



Universidad Nacional Autónoma de
México

Facultad de Ingeniería

Titulo de Tesis

“Mantenimiento de presión de un yacimiento de hidrocarburos mediante
la inyección de gases producto de la combustión”

Presentan:

Arturo Uribe Domínguez
Rogelio Valadez Gallegos
Arturo Vilchis Duran
Marco Antonio Hernández Lamas

Director de Tesis
Dr. Cesar Treviño Treviño



Asesor
Dr. Erick Luna Rojero

Ciudad Universitaria, México D.F.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Nacional Autónoma de México por habernos brindado la oportunidad de formar parte de esta gran institución, que permanecerá en nuestras mentes y en nuestros corazones.

A la Facultad de Ingeniería, ya que fue nuestro hogar de conocimiento durante los últimos años.

A nuestro director de tesis, el Dr. Cesar Treviño Treviño por su valiosa colaboración en la realización de esta tesis.

A DGAPA, UNAM por darnos el apoyo y la oportunidad de participar dentro del proyecto numero IN-104301.

A nuestros Asesores:

Dr. Erick Luna Rojero

Dr. Federico Méndez Lavielle

Ing. Adrián Valera Negrete

Ing. Gustavo Becerra Muñoz

Por sus comentarios y su tiempo dedicado al enriquecimiento de esta tesis.

A todos nuestros profesores que gracias o a pesar de ellos lograremos ser ingenieros.

A mi Madre

A Ing. Vicente Morelos A.

A mis Hermanas

Agradecimientos:

A mi Madre por haberme inculcado los valores y principios que el día de hoy son la base del hombre que soy, por su gran esfuerzo que realizo a lo largo de todo este tiempo y por toda la confianza que me brindo y espero nunca haber defraudado.

A mis Hermanas por ser la fuente de motivación para lograr concluir todas la metas planteadas a lo largo de mi vida.

A Guadalupe Chávez Díaz por su comprensión y apoyo durante todo este tiempo ya que se a convertido en el complemento de mi vida.

A todos mis amigos por todas las experiencias compartidas a lo largo de tantas tardes de reflexión y convivencia en la Facultad de Ingeniería, de manera especial a mi primo Roberto Landa, Rogelio Valadez, Marco Antonio Hernández, Arturo Vilchis, Aldo Cárdenas e Iván Morales.

México, Pumas, Universidad, Gooooya Gooooya!!!!!!!!!!!!!!!

Mil gracias.

Arturo Uribe Domínguez

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por alentarme a ser cada día mejor, por su confianza y su fortaleza. Mi trabajo esta dedicado a ellos.

A mis hermanos Iliana y Luis Manuel por ser mi inspiración.

A mi familia que tanto me ha brindado, gracias por su apoyo y paciencia.

A mis amigos por todas las experiencias y anécdotas vividas, durante todos estos años.

Rogelio Valadez Gallegos.

Esta tesis va dedicada.

A mis papás, por toda su ayuda y su apoyo; por haberme entendido, escuchado, querido y dado todo y cada una de las cosas que he necesitado; y lo mas importante, por creer en mi y respetar mis decisiones.

En especial a una persona muy querida por mi, por su fe, su apoyo incondicional, su paciencia y sobre todo por haberme hecho entender que no siempre se viven temporadas malas, si no hay que tratar que todos y cada uno de esos días sean los mejores en esta vida. También por enseñarme a identificar las cosas más importantes y las cosas por las que realmente hay que preocuparse en la vida.

*A mi ángel, mi ser, mi otro yo
Con quien juntos edificamos la vida
Almas gemelas conectadas incluso hasta en la muerte
Cruzamos cualquier distancia
Pintamos algo tan arbitrario como el mundo
¡Este nuestro mundo!
El lugar a donde vamos no puede estar mal,
¿Verdad?*

Y finalmente, a mis amigos verdaderos, y para que nombrarlos si ellos saben bien quienes son. También a mis profesores de la facultad, por haberme dado herramientas muy valiosas para las sig. Etapas de mi vida y en general, por haber hecho de mi carrera una experiencia inolvidable.

Arturo Vilchis Duran.

Para mi familia.

A mi mamá, porque nunca dejó de creer, por haber estado siempre al pie del cañón, por su inigualable amor y comprensión, y por ser mi mamá, estoy muy orgulloso de ti. A mi papá por todo su apoyo recibido, a mis hermanos Selene, Vanessa (siempre te extrañamos), Alex y mis recientes y maravillosos parientes Jonathan y Joselín, por haber sido en todo momento un fuerte y sutil estímulo.

*A mi novia, amiga y compañera Ayesha A. M. G. por **TODO**, pues la Luna tarde o temprano siempre vuelve a aparecer, a sus lindísimas mamas Lilia y Ma. de los Ángeles por todas las atenciones recibidas, que nunca voy a olvidar.*

A todas mis tías y tíos, además de mis primos sin excepción alguna.

A mis amigos: Fer, Naya, Adrián, Jazmín, Joel, Felipe, Hugo, y a muchos otros compañeros de escuela que seguramente en este momento estoy olvidando, sin embargo, también gracias, a todos ellos por el simple hecho de estar ahí.

Inevitablemente a mis compañeros Arturo V., Arturo U. y Rogelio, por compartir éxitos, fracasos, arreos, ficciones, borracheras y demás.

Mi infinita gratitud.

Marco Antonio. Hernández. Lamas.

..... los dados siguen rodando....

Índice general

1. RESUMEN.	4
2. INTRODUCCIÓN.	6
2.1. El complejo Cantarell.	6
2.2. Sistemas de recuperación.	7
2.3. Proceso de Inyección de Nitrógeno en Cantarell.	8
2.4. Alcance de este trabajo.	9
3. ANTECEDENTES.	11
3.1. Composición del gas contenido en el casquete del yacimiento.	12
3.1.1. Principales características de los elementos contenidos en el gas.	14
3.2. Inyección de Dióxido de Carbono.	20
3.3. Inyección de Gas Natural (inmiscible).	21
3.4. Cogeneración.	22
3.5. Compresores.	28
3.5.1. Eficiencia de una etapa.	28
3.5.2. Compresores axiales.	29
3.5.3. Compresores centrífugos.	29
3.6. Turbinas.	30
3.6.1. Turbinas de Impulso.	30
3.6.2. Turbinas de Reacción.	31
3.6.3. Turbinas de Gas (Ciclo Brayton).	31
3.6.4. Turbinas de Vapor (Ciclo Rankine).	33

3.7.	Recuperadores de Calor.	35
3.7.1.	Recuperadores de calor sin poscombustión, RCSP.	35
3.7.2.	Recuperadores de calor con poscombustión, RCCP.	36
3.7.3.	Optimización de los recuperadores.	36
4.	TURBINA DE GAS.	38
4.1.	Selección de la turbina de Gas.	38
4.2.	Selección del modelo de la turbina de Gas.	40
4.3.	Factores de ajuste a condiciones sitio.	41
4.4.	Balance Termodinámico.	42
4.5.	Balance Exergético.	48
5.	COMBUSTIÓN.	51
5.1.	Balance estequiométrico.	52
5.1.1.	Temperatura de flama adiabática.	54
5.2.	Exceso de Aire para la combustión de Gas.	55
5.2.1.	Disociación.	56
6.	CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR Y TURBINA DE VAPOR.	70
6.1.	Caldera de recuperación de calor.	70
6.1.1.	Selección de parámetros para operación del recuperador de calor.	71
6.1.2.	Características del vapor y sistema del ciclo de vapor.	79
6.2.	Turbina de Vapor.	82
6.2.1.	Balance Termodinámico.	83
6.2.2.	Balance Exergético.	85
6.2.3.	Capacidad Eléctrica.	88
7.	COMPRESORES.	91
7.1.	Procesos de compresión.	91
7.1.1.	Compresión isotérmica.	91
7.1.2.	Compresión adiabática.	92
7.1.3.	Relación de compresión.	93

7.1.4. Compresión en etapas.	94
7.1.5. Rendimientos.	95
7.1.6. Cálculos.	95
8. CONCLUSIONES.	100

Capítulo 1

RESUMEN.

Los métodos de mantenimiento de presión que en la actualidad están siendo utilizados requieren de una gran cantidad de energía eléctrica para generar los fluidos de inyección, además de que los equipos procesadores de estos fluidos casi nunca se encuentran cerca de los pozos inyectoros, por lo cual se tiene que implementar un sistema de bombeo para su traslado, incrementando de esta manera el costo de recuperación de los hidrocarburos.

El presente trabajo realiza un análisis de previabilidad técnica para un proyecto de recuperación de presión en el yacimiento Cantarell mediante la inyección de los gases producto de la combustión de un ciclo de cogeneración, instalado en la superficie, con lo cual por un lado se pretende disminuir los costos de la energía eléctrica que en la actualidad se tienen por el concepto de bombeo de Nitrógeno hasta el pozo inyector y por el otro se generara una gran cantidad de gases casi libres de oxígeno en condiciones químicas aceptables para poder ser inyectados en el yacimiento.

El sistema de cogeneración, será de tipo Ciclo Combinado que se compone principalmente de los equipos siguientes: Turbina de Gas-Generador Eléctrico, Poscombustor, Caldera de recuperación de calor y Turbina de Vapor-Generador Eléctrico, estos equipos presentan características favorables para el proyecto.

Las Turbinas de Gas utilizaran como combustible el gas contenido en el casquete debido a que sus principales componentes poseen un poder calorífico alto, estos equipos son capaces de transformar la energía térmica del gas en energía mecánica que el generador transformara en energía eléctrica, que se necesita para el proceso de reinyección. Una vez que los gases han

cedido parte de su energía por el paso de las etapas de la turbina de gas, estos salen aún con una gran cantidad de energía térmica y un alto porcentaje de oxígeno libre, el cual no es muy deseable ya que estos gases serán los que se reinyecten al yacimiento. Este porcentaje se disminuye quemando un combustible que tenga una gran cantidad de carbono que al reaccionar con el oxígeno forme CO_2 , CO , y NO_x entre otros gases que si se pueden inyectar al yacimiento sin riesgo alguno, además que con esta combustión estaremos incrementando la temperatura de los gases. Este proceso se llevara a cabo en el poscombustor, equipo que precede la entrada del recuperador de calor en el cual estos generaran una gran cantidad de vapor para utilizarlo en una turbina de vapor en un ciclo cerrado de generación eléctrica. Los gases a la salida de este equipo estarán en condiciones de empezar el proceso de compresión que aumentara su presión a la del yacimiento para poder ser inyectados, este proceso no es nada fácil ya que la presión es muy alta y las temperaturas que alcanzan los gases salen de los límites metalúrgicos por lo cual se desarrolla en tres etapas con enfriadores entre cada una de ellas menos en la salida para tener nuevamente una alta temperatura que nos ayude dentro de yacimiento a disminuir la viscosidad de los aceites contenidos en el mismo.

La energía eléctrica requerida para hacer funcionar al tren de compresores resulta ser muy elevada, pero esta casi en su totalidad cubierta con la generación conjunta de la Turbina de Gas y la Turbina de Vapor, pretendiendo de esta manera minimizar el gasto del consumo eléctrico.

A lo largo de cada capítulo se analiza a detalle cada uno de los componentes de este sistemas que se propone para describir de manera analítica el funcionamiento.

Capítulo 2

INTRODUCCIÓN.

2.1. El complejo Cantarell.

El complejo Cantarell se encuentra ubicado en la plataforma continental del Golfo de México, frente a las costas de Tabasco y Campeche, a 75 kilómetros al norte de Ciudad del Carmen. Los tirantes de agua están entre 35 y 50 metros. El complejo está formado por los campos: Nohoch, Chac y Akal, como se observa en la Figura 2-1.



Figura 2-1: Ubicación geológica del complejo Cantarell

La ubicación geológica de Cantarell es la provincia marina de Coatzacoalcos. La matriz es una brecha de clastos de caliza dolomitizados del Cretácico Superior y Paleoceno Inferior, y

carbonatos dolomitizados del Cretácico Medio e Inferior y Jurásico Superior. Los yacimientos del complejo se encuentran en trampas de tiro estructural y con espesores netos de hasta 980 metros. Cantarell tiene una extensión de 162 kilómetros cuadrados, con 205 pozos de desarrollo y 7 pozos de inyección de nitrógeno. Como se muestra en la Figura 2-2.



Figura 2-2: Sistema de recuperación.

2.2. Sistemas de recuperación.

La inyección de gas para incrementar la productividad del pozo es usualmente definido como "mantenimiento de presión", pero un proceso para incrementar la recuperación de petróleo puede ser clasificado como un proyecto de recuperación mejorada.

Los sistemas de recuperación mejorada por inyección de gases en la industria petrolera mundial tienen en la actualidad una importancia fundamental para mantener o aumentar la presión del yacimiento, incrementando las tasas de producción de aceite.

Generalmente, las técnicas tradicionales se han concentrado en la inyección directa de diferentes mezclas o componentes, tales como el aire, nitrógeno, dióxido de carbono o gas natural, que atendiendo a las condiciones propias del yacimiento ó bien a las características mismas de diseño y operación del equipo instalado, permiten durante la vida útil del yacimiento, una extracción económicamente factible. En este sentido la planta de inyección de nitrógeno instalada actualmente en el complejo Cantarell, muestra con claridad, a escala mundial el uso intensivo del procedimiento anterior. Sin embargo, y tal como ocurre actualmente en Cantarell, el con-

tenido potencial energético del casquete de gases permanece subutilizado, si se toma en cuenta que los componentes son en su mayoría combustibles gaseosos ligeros (con un contenido del orden de 50% de gas metano) y sólo trabajan en el casquete como medio de enlace entre el nitrógeno inyectado y los aceites para facilitar la presurización del yacimiento.

2.3. Proceso de Inyección de Nitrógeno en Cantarell.

El proceso de inyección comienza en una planta generadora de nitrógeno situada en tierra. La planta esta construida en cuatro módulos independientes. Dichos módulos toman el nitrógeno del aire a través de un proceso de licuación, llegando a producir en conjunto hasta 34 millones de metros cúbicos de nitrógeno por día. El nitrógeno viaja en tuberías de 91.4 centímetros de diámetro por mas de 200 kilómetros hasta llegar a las plataformas de inyección, según la figura 2-3.

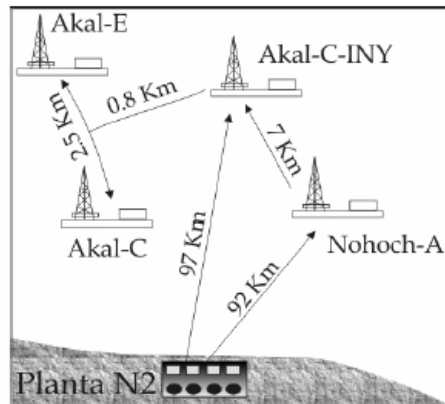


Figura 2-3: El nitrógeno se produce en tierra y se lleva a los pozos inyectoros a través de una red de tuberías de 200 km.

