especialistas en Balances de Energía, PUE-UNAM, 1989.
9. Monedero V.A., Esquemas de Cogeneración, Módulo I, Diplomado de Cogeneración, DEPFI-UNAM, 1992.
10. Agüera S. J., Balances Térmico y Exergético de Centrales Térmicas, Ed. Ciencia 3 1991.
11. Gil V. E., Producción Conjunta de Electricidad y Secado Mediante la Utilización Directa, de Gases de Escape de una turbina en una Industria del Sector de la Madera. IDEA, 1988.
12. Eficiencia Energética en Sistemas de Generación y Distribución de Vapor., Metodología para Diagnósticos Energéticos, CONAE, 1997.
13. Sánchez C. A., Uso Eficiente de la Energía Eléctrica, Módulo 5, Diplomado de Ahorro de Energía para PEMEX, FQ-UNAM, 1997.

14. Berchin, R., Offman, R., Elementos Esenciales de Viabilidad de un Proyecto de Cogeneración, Cogeneración 88, IDAE 1988.
15. Spiewak S. A., Weiss L., Cogeneration & Small Power Production Manual The Fairmont Press Inc., 1994.
16. The Cogeneration Source book, Compilado y editado por William Payne The Fairmont Press, 1985.
17. Comercial Electric Applications Handbook, Edison Electric Institute, 1991.
18. Patrick R. S., Patrick R. D., Fardo W.S., Energy Conservation Guidebook The Fairmont Press, 1993.
19. V. Ganapathy, Waste Heat Recovery Deskbook, The Fairmont Press, 1992.
20. Sala Lizarraga J. Ma., Cogeneración, Universidad del país Vasco, Bilbao 1994.
21. Gas Turbine World (GTW), Pequot Publishing Inc., Handbook, Vol. 19. 1998
22. California Energy Commission, Cogeneration Handbook, September 1982

ANEXO I

DATOS DE DISEÑO DEL TURBOGENERADOR TG-1/2

1.- Características Técnicas de la Turbina de Gas MS 6001B

Datos Generalas de diseño	MS-6001
Numero del memo de diseño	R-540
Numero de lista del diseño	7L6A1PB9-1,2
Aplicación de la turbina de Gas.....	Impulsión de Generador
Ciclo.....	Simple
Rotación de la flecha	Contrarreloj
Tipo de operación.....	Continua
Velocidad de la flecha	5100 RPM
Control.....	Digicon ACE
Protección (Tipos básicos)	Sobrevelocidad
Sobretemperatura, Vibración y Detección De flama.	
Capacidad de arranque en negro.....	Disponibilidad de arranque aun con falla del suministro de C.A
Mecanismo de enfriado del rotor	Tornaflecha integral con el convertidor de torsión.
Atenuación de ruidos.....	Silenciadores en la Succión y escape de Turbina.

Placa de datos de capacidades de la turbina (al nivel del mar)

Entrega de potencia Base/Pico

Con gas Natural	29,800 KW
Con combustible destilado	29,170 KW
Temperatura del aire en la succión	38 °C

Temperatura de los gases en el escape.....546 °C
Presión1.035 Kg/Cm²

Sección del compresor

Numero de pasos17
Tipo del compresor De flujo axial, para Trabajo pesado
Partición de la carcasabrida horizontal
Tipo de alabes guías de succiónVariable

Sección de la turbina

Numero de pasos3 en una sola flecha.
Partición de la carcasaBrida horizontal.
ToberasDe área fija.

Sección de combustión.-

Tipo.....10 cámaras múltiples diseñadas para flujo inverso.
Arreglo de las cámarasLocalizadas concéntricamente alrededor del compresor.
Boquilla/Quemador1 por cámara, para Doble combustible y Atomización por aire.
Detectores de flama..... 2, tipo ultra-violeta.

Sistema de arranque

Dispositivo de arranque Motor diesel.
Tipo..... 12 V-71-T
Convertidor de torsión..... Hidráulico con Engranajes de inversión Y tornaflecha integral.

Sistema de combustible

Tipo de operación.....Gas natural

Control del combustible..... Válvula de control de
Gas combustible tipo 40

Válvula de corte de combustible eléctrica clase V

Sistema de lubricación

Lubricantederivado del petróleo
(Nacional Turbinas Pemex #9 o #11

Capacidad.....6,434.5 Lts.(1700 Gals.)

Presión en el cabezal de lubricación.....1.76 Kg/Cm² (25 PSIG)

Bomba principal de aceite Impulsada por la caja de engranes
para Accesorios, integrada a la misma caja.

Bomba de enfriado y lubricación de emergencia..... Centrifuga, vertical

Sumergida, impulsada Impulsada por motores de CA/CD.

Intercambiador de calor (para lubricación).-

TipoAceite/ Agua

Cantidad1

Filtros (para lubricación)

Tipo de flujo pleno

Cantidad 2

Tipo de cartucho filtración 5 micrones

Papel metalizado.

Sistema del suministro hidráulico

Bomba principal del suministrode desplazamiento
variable, pistón axial, impulsada por la caja de ACC

filtros del suministro hidráulico.-

tipo de pleno flujo

cantidad 2 con válvula de

Transferencia.