Una vez que el nitrógeno llega a la zona de inyección, los pozos inyectoros lo depositan en la parte superior del casquete de gas, como se muestra en la Figura 2-4.

Las condiciones físicas del nitrógeno gaseoso al momento de entrar al yacimiento son: temperatura de 308.5 K y presión entre 8.83 MPa y 10.8 MPa, con un gasto constante total de

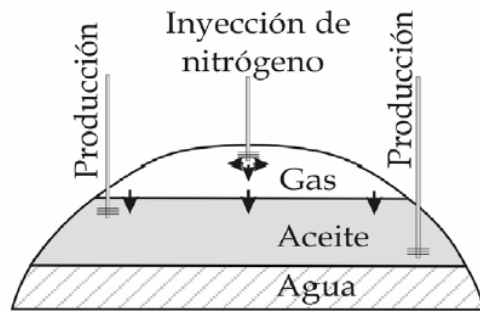


Figura 2-4: El nitrógeno se inyecta en la parte superior del casquete de gas.

6.5 m³/seg. En el casquete de gas, el nitrógeno se mezcla con el gas del yacimiento generando fenómenos de transporte de tipo difusivo y convectivo. El transporte másico al yacimiento y la expansión térmica del nitrógeno provocan que la presión suba y como consecuencia la producción se incremente

2.4. Alcance de este trabajo.

Tomando en cuenta lo anterior, en el presente trabajo se analizarán las expectativas teóricas para evaluar las posibilidades reales de recuperación de presión mediante la inyección de gases de combustión del gas contenido en el casquete del yacimiento, y se aprovechará la energía contenida en el mismo para la producción de energía eléctrica.

Se realiza el análisis termodinámico a partir de los requerimientos que se tienen en el yacimiento y las características de los equipos mecánicos con los que se cuentan en el mercado para tener un resultado lo más real posible.

Este sistema estará formado principalmente por un turbogenerador, una caldera de recuperación de calor, una turbina de vapor y un sistema de compresores, cuya configuración se muestra en la pag. Estos elementos que conforman un “Ciclo Combinado” de generación eléctrica se muestran en la Figura 2-5.

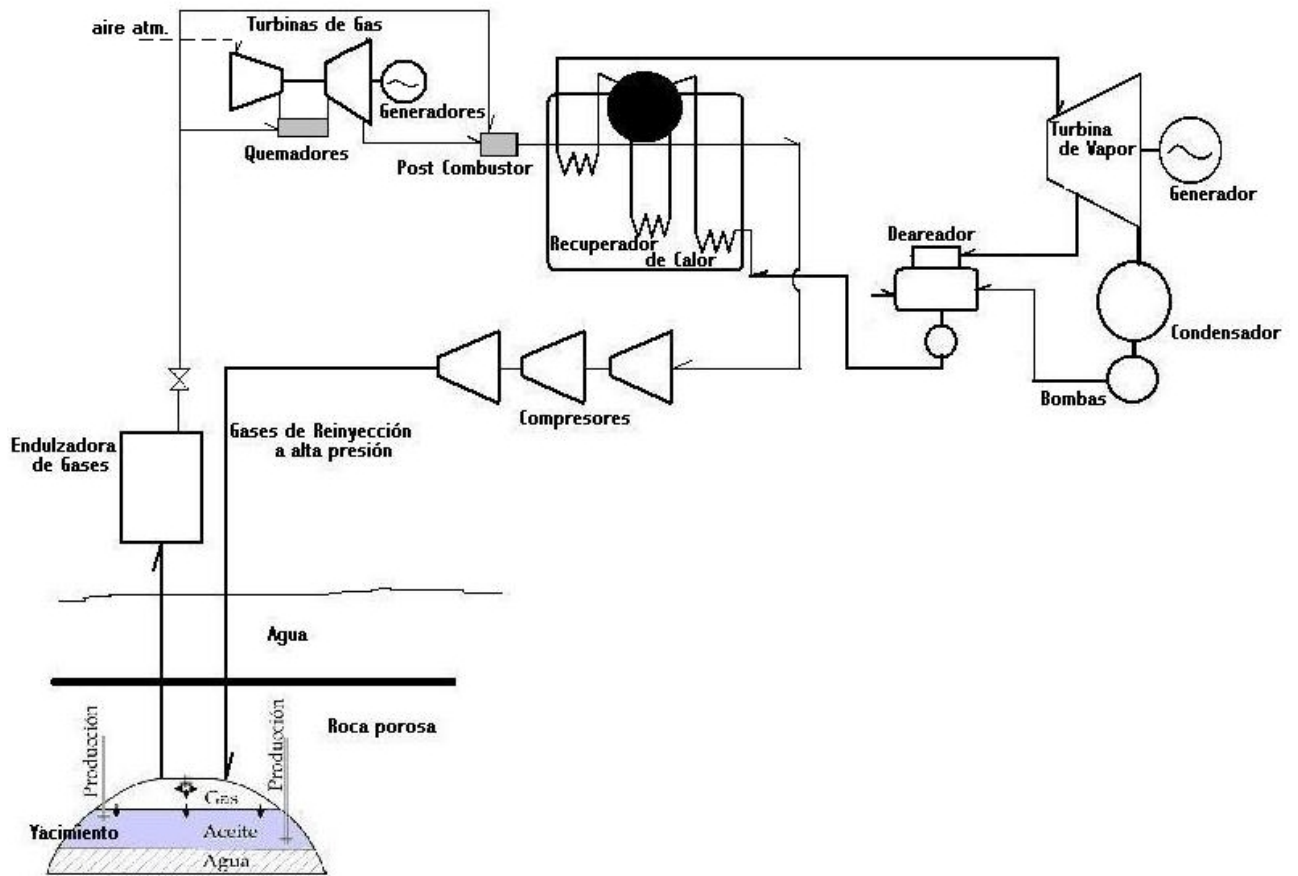


Figura 2-5: Diagrama del proyecto para el mantenimiento de presión en el casquete mediante la inyección de gases de combustión de un ciclo de cogeneración eléctrica.

Capítulo 3

ANTECEDENTES.

Yacimiento petrolero.

Un yacimiento petrolero o depósito natural de hidrocarburos, es una unidad del subsuelo constituida por la roca porosa y permeable que contiene petróleo, gas y agua conformando un sistema, a través del cual los fluidos se mueven hacia las aberturas de recuperación dentro de ellas.

Los fluidos que se encuentran en el yacimiento están sometidos a la acción de las fuerzas naturales o inducidas que desplazan al aceite y/o gas hasta los pozos productores y otras fuerzas ejercen una acción retenedora del petróleo en las rocas del yacimiento.

Porosidad.

Las rocas del yacimiento poseen espacios o huecos de una gran variedad de formas y tamaños. El cociente entre el volumen de huecos existentes en la roca con respecto al volumen de la misma, se conoce como porosidad y es una medida de la capacidad de almacenamiento de la roca.

Permeabilidad.

La permeabilidad es la capacidad de una roca para permitir el paso de los fluidos a través de ella, es decir si los poros de la roca están interconectados la roca es conductora de los fluidos que hay en su interior, permitiendo que los fluidos se muevan a través de la red de poros interconectados, la permeabilidad es un factor importante que determina si un yacimiento

petrolero es o no de buenas características productoras.

Fracturas.

Las fracturas de una roca son superficies opuestas y separadas, causadas por una pérdida de cohesión que ha sufrido la roca. Una fractura es el resultado de una ruptura, y los huecos formados durante este proceso de deformación o alteración de la fractura son ocupados por los fluidos contenidos en la roca. Una fractura en la cual ocurre un desplazamiento relativo entre las superficies generalmente se define como falla, mientras una fractura en la cual no ocurre un desplazamiento notable entre las superficies se define como junta.

De manera general, una fractura se define como la discontinuidad en la cual se rompe el lecho rocoso formando bloques, grietas, fisuras, juntas o cualquier cosa, a lo largo de los cuales no hay desplazamiento paralelos los planos de discontinuidad.

Yacimientos Naturalmente Fracturados.

Un yacimiento fracturado es una unidad del subsuelo constituida por roca con poros y canales intercomunicados, donde los poros forman el “sistema matricial” y las fracturas, vórgulos y canales de disolución son el “sistema de fracturas” extendiéndose a lo largo y ancho del yacimiento.

Los yacimientos de hidrocarburos generalmente están constituidos por roca granular la cual contiene huecos y espacios porosos dentro de ella, referidos como porosidad intergranular, mientras que para el caso de los yacimientos naturalmente fracturados, se tienen otros espacios adicionales contenidos en las fracturas, estilolitas, vórgulos pequeños y macrovórgulos y/o canales de disolución alojados en la roca intergranular, en ambos casos estos espacios contienen hidrocarburos y agua.

3.1. Composición del gas contenido en el casquete del yacimiento.

Como resultado de las pruebas realizadas al gas contenido en el casquete del yacimiento se obtuvieron los porcentajes de masa mostrados en la tabla de la figura 3-1. El Nitrógeno ocupa

por si solo una tercera parte de la masa total del gas, este porcentaje implicara una disminuci3n del poder calorífico global comparado con el del gas natural comercial. La raz3n obvia es que por el m3todo de mantenimiento de presi3n se han inyectado grandes volúmenes de Nitr3geno y hasta la actualidad este metodo esta funcionando.

Nombre del compuesto	Formula	%Masa
Nitrogeno	N ₂	30.40
Di3xido de Carbono	CO ₂	17.30
Ácido Sulfídrico	H ₂ S	0.36
Metano	CH ₄	48.67
Etano	(C ₂ -H ₆)	10.08
Propano	C ₃ H ₈	4.96
Iso Butano	i C ₄ H ₁₀	0.60
n Butano	n C ₄ H ₁₀	1.58
Iso Pentano	i C ₅ H ₁₂	0.43
n Pentano	n C ₅ H ₁₂	0.52
Hexano	C ₆ H ₁₄	0.68

Figura 3-1: Componentes del gas contenido en el yacimiento

Poder Calorífico.

El poder calorífico de un combustible, a presi3n constante, es la cantidad de calor producida por la combusti3n completa de una unidad de volumen o de peso en condiciones de referencia y en r3gimen permanente, de tal manera que los productos salen tambi3n en condiciones de referencia.

Por definici3n, el poder calorífico inferior (PCI) a presi3n constante corresponde al calor entregado al entorno cuando una unidad de combustible en condiciones de referencia se quema completamente, en estado de r3gimen permanente, de tal manera que los productos salen tambi3n en condiciones de referencia y la totalidad del agua producida por la combusti3n del hidr3geno est3 en estado de vapor.

El poder calorífico superior (PCS) se define de manera similar, pero ahora considerando que la totalidad del agua producida por la combusti3n del hidr3geno est3 como líquida. Es importante destacar que en estas definiciones nada se dice del agua en los productos que, por provenir del aire o del combustible, no ha sido formada químicamente por la combusti3n.

La diferencia entre ambos poderes calorífico puede calcularse conociendo el análisis fundamental del combustible. Para ello es necesario determinar la cantidad de agua que se forma como resultado de la combustión de hidrógeno y calcular la energía que esta agua libera al condensarse en condiciones de referencia.

3.1.1. Principales características de los elementos contenidos en el gas.

Nitrógeno (N₂).

El nitrógeno es un gas no tóxico, inodoro e insípido. Puede condensarse en forma de un líquido o comprimirse como un sólido cristalino. El nitrógeno aparece en dos formas isotópicas naturales; artificialmente se han obtenido cuatro isótopos radiactivos. Su estructura molecular se muestra en la figura 3-2.



Figura 3-2: Estructura Molecular del N₂

Propiedades físicas

Peso molecular	$28.014 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$
Densidad	$808.4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
Volumen específico	$0.872 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$
Viscosidad	$1.800 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$

Propiedades Termodinámicas

Calor específico	$1.040 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$
Temperatura	$126.15 [\text{K}]$
Presión	$3.40 [\text{MPa}]$

Dióxido de carbono (CO₂).

El Dióxido de Carbono (CO₂) es un gas no inflamable, incoloro e inodoro. Su estructura esta representada en la figura 3-3.El contenido en de este gas en la atmósfera ha venido aumentando

un 0,4 % cada año como consecuencia del uso de combustibles fósiles como el petróleo, el gas y el carbón esto es un factor importante que propicia el efecto invernadero.

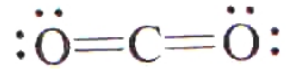


Figura 3-3: Estructura Molecular del CO₂

Propiedades físicas

Peso molecular	44.01 $\left[\frac{\text{g}}{\text{mol}}\right]$
Densidad	468 $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
Viscosidad	$13.98 \times 10^{-4} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$

Propiedades Termodinámicas

Calor específico	0.876 $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]$
Temperatura	304.15 [K]
Presión	7.40 [MPa]

Ácido Sulfhídrico (H₂S).

El ácido sulfhídrico (H₂S) es el más venenoso de los gases naturales; se produce durante los procesos biológicos e industriales. Este se encuentra en diferentes concentraciones asociados con el petróleo y el agua. Usualmente en formaciones porosas. Debe entenderse que el petróleo crudo sulfuroso contiene este gas el cual será liberado cuando se reduzca la presión. Estas reducciones se producen durante la producción del petróleo y fugas. Algo que debe de tenerse muy presente es que es altamente corrosivo a todos los metales de la serie electroquímica.

Propiedades físicas

Peso molecular	30.075 $\left[\frac{\text{g}}{\text{mol}}\right]$
----------------	---

Propiedades Termodinámicas

Temperatura	533.15 [K]
T. de fusión	157.15 [K]
T. de ebullición	211.15 [K]

Metano (CH₄).

Compuesto de carbono e hidrógeno, de fórmula CH₄, es un hidrocarburo, el primer miembro de la serie de los alcanos. Es más ligero que el aire, incoloro, inodoro e inflamable. Se encuentra en el gas natural, como en el gas grisú de las minas de carbón y en los procesos de las refinerías de petróleo. Su estructura esta representada en la figura 3-4.

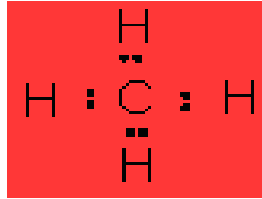


Figura 3-4: Estructura Molecular del CH₄

Propiedades físicas

Peso molecular	$16.044 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$
Volumen específico	$1.51 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$
Viscosidad	$1.099 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$
Densidad	$421 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

Propiedades Termodinámicas

Calor específico	$2.260 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$
Presión	$4.64 [\text{MPa}]$
Calor de combustión	$53264 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$
T. de ignición (aire)	$978.15 [\text{K}]$
T. Flama Adiabática	$2190.95 [\text{K}]$
PCI	$50039 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

Etano (C₂H₆).

Es un gas o un líquido incoloro e inodoro bajo presión, utilizado como combustible, para fabricar sustancias químicas o como un agente de congelamiento. Su estructura esta representada en la figura 3-5.

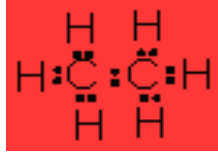


Figura 3-5: Estructura Molecular del C_2H_6

Propiedades físicas

Peso molecular	$30.07 \left[\frac{g}{mol} \right]$
Volumen específico	$0.815 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$
Viscosidad	$9.5232 \times 10^{-5} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$
Densidad	$449 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Propiedades Termodinámicas

Calor específico	$1.715 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$
Temperatura	$305.35 [K]$
Presión	$4.89 [MPa]$
Volumen específico	$0.0047 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$
Calor de combustión	$51800 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$
T. de ignición (aire)	$793.15 [K]$
T. Flama Adiabática	$2222.05 [K]$
PCI	$47511 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$

Propano (C_3H_8).

Se encuentra en el gas natural y como producto derivado del refinado del petróleo, no reacciona vigorosamente a temperatura ambiente; A alta temperatura arde en contacto con el aire, produciendo dióxido de carbono y agua, por lo que sirve como combustible. Su estructura esta representada en la figura 3-6.

Propiedades físicas

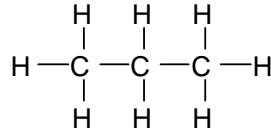


Figura 3-6: Estructura Molecular del C₃H₈

Peso molecular	44.097 $\left[\frac{\text{g}}{\text{mol}}\right]$
Volumen específico	0.764 $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$
Viscosidad	$8.0054 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$
Densidad	580 $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Propiedades Termodinámicas

Calor específico	1630 $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]$
Presión	4.26 [MPa]
Calor de combustión	50340 $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$
T. de ignición (aire)	739.25 [K]
T. Flama Adiabática	2240.35 [K]
PCI	46377 $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

n-Butano (nC₄H₁₀) e Iso-Butano (iC₄H₁₀).

En ambos compuestos, los átomos de carbono se encuentran unidos formando una cadena abierta. En el n-butano (normal), la cadena es continua y sin ramificaciones, mientras que en el i-butano (iso), o metilpropano, uno de los átomos de carbono forma una ramificación lateral. Esta diferencia de estructura es la causa de las distintas propiedades que presentan.

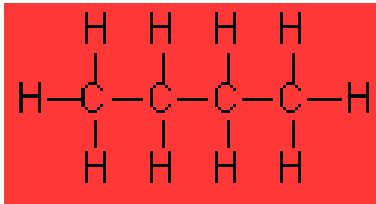


Figura 3-7: Estructura Molecular de nC₄H₁₀

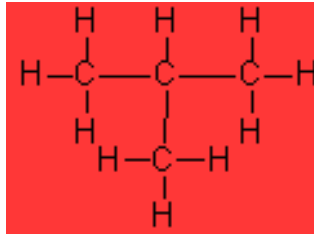


Figura 3-8: Estructura Molecular de iC4H10

Propiedades físicas

	n-Butano	Iso-Butano
Peso molecular	$58.12 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$	$58.12 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$
Volumen específico	$0.405 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$	$0.418 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$
Viscosidad	$7.1424 \times 10^{-6} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$	$7.1424 \times 10^{-6} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$
Densidad	$604 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	$599 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

Propiedades Termodinámicas

	n-Butano	Iso-Butano
Calor específico	$1675 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$	$1630 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$
Presión	3.8[MPa]	3.70[MPa]
Calor de combustión	$49700 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$49700 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$
T. de ignición (aire)	678.15[K]	735.35[K]
T. Flama Adiabática	2245.95[K]	2245.95[K]

	n-Butano	Iso-Butano
PCI	$49947 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$49947 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

n-Pentano (nC₅H₁₂) e Iso-Pentano (iC₅H₁₂).

Propiedades físicas

	n-Pentano	Iso-Pentano
Peso molecular	$58.12 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$	$58.12 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$
Volumen específico	$0.405 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$	$0.418 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$
Viscosidad	$7.1424 \times 10^{-6} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$	$7.1424 \times 10^{-6} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$
Densidad	$604 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	$599 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

Propiedades Termodinámicas

	n-Pentano	Iso-Pentano
T. de ignición (aire)	582.05[K]	693.15[K]
T. Flama Adiabática	2505.35[K]	2508.15[K]

	n-Pentano	Iso-Pentano
PCS	$50999 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$	$50999 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$
PCI	$47326 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$	$47326 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$

Hexano (C_6H_{14}).

El hexano es una sustancia química manufacturada del petróleo crudo. Este líquido puro es incoloro de olor levemente desagradable y es sumamente inflamable y sus vapores pueden explotar.

Propiedades físicas

$$\text{Peso molecular} \quad 86.170 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$$

Propiedades Termodinámicas

T. de ignición (aire)	520.95[K]
T. Flama Adiabática	2494.25[K]
PCI	$49947 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

3.2. Inyección de Dióxido de Carbono.

La inyección de CO_2 es uno de los procesos más usados. A presiones requeridas para recuperación miscible, el CO_2 dentro del yacimiento puede estar ya sea líquido (a bajas temperaturas) o como fluido supercrítico. Aunque el CO_2 no es miscible con muchos petróleos, este

puede crear un frente de desplazamiento miscible en el yacimiento a medida que se mezcla con los hidrocarburos. En adición al desarrollo de la miscibilidad, el CO₂ puede también contribuir a la recuperación de petróleo al reducir la viscosidad del mismo y causar que el crudo del yacimiento se dilate.

La mínima presión requerida para miscibilidad es cerca de 10.34 MPa. La factibilidad económica del proceso esta determinado por los precios locales del CO₂.

Modelos físicos de yacimiento y pruebas de laboratorio son usadas para diseñar proyectos de inyección de CO₂. El comportamiento de fase de la mezcla CO₂ y petróleo es bastante complejo. Cuando altas concentraciones de CO₂ son mezcladas con petróleo, la transferencia de masa de los componentes entre el CO₂ y el petróleo puede causar la coexistencia de cuatro fluidos separados y fase sólida.

Usualmente dos fases predominarán: Una fase volátil y rica en CO₂ y una fase menos volátil y rica en hidrocarburos. A temperaturas debajo y cerca a 322 K, las dos fases son líquidas; a medida que la presión se reduce, los vapores se liberan primariamente de la fase rica en CO₂. Por encima de 322 K, el sistema completo estará en la fase vapor a alta presión y altas concentraciones de CO₂; a medida que la presión se reduce en el sistema, la fase líquida rica en hidrocarburos puede condensar del gas.

El mecanismo por el cual se desarrolla miscibilidad de múltiple contacto entre el CO₂ y el petróleo es controlado por el comportamiento de la fase dependiente de la temperatura.

La inyección de CO₂ ha sido efectuada bajo un amplio rango de condiciones de yacimiento. Ha sido usado para varios tipos de roca, para un amplio rango de viscosidad de petróleo, para formaciones delgadas y de gran espesor y para desplazamiento miscible e inmisible. Las desventajas del proceso incluyen problemas de corrosión y la tendencia como consecuencia de la baja viscosidad del CO₂, a canalizar desde el pozo inyector al pozo productor, reduciendo de esta manera la eficiencia de barrido.

3.3. Inyección de Gas Natural (inmiscible).

El gas puede ser inyectado al yacimiento de petróleo, no solo para incrementar la recuperación de petróleo, y conservar el gas para venta posterior. La reinyección del gas natural

producido es una técnica que ha sido usada hace más de 80 años.

En un yacimiento que es delgado y no tiene mucha inclinación, el gas es usado para desplazar petróleo de la misma manera que el agua puede ser usada en un patrón de inyección. Este proceso es denominado "Inyección dispersa de gas" usualmente no resulta en una alta recuperación, ya que el gas puede canalizarse directamente entre el pozo inyector y productor sin desplazar mucho petróleo. La recuperación de petróleo por inyección de gas es un proceso inmisible a menos que el gas inyectado se efectúe a alta presión o enriquecido con hidrocarburos livianos. La presión requerida para la miscibilidad depende de la composición del petróleo y el gas inyectado.

Un método más eficiente empleado para inyectar gas puede ser usado algunas veces en yacimientos que tienen buena permeabilidad vertical y tienen espesor apreciable. Bajo estas condiciones el gas puede ser inyectado cerca al tope de la formación productiva (o dentro de la capa de gas) tal que el petróleo es desplazado hacia abajo. Este proceso es llamado "inyección cresta de gas o inyección externa de gas".

3.4. Cogeneración.

A partir de la tendencia a reducir costos, aumentar eficiencias y proteger el medio ambiente, nace el concepto de cogeneración. La cogeneración es un sistema alternativo, de alta eficiencia energética. Se define como: "la producción conjunta de electricidad o energía mecánica y energía térmica útil, partiendo de una fuente primaria de energía" lo cual se refleja en mayores beneficios y protección del medio ambiente.

Este aprovechamiento simultáneo de calor, que conlleva un rendimiento global más elevado, es la que la distingue de la autogeneración, en la cual no hay aprovechamiento térmico como efecto útil secundario,

La selección adecuada de un sistema de cogeneración depende de las cargas eléctricas y térmicas que se tiene que satisfacer, de las necesidades operacionales de los usuarios, de la disponibilidad de equipos y combustibles, además de un análisis financiero.

Existen varios esquemas de cogeneración, en los cuales se logra aprovechar hasta el 84% de la energía contenida en el combustible para la generación de energía eléctrica o energía mecánica y energía térmica (25-30% eléctrico y 54-59% térmico). Los principales esquemas de

Cogeneración son: Turbina de Gas, Motor de Combustión Interna, Turbina de Vapor y Ciclo Combinado.

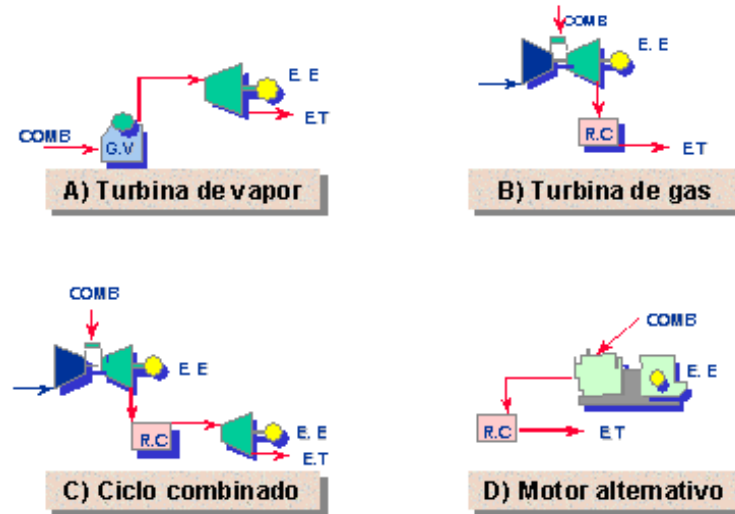


Figura 3-9: Esquemas de Cogeneración

Turbina de vapor.

En este sistema la energía mecánica es producida por la turbina mediante la expansión del vapor de alta presión generado en una caldera convencional. El empleo de turbinas de vapor es generalmente rentable en capacidades de 10 MW en adelante, aunque puede disponerse de unidades menores. Bajo este sistema la generación de energía eléctrica por unidad de combustible es menor que en la turbina de gas (del orden de un 15%), aunque la eficiencia global del sistema es mas alta que en la turbina de gas (del 85 al 90%) ya que produce energía térmica del orden del 75%. Como se observa en la Figura 3-10.

Las turbinas de vapor se dividen en tres tipos:

1. Contrapresión: La principal característica es que el vapor cuando sale de la turbina se envía directamente al proceso sin necesidad de contar con un condensador y equipo periférico, como la torre de enfriamiento.

2. Extracción: Una parte del vapor puede extraerse en uno o varios puntos específicos de la turbina (pasos de la turbina), obteniéndose así, vapor para procesos a diferentes presiones. Cuando la turbina es de extracción controlada, la presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal del vapor extraído. Si la extracción es no controlada, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de vapor de salida de la turbina.

3. Condensación: La salida del vapor expandido en la turbina pasa al condensador a una presión, normalmente, inferior a la presión atmosférica. Estos sistemas se aplican principalmente en los que las necesidades de energía térmica respecto a la eléctrica son de 4 a 1 o mayor.

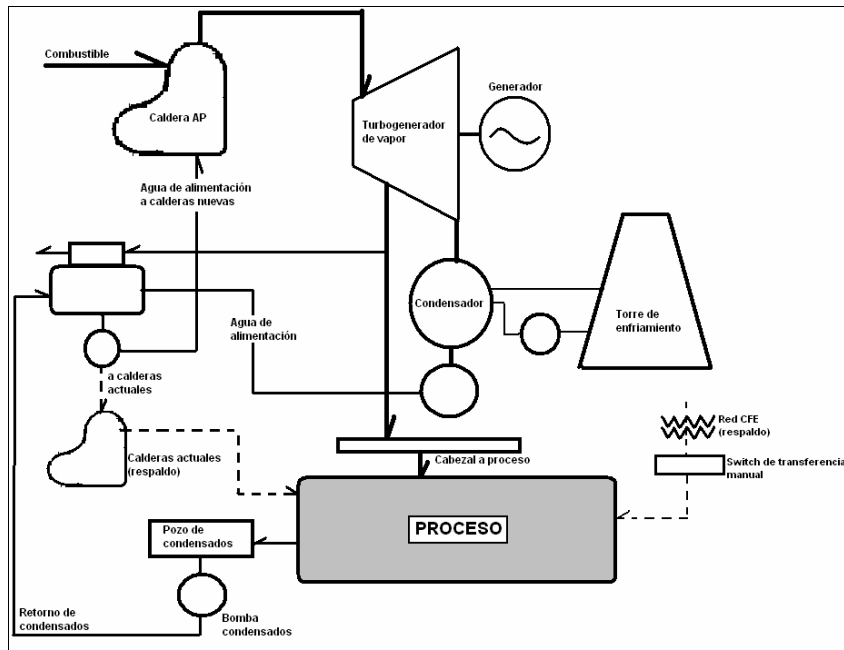


Figura 3-10: Diagrama de masa y energía con Turbina de vapor extracción regulada y condensación.

Turbina de gas.