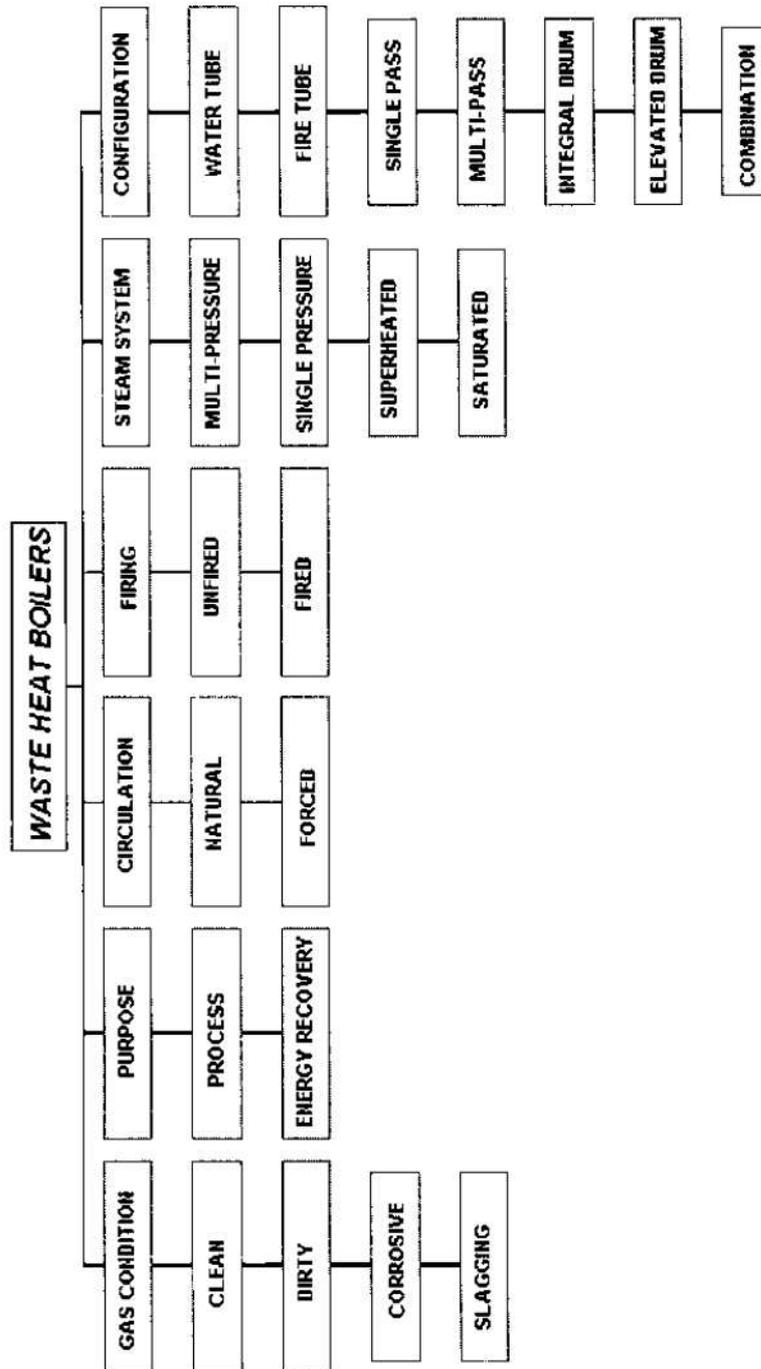
Módulos enfriadores del agua.-

Tipo Radiadores de tubos Aletados con 6 ventiladores.

Cantidad 2

ANEXO II

CLASIFICACION DE LAS CALDERAS DE RECUPERACION DE CALOR



ANEXO III

CUADRO COMPARATIVO DE LAS CARACTERISTICAS DE LOS GENERADORES DE VAPOR CON FUEGO SUPLEMENTARIO Y SIN FUEGO SUPLEMENTARIO

TABLE 1.6 General Features of Fired and Unfired HRSGs

	Unfired	Supplementary-fired	Furnace-fired
Gas inlet temp to HRSG, °F	800–1000	1000–1700	1700–3200
Gas/steam ratio	5.5–7.0	2.5–5.5	1.2–2.5
Burner type	No burner	Duct burner	Duct or register
Fuel	None	Oil or gas	Oil, gas, solid
Casing	Internally insulated, 4 in. ceramic fiber	Insulated or membrane wall	Membrane wall, external insulation
Circulation	Natural, forced, once-through	Natural, forced, once-through	Natural
Backpressure, in. WC	6–10	8–14	10–20
Configuration	Single- or multiple- pressure steam	Single- or multiple-pressure steam	Single-pressure
Other	Convective design, finned tubes	Convective design, finned tubes	Radiant furnace, generally bare tubes

TABLE 1.6 General Features of Fired and Unfired HRSGs

	Unfired	Supplementary-fired	Furnace-fired
Gas inlet temp to HRSG, °F	800–1000	1000–1700	1700–3200
Gas/steam ratio	5.5–7.0	2.5–5.5	1.2–2.5
Burner type	No burner	Duct burner	Duct or register
Fuel	None	Oil or gas	Oil, gas, solid
Casing	Internally insulated, 4 in. ceramic fiber	Insulated or membrane wall	Membrane wall, external insulation
Circulation	Natural, forced, once-through	Natural, forced, once-through	Natural
Backpressure, in. WC	6–10	8–14	10–20
Configuration	Single- or multiple- pressure steam	Single- or multiple-pressure steam	Single-pressure
Other	Convective design, finned tubes	Convective design, finned tubes	Radiant furnace, generally bare tubes