Las turbinas de gas funcionan bajo el ciclo Brayton. La turbina consta de tres elementos principales; el primero de ellos es el compresor el cual incrementa la presión del fluido de trabajo, usualmente aire, entre cuatro y treinta veces la presión atmosférica. El aire comprimido

posteriormente se calienta a temperaturas que van de 1073.15 a 1473.15 K mediante una cámara de combustión, que es el segundo elemento, donde se adiciona combustible y se quema. Los gases calientes a alta presión que salen de la cámara de combustión son expandidos en la turbina, la cual es el tercer elemento, produciendo potencia utilizada para mover al compresor y, normalmente a un generador eléctrico o cualquier otro equipo mecánico. Los gases de salida son relativamente limpios por lo que pueden ser ocupados de manera directa a procesos industriales como, procesos de secado, o pueden ser ocupados para procesos de combustión posteriores, ya que contienen un 15 % de oxígeno o para producir otro fluido caliente como vapor, aire, o agua. Tiene temperaturas que van de 673.15 a 923.15 K. Una posible configuración se muestra en la figura 3-11.

Resulta muy adecuada para los procesos en los que se requiera una gran cantidad de energía térmica.

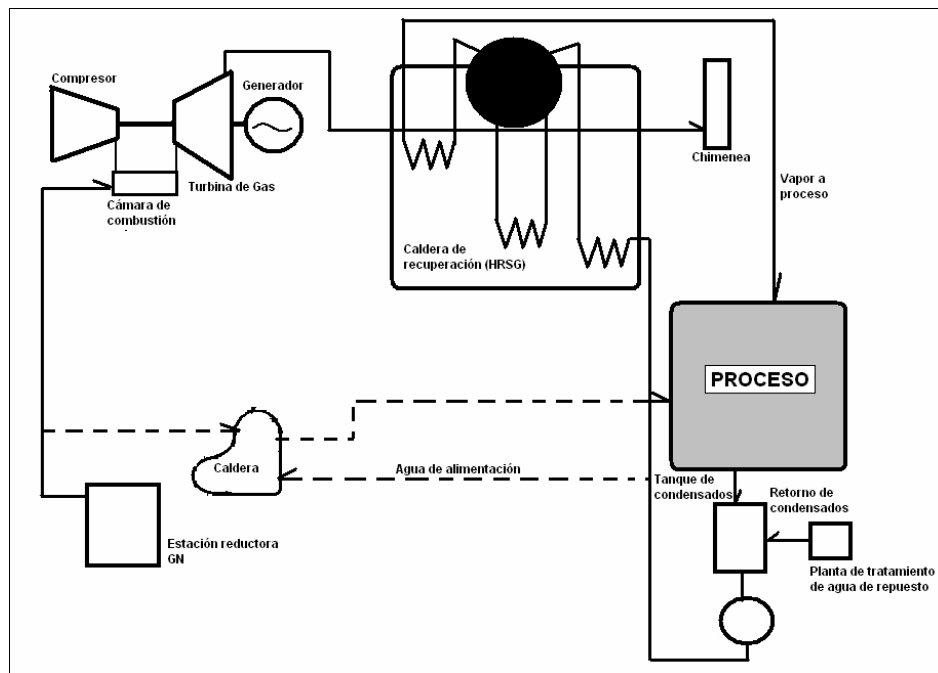


Figura 3-11: Diagrama de masa y energía con TG y HRSG

Motor alternativo.

Este sistema arroja la mayor generación eléctrica por unidad de combustible consumido, alrededor del 34 % al 40 %, aunque los gases alcanzan bajas temperaturas que oscilan entre los 473.15 y 523.15 K. Sin embargo, en aquellos procesos en los que se puede adaptar, la eficiencia de cogeneración alcanza valores similares a los de las turbinas de gas. Con los gases residuales, se puede producir vapor de baja presión (alrededor de 10 a 15 kg / cm²) o agua caliente de 353.15 a 373.15 K. El esquema de esta configuración esta representado en la figura 3-12.

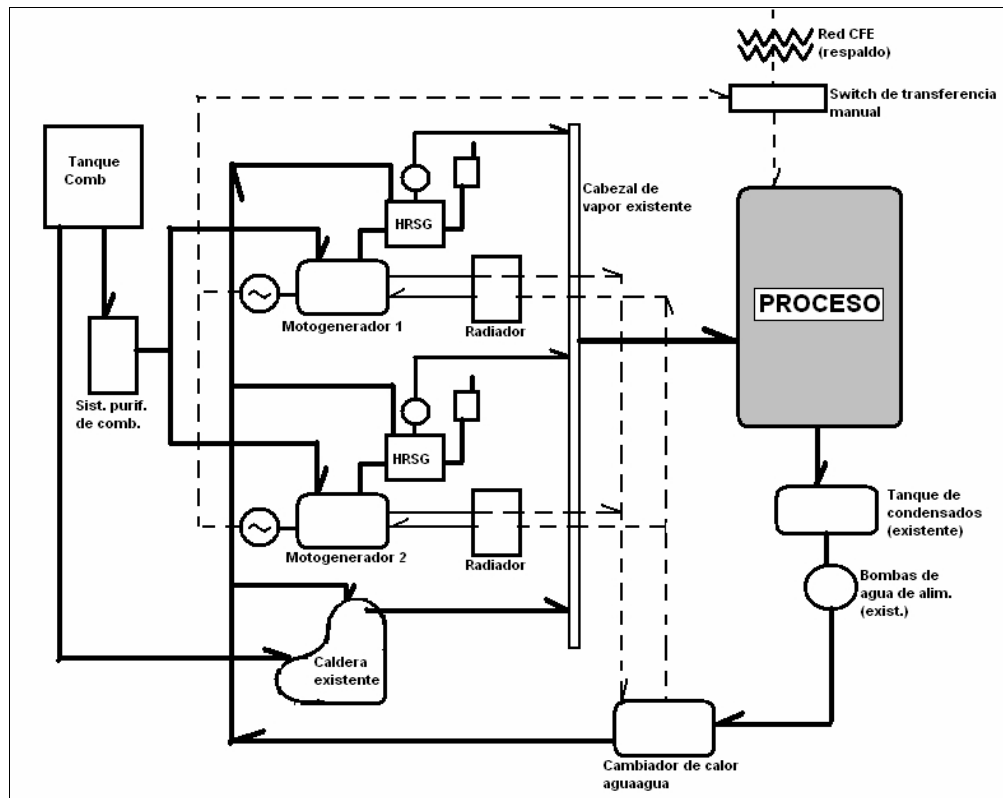


Figura 3-12: Diagrama de masa y energía con motores alternativos

Pueden usar una gran variedad de combustibles como son gas metano, gas LP, gasolina y mezclas de combustibles gaseosos y líquidos, y son relativamente más eficientes que las turbinas del mismo tamaño.

Ciclo combinado.

A este sistema se le caracteriza por que emplea una turbina de gas y una turbina de vapor. En este sistema los gases producidos en la combustión de la turbina de gas, se emplean para producir vapor a alta presión a través de una caldera de recuperación, para posteriormente alimentar un turbina de vapor, sea de contrapresión o extracción-condensación y producir por segunda vez energía eléctrica, utilizando el vapor a la salida de la turbina o de las extracciones directamente en los procesos.

El ciclo combinado se utiliza en los procesos donde la razón potencia/calor es alta. El esquema mostrado en la figura 3-13. ejemplifica la configuración de un ciclo combinado de GE.

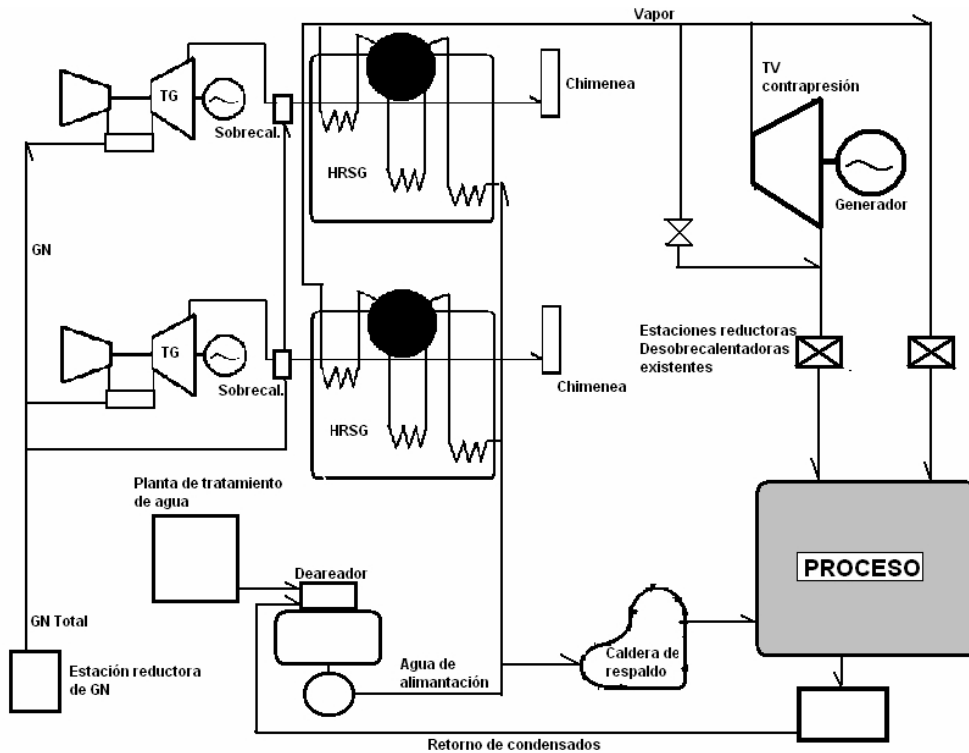


Figura 3-13: Diagrama de masa y energía de un Ciclo Combinado con Turbina de Gas, Caldera de recuperación (HRSG) y Turbina de vapor a contrapresión.

3.5. Compresores.

Es un componente diseñado para aumentar la presión de un fluido compresible como el aire. Sin importar cual sea el tipo de compresor, el principio de funcionamiento es el mismo. El fluido de trabajo que se encuentra a baja presión, entra en un conjunto de alabes móviles y sale a una gran velocidad como resultado del trabajo transmitido por el eje. El fluido pasa a un difusor configurado de tal forma que la velocidad disminuye y la presión se incrementa.

3.5.1. Eficiencia de una etapa.

Debido a la fricción que ocurre entre el fluido y las superficies de los alabes se producen algunas pérdidas de energía que ocasionan que el proceso de compresión sea irreversible y adiabático. Para superar estas pérdidas y llevar el fluido a una entropía mayor a la requerida en un proceso ideal, se requiere un mayor trabajo del compresor. Como se expresa en la Figura 3-14

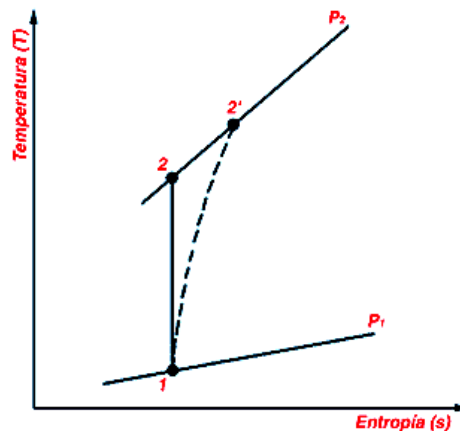


Figura 3-14: Diagrama T- S del proceso de compresión a condiciones ideales y reales.

La eficiencia ideal, será considerada como la eficiencia obtenida a partir de un proceso isentrópico. Y por definición: Es el cociente que existe entre el trabajo ideal realizado por el compresor y la potencia real indicada del compresor.

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

Para gas ideal, la eficiencia de la etapa puede escribirse como:

$$\eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1}$$

Los compresores pueden clasificarse de acuerdo a la dirección del flujo a través de ellos en: compresores axiales y compresores centrífugos. En una turbina de gas puede emplearse uno de los dos tipos de compresores o una combinación de éstos dependiendo de las condiciones y requerimientos de operación.

3.5.2. Compresores axiales.

El aire en un compresor axial, fluye en la dirección del eje de los compresores a través de una serie de álabes móviles acoplados a un disco fijo en el eje y una serie de álabes fijos acoplados a la carcasa de los compresores y concéntricos al eje de rotación. Los álabes fijos actúan como difusor en cada etapa, transformando la energía cinética del aire en energía potencial en forma de presión y a su vez, dan al flujo el ángulo adecuado para entrar en los álabes móviles de la siguiente etapa.

Cada conjunto de alabes móviles y alabes fijos forman una etapa del compresor. Un mayor incremento de presión en un compresor axial se logra instalando varias etapas, presentándose una reducción en la sección transversal a medida que el aire es comprimido. La Figura 3-15 representa el paso del fluido por un compresor axial.

3.5.3. Compresores centrífugos.

Está conformado por tres partes principales conocidas como rodete, difusor y múltiple de distribución, cada uno con una función específica en el proceso de compresión.

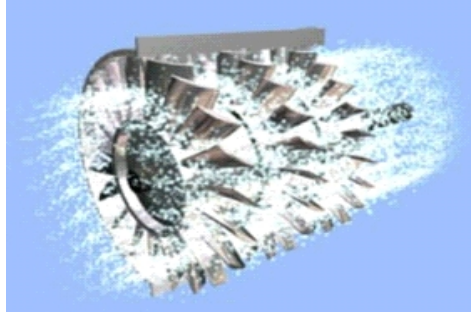


Figura 3-15: Compresor axial

El aire entra al compresor cerca de su eje en dirección axial y es impulsado en forma radial por la fuerza centrífuga producida por el movimiento del rodete. El aire que sale radialmente y a gran velocidad del rodete, es tomado por el difusor donde la energía cinética del aire se transforma en energía potencial en forma de presión.

3.6. Turbinas.

La turbina es un dispositivo diseñado para extraer energía de un fluido que pasa a través de ella y la transforma en potencia útil. En esta, las partículas del fluido que salen a gran velocidad de la tobera sufren un cambio en la cantidad dirección de movimiento, generando una variación en la cantidad de movimiento y por lo tanto una fuerza.

3.6.1. Turbinas de Impulso.

Estas son también conocidas como turbinas de acción, aprovechan la energía del fluido (vapor o gases calientes a alta presión) para producir trabajo. Este tipo de turbinas, se pueden diseñar de una o varias etapas y cada una de ellas esta constituida por un estator y un rotor.

La primera etapa de la turbinas de impulso consta de un estator conformado por un conjunto de toberas en las cuales la alta presión y baja velocidad del flujo a la entrada se transforma en baja presión y alta velocidad. Las toberas están dispuestas de tal manera que entregan el fluido a los alabes móviles con un ángulo definido. Dependiendo del diseño, el estator de las etapas sucesivas puede estar constituido por alabes fijos que cambian la dirección del flujo para entregarlo con el ángulo adecuado al siguiente grupo de alabes móviles o por alabes fijos que

actúan como toberas, o sea que además de cambiar la dirección del flujo aumentan su velocidad.

Los rotores de impulso son más favorables para caídas de presión y temperatura considerables por lo que son ampliamente empleados en turbinas de vapor (Laval y Curtis) y poco utilizados en las turbinas de gas.

3.6.2. Turbinas de Reacción.

A diferencia de las turbinas de impulso, su expansión ocurre en los alabes fijos y en los alabes móviles. La etapa de una turbina de reacción esta constituida por un juego de alabes fijos o toberas y un juego de alabes móviles. Sin embargo, ocurre una caída de presión en los alabes móviles que están dispuestos en forma de toberas. El flujo de gases o vapor que entra en los alabes fijos de una etapa de reacción lo hace a través de toda su circunferencia, por lo que se dice que es de admisión total.

En los alabes fijos, el fluido es acelerado mientras que su presión y entalpía disminuyen debido a la disposición de tobera de los canales formados por cada par de alabes. El flujo que sale de estos, entra al conjunto de alabes móviles cuyos canales tienen también forma de tobera, haciendo que el fluido incremente su velocidad relativa con respecto a los alabes mientras que la presión y entalpía disminuyen. La energía producida por el cambio en el momentum de los gases, es absorbida por los alabes móviles y transmitida al eje en forma de trabajo útil.

3.6.3. Turbinas de Gas (Ciclo Brayton).

La Turbina de Gas es un mecanismo de transformación de energía, en donde se utiliza la energía cinética de algún fluido para la realización de trabajo mecánico, siendo un dispositivo cíclico generador de potencia mediante sistemas de álabes que son empujados por dicho fluido. El fluido de trabajo a utilizar en nuestro caso será un gas.

Como se puede observar en la figura el ciclo Brayton ideal inicia con una compresión isentrópica, se adiciona calor a presión constante para posteriormente ser expandido isentrópicamente hasta la presión atmosférica, pero en el proceso existen algunas pérdidas por lo cual el proceso es irreversible. Provocando una disminución en el rendimiento del ciclo. En la figura 3-16 las líneas continuas describen el proceso ideal y las líneas punteadas el ciclo real en el cual se concideran las irreversibilidades del ciclo.

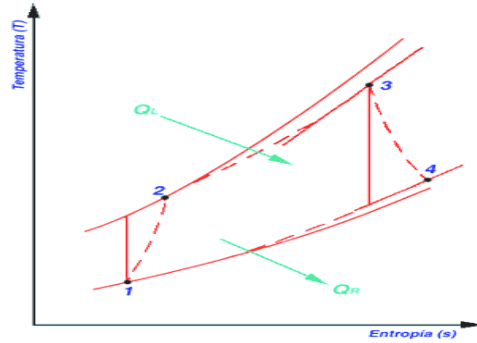


Figura 3-16: Diagrama T-s del ciclo termodinámico básico real de las turbinas de gas

Para un gas ideal, el trabajo neto puede escribirse como:

$$W_{neto} = W_{Turbina} - W_{Compresor}$$

$$W_{neto} = mC_p (T_3 - T_4) - mC_p (T_2 - T_1)$$

$$q_S = mC_p (T_3 - T_2)$$

La eficiencia térmica del ciclo Brayton es la relación entre el trabajo neto desarrollado y el calor adicionado:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_S} = \frac{mC_p (T_3 - T_4) - mC_p (T_2 - T_1)}{mC_p (T_3 - T_2)}$$

Las turbinas de gas pueden operar como sistemas abiertos o cerrados, el modo abierto es el más común. Para el ciclo abierto, tres son los elementos principales de una turbina de gas: compresor, cámara de combustión y turbina. Este es un sistema en el que el aire atmosférico entra continuamente al compresor, donde se comprime hasta alta presión. El aire entra entonces en la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible produciéndose la combustión y obteniéndose los productos de combustión a elevada temperatura. Los productos de combustión se expanden en la turbina y a continuación se descargan al ambiente. Parte de la potencia desarrollada en la turbina se utiliza en el compresor y la restante se utiliza para generar electricidad.

Este sistema es el que se considerará para el análisis de este proyecto. La Figuras 3-17 se muestra en ciclo abierto.

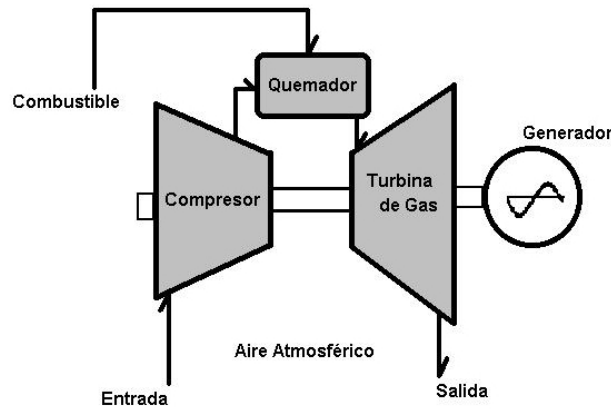


Figura 3-17: Turbina de Gas en un ciclo abierto

3.6.4. Turbinas de Vapor (Ciclo Rankin).

Sus componentes principales tal como lo muestra la figura 3-18 son:

Caldera: su función es la de generar el vapor necesario para el funcionamiento de la turbina.

Turbina: es la encargada de utilizar la energía del vapor de la caldera y transformarla en trabajo útil para mover un generador eléctrico.

Condensador: se emplea para condensar el vapor que sale de la turbina.

Bomba: usada para alimentar la caldera con el agua que proviene del condensador.

Este ciclo consta principalmente de cuatro procesos, como lo indica el diagrama T-s de la figura 3-19 (Diagrama T-s del ciclo básico de TV):

1-2. Proceso de bombeo adiabático e irreversible.

2-3. Transferencia de calor al fluido de trabajo a presión constante.

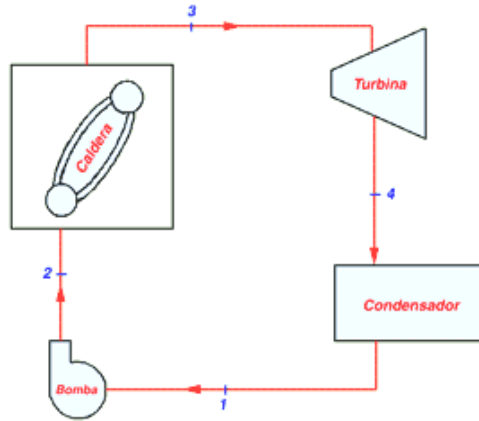


Figura 3-18: Esquema del ciclo básico de las turbinas de vapor

3-4. Expansión adiabática e irreversible del fluido en la turbina.

4-5. Transferencia de calor desde el fluido de trabajo a presión constante en el condensador.

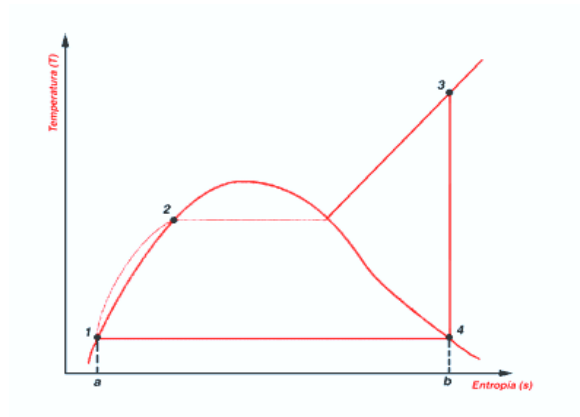


Figura 3-19: Diagrama T-s del ciclo termodinámico de las TV

Si los cambios en la energía cinética y potencial (presión y temperatura) del fluido de trabajo no son considerados, el calor transferido y el trabajo pueden representarse por áreas en el diagrama.

El área comprendida por los puntos a-1-2-3-b-a representa el calor transferido al fluido de trabajo, mientras que el área comprendida por los puntos a-1-4-b-a representa el calor transferido desde el sistema.

El trabajo neto realizado está representado por el área comprendida por los puntos 1-2-3-4-1 y es la diferencia entre el calor transferido al fluido de trabajo y el calor transferido desde el fluido de trabajo.

La eficiencia térmica se conoce como la relación existente entre el calor transferido al fluido de trabajo q_A por unidad de masa y el trabajo neto realizado W_{neto} por unidad de masa.

$$\eta_{termica} = \frac{W_{neto}}{q_S} = \frac{q_S - q_R}{q_S}$$

3.7. Recuperadores de Calor.

Para recobrar el calor que sale de las turbinas de gas y con ello generar vapor para abastecer las demandas del proceso se utilizan los recuperadores de calor.

Los recuperadores de calor pueden ser, en general, de circulación forzada o de circulación natural. Los de circulación forzada presentan las ventajas de requerir menor espacio para su instalación debido a que son erguidos de forma vertical, tienen un menor tiempo de arranque, requieren un menor "Pinch Point" que se define como la diferencia de la temperatura de salida de los gases del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor generado en esa sección.

La mayor ventaja de los recuperadores de circulación natural es que no cuentan con bombas de circulación evitándose fallas y mantenimiento.

Existen tres tipos o clasificaciones principales de recuperadores:

1. Recuperadores de calor sin poscombustión.
2. Recuperadores de calor con poscombustión.

3.7.1. Recuperadores de calor sin poscombustión, RCSP.

Son los más simples de los recuperadores, prácticamente son intercambiadores de calor convectivos en los cuales se genera vapor mediante el empleo únicamente de los gases de descarga de las turbinas de gas. Los rangos de las condiciones del vapor con que normalmente funcionan este tipo de recuperadores es de 10 bar con vapor saturado a 110 bar y 785.15 K. Los RCSP

trabajan bajo las condiciones de operación impuestas por la turbina de gas, que siguen la demanda de energía eléctrica.

3.7.2. Recuperadores de calor con poscombustión, RCCP.

El oxígeno contenido en la descarga de la turbina de gas permite llevar a cabo una posterior combustión y así generar una mayor cantidad de vapor con respecto a los RCSP. Los RCCP normalmente funcionan con temperaturas de gases después de la poscombustión no mayores a 1243.15 K, siendo posible llevar a cabo la combustión en ductos con quemadores, ya que de otra forma se requerirían paredes refrigeradas.

Dado que la turbina de gas esencialmente funciona como un precalentador del aire que ingresa al recuperador, los RCCP requieren menor cantidad de combustible para generar la misma cantidad de vapor que un generador de vapor convencional, pudiendo llegar a reducir en 20 % menos el consumo de combustible.

Los RCCP básicamente son intercambiadores de calor convectivos que se diseñan en forma muy similar a los RCSP. Sin embargo, la posibilidad de poscombustión provee la posibilidad de controlar la producción de vapor, dentro de la capacidad del sistema de quemadores, de forma independiente al modo de operación de la turbina de gas.

A continuación se hace mención de algunos puntos importantes para la selección y diseño de los recuperadores de calor.

3.7.3. Optimización de los recuperadores.

La optimización de los recuperadores de calor debe seguir las siguientes condiciones:

Se debe conseguir la mayor eficiencia en la utilización del calor en los gases.

Las pérdidas de presión en los tubos debe ser mínima para no afectar la potencia de salida y eficiencia de la turbina de gas.

Cuando se diseña un recuperador de calor, debe tenerse en cuenta no alcanzar la temperatura mínima de corrosión (entre 393.15 y 423.15 K) , que es cuando se alcanza el punto de rocío del ácido sulfúrico. Esto es, garantizar que todas las superficies en contacto con los gases tengan una temperatura superior al punto de

rocío del ácido sulfúrico y, cuando el combustible utilizado está libre de azufre, el límite se determina por el punto de rocío del agua.

Para obtener una máxima utilización del calor contenido en los gases deben existir pequeñas diferencias de temperatura entre los gases a la salida del recuperador y el agua o vapor, lo que provoca que la superficie de intercambio de calor requerida sea grande. Esto trae consigo una caída de presión grande del lado de los gases afectando la potencia de la turbina, a menos que la velocidad del gas sea baja, lo que incrementa nuevamente la superficie de intercambio de calor. Este problema puede solucionarse usando tubos aleteados y de diámetro pequeño.

Capítulo 4

TURBINA DE GAS.

4.1. Selección de la turbina de Gas.

El principal problema en los procesos de recuperación de presión es la forma de obtención del fluido de inyección y el costo del mismo. En este proyecto se propone la utilización del gas existente en el casquete del yacimiento, ya que este consta en su mayor porcentaje de Metano, Propano y Butano; gases cuyo poder calorífico es muy elevado. El gas será utilizado en un proceso de combustión, mediante la implementación de una turbina de gas, la cual producirá los gases de combustión requeridos para mantener la presión en el yacimiento.

En la actualidad las turbinas de gas trabajan con muy buenas eficiencias, además de proporcionar beneficios adicionales como lo son:

Manejo de grandes volúmenes de masa.

Elevada energía térmica al final del proceso.

Buena eficiencia en la generación de energía eléctrica.

Estos beneficios son de gran utilidad en la implementación de un método de recuperación de presión, ya que es posible obtener la cantidad de gasto de masa para la inyección y la energía eléctrica suficiente para garantizar la autosuficiencia.

El método de inyección de Nitrógeno operando en la actualidad inyecta un gasto volumétrico de $6.5 \text{ m}^3/\text{s}$. a las condiciones de 10.8 MPa de presión y 308.5 K de temperatura. A continuación se realizan los cálculos necesarios para obtener el gasto másico equivalente al de Cantarell.

Tomando la ecuación de estado para calcular la densidad del Nitrógeno.

$$Pv = mRT$$

Donde:

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

De tablas de propiedades del Nitrógeno.

$$R = 0,296 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Sustituyendo:

$$\rho = \left(\frac{10,8 \times 10^3 [\text{kPa}]}{0,296 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right] 308,5 [\text{K}]} \right) = 118,27 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Calculando el gasto:

$$\dot{m} = \rho v = \left(118,27 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \right) \left(6,5 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \right) = 768,76 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Las necesidades en Cantarell son las de inyectar 768.76 Kg/s a una presión de 10.8 MPa. La turbina a seleccionar además de garantizar los gastos de masa, tendrá que cumplir con otras características, como lo son: Condiciones favorables de los gases de escape para la generación de vapor y alta eficiencia, es decir bajo HR (Heat Rate).

HR (Heat Rate).

El HR [KJ/Kw h] es un concepto experimental que relaciona la cantidad de energía contenida en el combustible y la energía eléctrica entregada por la turbina. Por medio de este factor se puede obtener una medida de la eficiencia, mediante la siguiente expresión:

$$Eficiencia = \frac{3600}{HR} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kW h}} \right]$$

En el mercado existe una gran variedad de turbinas de gas las cuales pueden satisfacer nues-

tras necesidades de gasto de gases, pero por razones de flexibilidad del sistema no es conveniente utilizar una sola turbina debido a que en una situación de falla inesperada o de brindarle mantenimiento estaríamos en la necesidad de sacar de operación todo el sistema, lo cual repercutiría en una suspensión en la inyección de los gases de combustión. Por tal motivo se analizara un arreglo de varias turbinas de gas, que en conjunto satisfagan las necesidades de inyección.

La decisión entre uno u otro arreglo, se hará con el propósito de que la salida de operación de una turbina de gas no represente una disminución considerable en el gasto de gases de inyección, para evitar perdidas de bombeo se considerara un equipo en cada pozo inyector intalado en la actualidad por lo cual el gasto de cada equipo sera:

$$\#Equipos = \frac{768,76 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]}{7_{\text{pozos}}} = 109,82 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]_{\text{pozos}} = 14,28 \%$$

Por facilidad de calculos se propone que cada equipo represente el 15 % de la producción total lo que en base a los requerimientos totales de gasto, que cada turbina deberá proporcionar .

$$\dot{m} = (768,76) (0,15) = 115.31 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

En conclusion se propone un arreglo de 7 turbinas entregando cada una por lo menos $115.31 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$.

4.2. Selección del modelo de la turbina de Gas.

En la figura 4.2 se muestra una primera selección de las posibles turbinas que cumplen con el tipo de combustible disponible.

Características de la turbina seleccionada.

Se selecciona la turbina LM6000PC, ya que la potencia entregada por esta es mayor, además de tener un HR menor.

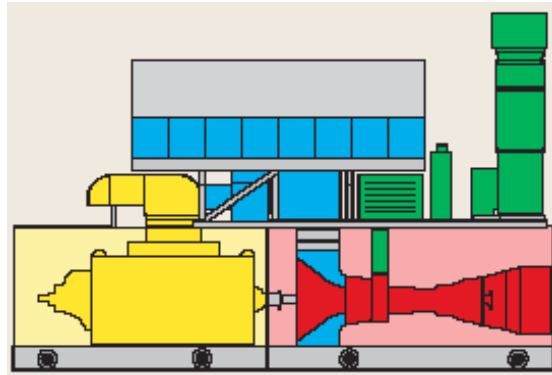


Figura 4-1: Modelo 60 -Hz Generador

Modelo de turbina	Capacidad [kW]	Calor Tranferido (HR) [kJ/kWh]	Relación de Compresión	Gasto [kg/s]	Temperatura de los gases a la salida [K]
LM6000PC SPRINT	50080	8916	30.9	134	714
LM6000PC	43417	8549	29.1	127	717
LM6000PD SPRINT	46824	8688	30.7	131	720
LM6000PD	42336	8765	29.3	126	725
LM6000PD(liquid fuel)	40212	8878	28.1	122	731
LM6000PK	30676	9300	23.6	87.1	787
LM2500PV	30463	9069	22.6	84.3	772
LM2500PH	27763	8775	20.2	75.9	770
LM2500PE	22719	9789	19.1	69.4	806

Figura 4-2: Modelos de Turbinas de Gas

4.3. Factores de ajuste a condiciones sitio.

Los datos proporcionados en la ficha técnica de la turbina están dados a condiciones ISO, por lo cual se tendrán que ajustar a las condiciones de temperatura, altura y factor de carga correspondiente a la condición media operativa del equipo. Estas correcciones se realizan con la grafica de la figura 4-5 y tabla de la figura 4-6. Donde se considera que para Cantarell la ASNM es 0 m la temperatura promedio anual es de 301.15 K y un factor de planta medio operativo de 86 %.

Los datos mostrados en la fila de conversión a sitio en tabla de la figura 4-7 son los reales

Modelo de turbina	Capacidad [kW]	Calor Tranferido (HR) [kJ/kWh]	Relación de Compresión	Gasto [kg/s]	Temperatura de los gases a la salida [K]
LM6000PC	43417	8549	29.1	127	717
LM6000PD	42336	8765	29.3	126	725

Figura 4-3: Equipos que cumplen con el gasto de masa requerido

Modelo de turbina	Capacidad [kW]	Calor Tranferido (HR) [kJ/kWh]	Relación de Compresión	Gasto [kg/s]	Temperatura de los gases a la salida [K]
LM6000PC	43417	8549	29.1	127	717

Figura 4-4: Turbina Selleccionada

esperados para la operación del equipo al instalarlo en Cantarell.

4.4. Balance Termodinámico.

En esta sección se describe el ciclo de aire estándar con el cual trabaja la turbina de gas se calcularán las entalpías del aire en cada punto del proceso y las eficiencias correspondientes.

Punto 1.

Considerando que el aire se toma del medio ambiente se tiene:

$$T_1 = T_{amb} = 28^{\circ}C = 301,5 [K] \quad Patm = 1 [bar] = 100 [kPa]$$

De Tablas.

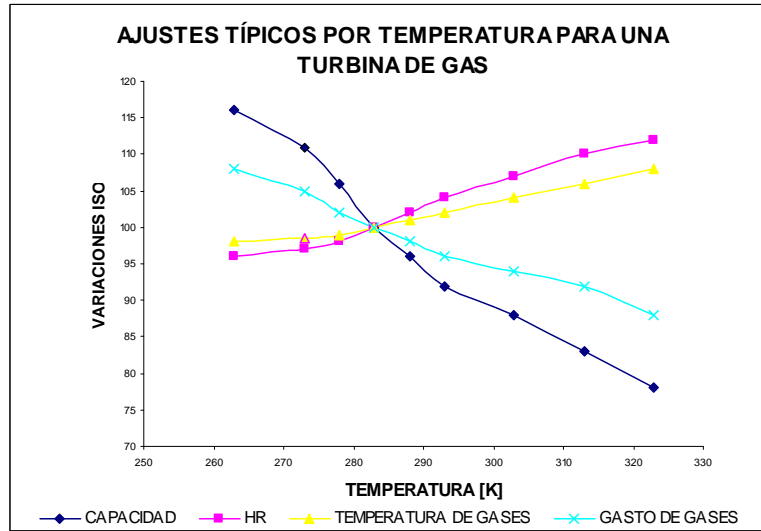


Figura 4-5: Ajustes típicos por temperatura de admisión para una Turbina de Gas

$$H_1 = 300,19 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad S_1 = 1,702 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Punto 2.

Suponiendo un proceso de compresión ideal:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = r_c \longrightarrow T_{2S} = T_1 (r_C)^{\frac{k-1}{k}}$$

Donde:

$$k = \frac{C_P}{C_V} = 1,4 \quad r_C = 29,1$$

Sustituyendo valores:

Factor de Planta	Capacidad	Calor Tranferido (HR)	Gasto Gases	Temperatura de los gases a la salida
[%]	[kW]	[kJ/kWh]	[kg/s]	[K]
10	0.10	3.867	0.991	0.531
20	0.20	2.241	0.992	0.578
30	0.30	1.713	0.993	0.625
40	0.40	1.448	0.994	0.674
50	0.50	1.290	0.995	0.724
60	0.60	1.185	0.996	0.775
70	0.70	1.112	0.997	0.882
80	0.80	1.061	0.998	0.883
90	0.90	1.027	0.999	0.940
100	1.00	1.000	1.000	1.000

Figura 4-6: Ajustes para las turbinas de gas por factor de planta

Turbina seleccionada: LM6000PC				
	Capacidad [kW]	HR [kJ/kWh]	Gasto [Kg/s]	Temperatura [K]
ISO	43417	8549	127.00	717.15
Factor	0.7826	1.0666	0.9656	0.9291
SITIO	33978	9118	122.63	666.30

Figura 4-7: Factores de ajuste a Sitio

$$T_{2S} = (301,5) (29,1)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 789,85 \text{ [K]}$$

Realizando las correcciones para un proceso de compresión adiabático irreversible y una eficiencia del compresor del 85 %.

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{\eta_{com}} (T_{2S} - T_1) = 301,5 + \frac{1}{0,85} (789,85 - 301,5) = 876,03 \text{ [K]}$$

De tablas.

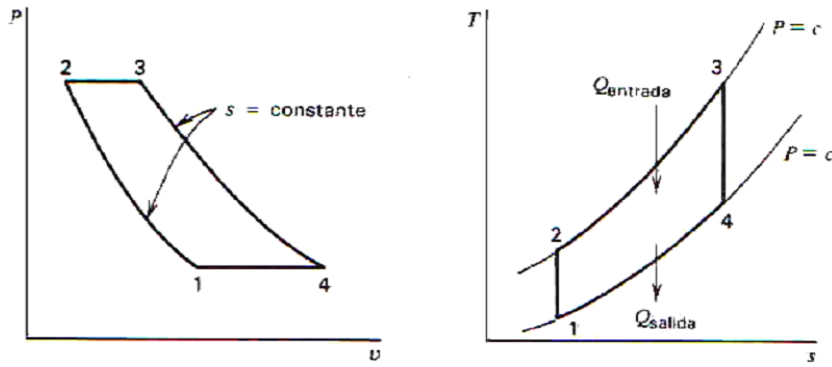


Figura 4-8: Diagramas Presion-Volumen y Temperatura-Entropia

$$H_2 = 906,12 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad S_2 = 2,8183 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Punto 3.

Se requiere saber la cantidad de calor que proporciona el combustible en la cámara de combustión para lo cual es necesario utilizar el concepto de HR mediante la siguiente expresión;

$$\eta = \frac{3600}{HR} \times 100$$

Para calcular esta eficiencia utilizamos el HR en sitio:

$$\eta = \frac{3600}{9118} \times 100 = 39,48 \%$$

Con esta eficiencia el calor suministrado será.

$$Q_S = \frac{\text{Capacidad sitio}}{\eta} = \frac{33978}{0,3948} = 86063 [\text{kW}]$$

Se sabe:

$$Q_S = \bar{PCI} \times \dot{m}_{comb}$$

Para calcular el poder calorífico inferior del gas tenemos:

$$\bar{PCI} = \sum P_J X_J$$

Donde:

\bar{PCI} = Poder Calorífico inferior promedio

P_J = Poder calorífico inferior

X_J = Fracción en masa

De esta manera se tiene:

GAS	Fracción	PCI [kJ/kg]
CH4	0.4867	50039
C2H6	0.1008	47511
C3H8	0.0496	46377
C4H10	0.0158	49947
iC4H10	0.0060	49947
C5H12	0.0052	45376
iC5H12	0.0043	45376
C6H14	0.0068	45125
Poder Calorífico inferior promedio		33270

Figura 4-9: Poder Calorífico Inferior del gas existente

$$\bar{PCI} = 33270 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right];$$

Conociendo el calor suministrado y el poder calorífico se obtiene el gasto de combustible:

$$Q_S = \bar{PCI} \times \dot{m}_{comb} \longrightarrow \dot{m}_{comb} = \frac{Q_S}{\bar{PCI}}$$

Sustituyendo valores:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{86063}{33270} = 2,58 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Sabiendo:

$$Q_S = \dot{m}_T C_P (T_3 - T_2) \longrightarrow T_3 = \frac{Q_S}{\dot{m}_T C_P} + T_2$$

Donde:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire} = 122,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]; \quad C_p = 1,13 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Sustituyendo valores:

$$T_3 = \frac{86063 \text{ [kW]}}{\left(122,63 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \right) \left(1,13 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right] \right)} + 876,03 \text{ [K]} = 1497,10 \text{ [K]}$$

De Tablas.

$$h_3 = 1635,95 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad S_3 = 3,4452 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Punto 4.

Considerando un proceso de expansión isentrópica ideal:

$$T_{4S} = \frac{T_3}{r_C^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1497,10}{29,1^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 571,47 \text{ [K]}$$

Realizando la corrección para un proceso adiabático irreversible y suponiendo una eficiencia de la turbina del 90 %.

$$T_4 = T_3 - \eta_T(T_3 - T_{4S}) = 1497,10 \text{ [K]} - 0,9(1497,10 \text{ [K]} - 571,47 \text{ [K]}) = 664,03 \text{ [K]}$$

De tablas:

$$h_4 = 686,13 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad S_4 = 2,5342 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

4.5. Balance Exergético.

Los fundamentos del concepto de exergía se ponen de manifiesto al definir el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las transformaciones reales, al existir la posibilidad de poder generar un trabajo cuando dos sistemas en distintos estados térmicos, se ponen en contacto.

Si uno de ellos es un sistema ideal (medio ambiente) y el otro es un sistema cerrado, la exergía es el trabajo teórico máximo que se puede obtener de su mutua interacción hasta alcanzar el estado de equilibrio.

Dependiendo el valor numérico de la exergía en los diferentes estados del sistema cerrado considerado y del medio ambiente. Esta se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema; el uso eficiente de los recursos energéticos

va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo el objetivo del análisis exergético el cuantificar e identificar éstas causas.

La exergía es, por lo tanto, el trabajo teórico máximo que se puede obtener cuando el sistema cerrado evoluciona desde un estado inicial dado hasta su estado muerto, interaccionando sólo con el medio ambiente. Se calcula de manera práctica de la siguiente manera:

Exergía para un flujo de materia

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

Exergía para un flujo de calor

$$b = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$$

Estado muerto: Si el estado de una cantidad constante de materia que constituye el sistema cerrado, es diferente al del medio ambiente, existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente, dicha posibilidad disminuye desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico; a este estado particular del sistema se le denomina estado muerto, y el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a su temperatura T_0 y presión P_0 .

Cálculo de exergía para los diferentes puntos de la turbina de gas, consideraremos el estado muerto las condiciones de entrada de la turbina.

En el proceso de compresión solo se tiene un flujo de materia por lo cual la exergía en el punto 2 es:

$$b_2 = (906,12 - 300,19) - 301,5 (2,8183 - 1,7020) = 269,37 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Para el punto 3 se tiene una adición de calor por lo cual el cálculo de exergía para este punto es:

$$q = (h_3 - h_2) = 1635,95 - 906,12 = 729,83 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$b_3 = 729,83 \left(1 - \frac{301,5}{1497,63} \right) = 582,9 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

En el punto 4 existe una expansión en la turbina por lo cual solo hay un flujo de materia y su exergía queda de la siguiente manera:

$$b_4 = (686,13 - 300,19) - 301,5 (2,5342 - 1,702) = 135.03 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

La energía neta utilizable en cada punto se obtiene dividiendo la exergía entre el incremento de entalpía con respecto a el estado muerto.

$$\frac{b_2}{\Delta h_0} = \frac{269,36}{906,12 - 300,19} = 0,444\ 54$$

$$\frac{b_3}{\Delta h_0} = \frac{582,9}{1635,95 - 300,19} = 0,436\ 38$$

$$\frac{b_4}{\Delta h_0} = \frac{135.03}{686,13 - 300,19} = 0,349\ 79$$

El trabajo máximo que se puede obtener por unidad de masa será:

$$\Delta b_{4-3} = 582,9 - 135.03 = 447.87 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Capítulo 5

COMBUSTIÓN.

En este capítulo se realizará el análisis termodinámico del proceso de combustión, estudiando las reacciones químicas que se tienen en la cámara de combustión de la turbina de gas, ya que estos datos son importantes para poder predecir la cantidad de oxígeno que se tendrá a la salida de la turbina, y poder estimar la cantidad de combustible que se oxidara en el poscombustor.

Combustión.

Es la transformación de energía química a energía térmica mediante la oxidación de los componentes del combustible. Esta transformación se describe por medio de una ecuación de reacción global, durante este proceso la masa permanece constante por lo cual se aplica la ley de la conservación de la masa.

Aire teórico para la combustión de Gas.

El aire teórico es la cantidad exacta necesaria de aire que permite contar con oxígeno suficiente para la combustión completa. En realidad, con esta cantidad de aire no es posible oxidar todo el combustible, ya que la probabilidad de que cada molécula de combustible encuentre la cantidad exacta de moléculas de oxígeno es mínima y se sabe que el tiempo en el cual ocurre esta reacción es muy poco, por lo cual para garantizar la combustión completa se necesita suministrar un exceso de aire, el cual aumenta la probabilidad de que las moléculas de combustible se oxiden completamente.

	Elemento	Fracción masa	Moles	Fracción volumetrica	M
AIRE	O2	0,233	1	0,21	32
	N2	0,767	3,76	0,79	28
	Suma	1	5	1	29

Figura 5-1: Porcentajes en masa y fracción volumetrica del O₂ y del N₂ en el aire

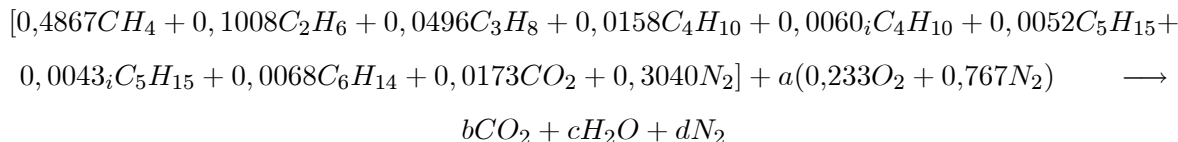
5.1. Balance estequiométrico.

Para realizar este balance se hará en fracción masa de todos los componentes, cabe señalar que el combustible lo tenemos en fracciones de masa por lo cual se calcularán las fracciones de masa del aire a partir de los porcentajes de volumen del oxígeno y del nitrógeno, así como de la masa molar de cada uno de los elementos respectivamente.

$$Fracción\ Masa = \frac{(FraccionVolumetrica)_i (Moles)_i}{\Sigma (FraccionVolumetrica)_i (Moles)_i}$$

De esta manera tenemos los porcentajes de masa del oxígeno y del nitrógeno contenidos en el aire, como se ilustra en la tabla de la figura 5-1.

Ahora bien, la ecuación para hacer el balance estequiométrico queda de la siguiente manera:



Para hallar los valores correspondientes para cada uno de los productos, se hace uso de las siguientes ecuaciones de balance:

C :

$$b = 0,4867 + 2(0,1008) + 3(0,0496) + 4(0,0158 + 0,0060) + 5(0,0052 + 0,0043) + 6(0,0068) + 0,0173$$

$$b = 1,0299$$

H :

$$2c = 4(0,4867) + 6(0,1008) + 8(0,0496) + 10(0,0158 + 0,0060) + 12(0,0052 + 0,0043) + 14(0,0068)$$

$$c = 1,6878$$

O :

$$2(0,0173) + 2(0,2331)a = 2b + c$$

$$a = \frac{2b + c - ,0346}{0,4662}$$

N :

$$2(0,3040) + 2(0,7670)a = 2d$$

$$d = \frac{0,6080 + 1,5340a}{2}$$

Sustituyendo los valores correspondientes para cada ecuación tenemos:

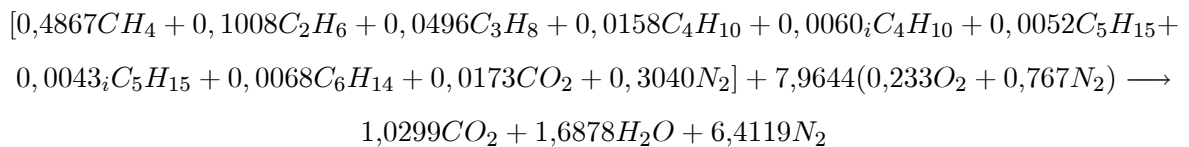
$$a = 7,9644$$

$$b = 1,0299$$

$$c = 1,6878$$

$$d = 6,4119$$

Reacción química balanceada.



Relación aire/combustible.

$$r_{t A/C} = 7,9644(0,233 + 0,767) = 7,9644 \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$$

5.1.1. Temperatura de flama adiabática.

Cuando se quema un combustible, se desprende una cantidad considerable de energía. Parte de esa energía se transfiere como calor a través de las paredes del reactor, y el resto eleva la temperatura de los productos de reacción. Cuanto menos calor se transfiera, mayor es la temperatura de los productos. Si el reactor es adiabático, se puede alcanzar el mayor valor de temperatura posible. Esta temperatura se conoce como temperatura de llama adiabática o temperatura de llama teórica.

El cálculo de la temperatura de llama adiabática sigue el procedimiento general de los balances de energía dependen de la proporción combustible-aire en la mezcla.

$$H_P = H_R$$

$$\sum_P n_P \left(h_f^\circ + \Delta h \right)_P = \sum_R n_R \left(h_f^\circ + \Delta h \right)_R$$

Las entalpías de formación de los diferentes elementos que contiene el gas y los de los productos están registrados en las tablas: 5.2 y 5.3.

REACTIVOS		
Formula	masa	Entalpia de formacion
CH4	0.4867	-74917
C2H6	0.1008	-84718
C3H8	0.0496	-103909
C4H10	0.0158	-126223
iC4H10	0.0060	-126223
C5H12	0.0052	-126223
iC5H12	0.0043	-126223
C6H14	0.0068	-126223
CO2	0.0173	0
N2	0.3040	0

Figura 5-2: Entalpías de formación para los componentes del gas.

PRODUCTOS		
Formula	masa	Entalpia de referencia
CO2	1.0299	-393757
H2O	1.6878	-241971
N2	6.4119	0

Figura 5-3: Entalpías de referencia para los productos de la combustión.

Sustituyendo en la ecuacion de temperatura de flama adiabática.

$$H_P = (0,4867) (-74917) + (0,1008) (-84718) + (0,0496) (-103909) + (0,0158) (-126223) + (0,0060) (-123223) + (0,0052) (-123223) + (0,0043) (-123223) + (0,0068) (-123223)$$

$$H_P = -54897,761$$

$$H_R = 1,0299_{CO_2} (-393757 + \Delta h) + 1,6878_{H_2O} (-241971 + \Delta h) + 6,4119 (0 + \Delta h)$$

Para encontrar la temperatura se realizaron varias iteraciones, de las cuales se concluye que para que la igualdad de la ecuación anterior se cumpla el valor de las entalpías corresponde a una temperatura de 2473 [K].

En realidad no se alcanzará esta temperatura por las siguientes razones:

Combustión incompleta.

El exceso de aire diluye los productos.

Perdidas de calor.

Disociación de productos a altas temperaturas (reacciones de disociación endotérmicas).

5.2. Exceso de Aire para la combustión de Gas.

En las turbinas de gas el exceso de aire es esencial ya que esto favorece una disminución en la temperatura de los productos de la combustión manteniéndolos en los límites metalúrgicos.

Del primer capítulo se sabe que en la salida de la turbina de gas se tiene un flujo masico de 122.6 Kg/s de los cuales 2.6 Kg/s son de combustible, por lo que tenemos 120 Kg/s de aire.

Relación real aire/combustible.

$$r_{R A/C} = \left(\frac{120}{2,6} \right) = 46,4 \frac{Kg \text{ aire}}{Kg \text{ comb}}$$

En conclusión por cada 1 kg de gas aplicamos 46.4 kg de aire.

Exceso de aire.

Es la cantidad en exceso del aire que alimenta la combustión con respecto al aire teórico. El porcentaje de aire (atmosférico) en exceso se define como:

$$e = \frac{(kg_{aire})_r - (kg_{aire})_t}{(kg_{aire})_t} (100)$$

por lo cual con las condiciones de la turbina se tiene:

$$e = \frac{46.4 - 7,9644}{7,9644} (100) = 482\%$$

5.2.1. Disociación.

Las principales reacciones de disociación que se encuentran presentes en los procesos de combustión son:



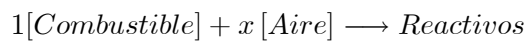
Las cuales dependen en gran medida de la Temperatura de Flama Adiabática (TFA) del proceso. Ya que al incrementar la TFA se hacen mas evidentes los efectos de la disociación.

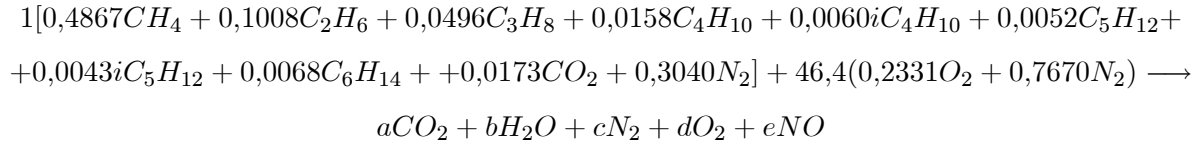
En este proceso, la TFA con la que se lleva a cabo la combustión implica que no existen reacciones de disociación según las ecuaciones 5.1, 5.2 y 5.3.

Para los casos de las reacciones de disociación de las ecuaciones 5.4, 5.5 y 5.6, se tiene que, al suministrar una fracción muy pequeña de combustible por cada fracción de aire se considera que la mayor parte de ésta fracción de Carbono (C) del combustible se oxida en CO₂ siendo de esta manera prácticamente nula la existencia de CO, lo mismo ocurre con la fracción de Hidrógeno (H) contenido en el combustible, el cual se considera que reacciona casi en su totalidad en H₂O, dejando una fracción sumamente pequeña para la formación de H₂ y OH. por lo que no se considerarán las ecuaciones de disociación que involucren estas reacciones.

Los anteriores criterios se tomaron en cuenta según los valores de k_T para la TFA correspondiente, donde estos son demasiado pequeños como para ser considerados.

Analizando la cámara de combustión de la Turbina de Gas tenemos la siguiente reacción de combustión:





Para hallar los valores correspondientes para cada uno de los productos, se hace uso de las siguientes ecuaciones de balance:

C :

$$a = 0,4867 + 2(0,1008) + 3(0,0496) + 4(0,0158 + 0,0060) + 5(0,0052 + 0,0043) + \\ 6(0,0068) + 0,0173$$

$$a = 1,0299$$

H :

$$2b = 4(0,4867) + 6(0,1008) + 8(0,0496) + 10(0,0158 + 0,0060) + 12(0,0052 + 0,0043) + \\ 14(0,0068)$$

$$b = 1,6878$$

O :

$$2(0,0173) + 2(0,2331)(46,4) = 2a + b + 2d + e$$

$$2d + e = 17,9028$$

N :

$$2(0,3040) + 2(0,7670)(46,4) = 2c + e$$

$$2c + e = 71,7240$$

Además de la reacción de disociación del NO, que es $\frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons NO$, donde $\ln k_{TNO} = -2,7616$ a 2473 K

$$\ln k_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} y_{O_2}^{1/2}};$$

$$y_{NO} = \frac{e}{n_T}$$

$$y_{N_2} = \frac{c}{n_T}$$

$$y_{O_2} = \frac{d}{n_T}$$

$$n_T = a + b + c + d + e$$

Sustituyendo y despejando de la ec. de disociación se tiene:

$$\ln k_T = \ln \frac{\frac{e}{n_T}}{\left(\frac{cd}{n_T * n_T}\right)^{1/2}}$$

$$k_T = \frac{e}{(cd)^{1/2}} = 0,0632$$

$$e^2 = 0,0632^2 cd \tag{5.8}$$

Para resolver la anterior ecuación se despejarán las variables c y d de las ecuaciones de balance del nitrógeno y del oxígeno respectivamente, para después sustituirlas en la ecuación 5.8, es decir

$$O : \quad d = \frac{1}{2} (17,9028 - e)$$

$$N : \quad c = \frac{1}{2} (71,7240 - e)$$

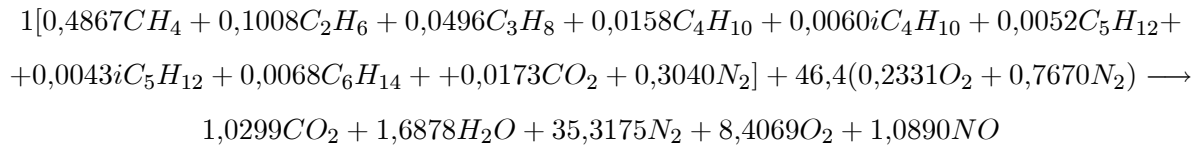
entonces

$$e^2 = \frac{0,0632^2}{4} [(17,9028 - e) (71,7240 - e)]$$

$$0,9999e^2 + 0,0895e - 1,2822 = 0$$

$$e = 1,0890$$

Los valores resultantes de los productos en la cámara de combustión por cada kilogramo de combustible en la Turbina de Gas son:

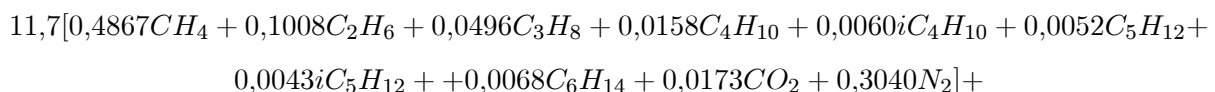
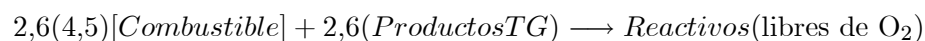


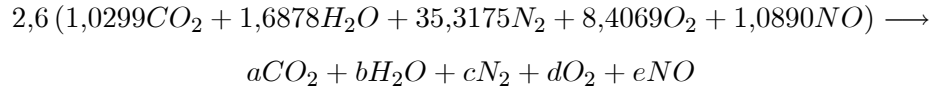
De lo anterior se hace notar que por cada kilogramo de combustible quemado en la cámara de combustión de la turbina de gas se formarán 8.41 kilogramos de oxígeno (O₂) libres a la salida, este oxígeno se puede utilizar como detonante o iniciador de la combustión en quemadores de postcombustion, los cuales pueden alcanzar altas temperaturas, con lo cual se logra un aumento en la producción de vapor, por lo que, este oxígeno libre tendrá que reaccionar con una fracción de combustible en un poscombustor tal que los productos de esta nueva combustión queden exentos de la presencia de oxígeno libre. Por lo que se realizará un nuevo cálculo de una reacción de combustión según la relación aire/combustible estequiométrica anteriormente calculada, donde la cantidad presente de oxígeno libre por unidad de masa es de un 0.233 %.

$$kg_{O_2}/kg_{combustible} = r_{a/c_{ideal}}(\%masa) = 7,964(0,233) = 1,8556 \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_{combustible}} \right]$$

$$m_{combustible} = \frac{8,41kg_{O_2}}{1,8556 \frac{kg_{O_2}}{kg_{comb}}} = 4,5kg_{combustible}$$

Es decir, hay que suministrar 4.5 kg de combustible en el poscombustor por cada kilogramo quemado en la cámara de combustión de la Turbina de Gas aproximadamente para lograr eliminar la presencia del oxígeno libre.





Ecuaciones de balance:

C :

$$a = 11,7[0,4867 + 2(0,1008) + 3(0,0496) + 4(0,0158 + 0,0060) +$$

$$5(0,0052 + 0,0043) + 6(0,0068) + 0,0173] + 2,6(1,0299)$$

$$a = 14,7276$$

H :

$$2b = 11,7[4(0,4867) + 6(0,1008) + 8(0,0496) + 10(0,0158 + 0,0060) +$$

$$12(0,0052 + 0,0043) + 14(0,0068)] + 2,6[2(1,6878)]$$

$$b = 24,1355$$

O :

$$2a + b + 2d + e = 11,7[2(0,0173)] + 2,6[2(1,0299) + 1,6878 + 2(8,4069) + 1,0890]$$

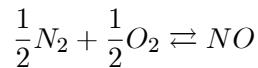
$$2d + e = 3,1052$$

N :

$$11,7[2(0,3040)] + 2,6[2(35,3175) + 1,0890] = 2c + e$$

$$2c + e = 193,5960$$

Reacción de disociación del NO:



$$\ln k_{T_{NO}} = -3,0190 \quad @ \quad 2473K$$

$$\ln k_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} * y_{O_2}^{1/2}}$$

$$k_T = \frac{e}{(c * d)^{1/2}} = 0,0632$$

$$e^2 = 0,0632^2 cd$$

Despejando c y d de las ecuaciones de balance del nitrógeno y del oxígeno respectivamente, se tiene:

$$O : \quad d = \frac{1}{2} (3,1052 - e)$$

$$N : \quad c = \frac{1}{2} (193,5960 - e)$$

y sustituyéndolas en la ecuación de disociación del NO resultante:

$$e^2 = \frac{0,0632^2}{4} [(3,1052 - e) (193,5960 - e)]$$

$$0,999e^2 + 0,1964e - 0,6003 = 0$$

$$e = 0,6831$$

Los valores resultantes de los productos en el Poscombustor son:

$$11,7[0,4867CH_4 + 0,1008C_2H_6 + 0,0496C_3H_8 + 0,0158C_4H_{10} + 0,0060iC_4H_{10} + 0,0052C_5H_{12} +$$

$$0,0043iC_5H_{12} + +0,0068C_6H_{14} + 0,0173CO_2 + 0,3040N_2] +$$

$$2,6 (1,0299CO_2 + 1,6878H_2O + 35,3175N_2 + 8,4069O_2 + 1,0890NO) \longrightarrow$$

$$14,7276CO_2 + 24,1355H_2O + 96,4565N_2 + 1,2111O_2 + 0,6831NO$$

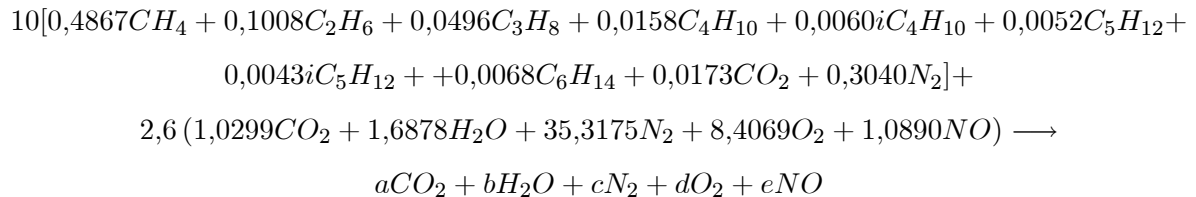
En la siguiente tabla se muestran los porcentajes de los gases de escape del poscombustor a la salida de éste según el balance de la ecuación anterior:

Gases de salida	porcentaje
CO_2	10,73
H_2O	17,59
N_2	70,30
O_2	0,88
NO	0,50

El cálculo anterior sólo representa una idealización del proceso de combustión, pues la relación aire/combustible estequiométrica no garantiza que todas las moléculas del combustible estén en contacto con las moléculas del oxígeno libre el tiempo suficiente como para que éstas reaccionen, resultando a la salida del poscombustor la presencia del oxígeno que no reaccionó además de la presencia de Hidrocarburos, los cuales resultan peligrosos para la etapa de compresión a la que serán sometidos, de lo anterior cabe señalar que una relación aire/combustible mayor a la estequiométrica implicaría una mayor presencia de oxígeno libre en el poscombustor y a la salida de éste.

Por lo anterior, los cálculos consecuentes para eliminar o minimizar la cantidad de oxígeno libre se realizarán con una cantidad menor a 4.5 kg de combustible en el poscombustor por cada kilogramo quemado en la turbina de gas, pues se priorizará la no existencia de Hidrocarburos en la etapa de compresión sobre la relativa baja proporción de oxígeno en la etapa de reinyección de gases al yacimiento.

Por lo tanto, en el poscombustor sólo se quemarán 10 kg de combustible, permitiendo del 3 al 6% de oxígeno libre en los gases de salida. Además se analizará la cantidad de energía transmitida a los gases.



Ecuaciones de balance:

C :

$$a = 10[0,4867 + 2(0,1008) + 3(0,0496) + 4(0,0158 + 0,0060) + 5(0,0052 + 0,0043) +$$

$$6(0,0068) + 0,0173] + 2,6(1,0299)$$

$$a = 12,9767$$

H :

$$2b = 10[4(0,4867) + 6(0,1008) + 8(0,0496) + 10(0,0158 + 0,0060) + 12(0,0052 + 0,0043) + 14(0,0068)] + 2,6[2(1,6878)]$$

$$b = 21,2663$$

O :

$$10[2(0,0173)] + 2,6[2(1,0299) + 1,6878 + 2(8,4069) + 1,0890] = 2a + b + 2d + e$$

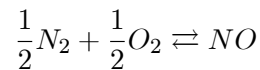
$$2d + e = 9,4173$$

N :

$$10[2(0,3040)] + 2,6[2(35,3175) + 1,0890] = 2c + e$$

$$2c + e = 192,5624$$

Reacción de disociación del NO:



$$\ln k_{T_{NO}} = -3,0190 \quad @ \quad 2473 \text{ K}$$

$$\ln k_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} * y_{O_2}^{1/2}};$$

$$k_T = \frac{e}{(c * d)^{1/2}} = 0,0632$$

$$e^2 = 0,0632^2 cd$$

Despejando c y d de las ecuaciones de balance del nitrógeno y del oxígeno respectivamente, se tiene:

$$O : \quad d = \frac{1}{2} (9,4173 - e)$$

$$N : \quad c = \frac{1}{2} (192,5624 - e)$$

y sustituyéndolas en la ecuación de disociación del NO resultante:

$$e^2 = \frac{0,0632^2}{4} [(9,4173 - e) (192,5624 - e)]$$

$$0,999e^2 + 0,202e - 1,811 = 0$$

$$e = 1,2482$$

Los valores resultantes de los productos en el poscombustor son:

$$10[0,4867CH_4 + 0,1008C_2H_6 + 0,0496C_3H_8 + 0,0158C_4H_{10} + 0,0060iC_4H_{10} + 0,0052C_5H_{12} + \\ 0,0043iC_5H_{12} + 0,0068C_6H_{14} + 0,0173CO_2 + 0,3040N_2] + \\ 2,6 (1,0299CO_2 + 1,6878H_2O + 35,3175N_2 + 8,4069O_2 + 1,0890NO) \longrightarrow \\ 12,9767CO_2 + 21,2663H_2O + 95,6566N_2 + 4,0841O_2 + 1,2492NO$$

En la siguiente tabla se muestran los porcentajes de los gases a la salida del poscombustor, de acuerdo con el balance de la ecuación anterior.

Gases de salida	porcentaje
CO_2	9,60
H_2O	15,63
N_2	70,73
O_2	3,02
NO	0,92

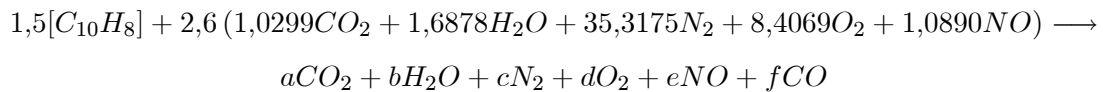
Ahora se calculara la cantidad de energía que se liberaría al quemar los 10 kg/s de combustible en los gases y así poder obtener la nueva temperatura de esto a la salida del poscombustor.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{gases} \cdot PCI \cdot \eta_{combustor} = \left(10 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]\right) \left(33270 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]\right) 0,9 = 299430 \text{ [kW]}$$

$$T_{salidaPC} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases}} + T_{salidaTG} = \frac{299430 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right]}{122,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right] 1,13 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]} + 666,30 \text{ [K]} = 2827,65 \text{ [K]}$$

Del cálculo anterior se obtiene la nueva temperatura que tendrán los gases a la salida del poscombustor, esta temperatura es muy elevada y por la tanto sale de los límites permisibles en equipos de transformación de energía (calderas de recuperación), esta temperatura se puede modificar si se disminuye la cantidad de gas quemado, pero con esto se tendría una mayor cantidad de oxígeno a la salida, y eso no es deseable.

Para poder quemar una menor cantidad de combustible y al mismo tiempo obtener en los productos cantidades pequeñas de oxígeno libre, se tiene que utilizar un combustible que contenga una mayor cantidad de carbono, ya que el gas con el que se cuenta tiene muy poco. Analizando otros tipos de combustibles se puede considerar como una opción al Naftaleno, ya que este combustible tiene un poder calorífico aceptable y posee una mayor cantidad de carbono en su molécula (C_8H_{10}), se analizo el proceso de combustión para este combustible y despues de varias iteraciones en la memoria de calculo se obtuvo que la cantidad de Naftaleno que se necesita para minimizar el porcentaje de oxigeno a los limites establecidos es de 1.5 kg/s, acontinuacion se presentan los calculos con esta cantidad de combustible, se considero la disociación del CO_2 además de la del NO , debido al mayor contenido de carbono y la temperatura flama adiabatica a la cual se lleva a cabo la reacción.



Ecuaciones de balance:

$$C : 1,5[10] + 2,6(1,0299) = a + f$$

$$a + f = 17,6777$$

$$H : 1,5[8] + 2,6[2(1,6878)] = 2b$$

$$b = 10,3883$$

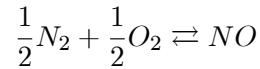
$$O : 2,6[2(1,0299) + 1,6878 + 2(8,4069) + 1,0890] = 2a + b + 2d + e + f$$

$$a + 2d + e = 28,2249$$

$$N : 2,6[2(35,3175) + 1,0890] = 2c + e$$

$$2c + e = 186,4824$$

Reacción de disociación del NO:



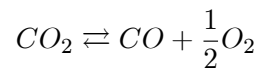
$$\ln k_{T_{NO}} = -3,0190 \quad @ \quad 2473K$$

$$\ln k_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} * y_{O_2}^{1/2}};$$

$$k_T = \frac{e}{(c * d)^{1/2}} = 0,0632$$

$$e^2 = 0,0632^2 cd$$

Reacción de disociación del CO₂:



$$\ln k_{T_{CO_2}} = -3,4794 \quad @ \quad 2473K$$

$$\ln k_T = \ln \frac{y_{CO} * y_{O_2}^{1/2}}{y_{CO_2}}$$

$$y_{CO} = \frac{f}{n_T}$$

$$y_{O_2} = \frac{d}{n_T}$$

$$y_{CO_2} = \frac{a}{n_T}$$

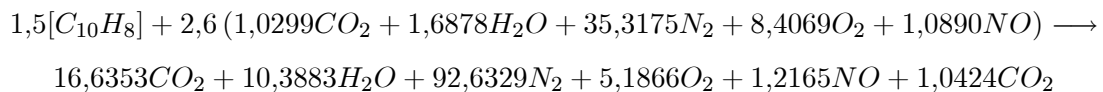
$$n_T = a + b + c + d + e + f$$

$$\ln k_T = \ln \frac{\frac{f}{n_T} \left(\frac{d}{n_T}\right)^{1/2}}{\frac{a}{n_T}} = -3,4794$$

$$\frac{f}{a} \left(\frac{d}{n_T}\right)^{1/2} = 0,0308$$

El anterior sistema de ecuaciones se resuelve poniendo en términos de "e" todas las variables, y sustituyéndolas finalmente en la ecuación de disociación del CO₂, de esta manera el primer valor que se puede hallar es el valor de "e" con este se puede recurrir a las ecuaciones de balance para cada componente e ir sustituyendo las variables respectivas.

Los valores resultantes de los productos en el poscombustor utilizando solo 1.5 kg/s de naftaleno por segundo son:



Los porcentajes de la reacción anterior se muestran en la siguiente tabla.

Gases de salida	porcentaje
CO ₂	13,09
H ₂ O	8,17
N ₂	72,88
O ₂	4,08
NO	0,96
CO	0,82

Por lo cual, para que todo el oxígeno reaccione se tendrían que quemar una cantidad mayor a 1.5 kg/s de Naftaleno (estequiométricamente). Pero como se sabe que en realidad resulta muy

poco probable que esto suceda, se fijará como aceptable a la salida del poscombustor de un 3 a un 6 % de oxígeno libre contenidos en los gases, por lo cual la cantidad de Naftaleno a quemar permanece en 1.5 kg/s.

A continuación se analizará la energía que se cedería a los gases quemando los 1.5 kg/s de Naftaleno y la temperatura de los gases a la salida del poscombustor.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{gases} \cdot PCI_{C_8H_{10}} \cdot \eta_{combustor} = \left(1,5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]\right) \left(38235 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]\right) 0,9 = 51617 \text{ [kW]}$$

$$T_{salidaPC} = \frac{\dot{Q}_s \text{ ministrado}}{\dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases}} + T_{salidaTG} = \frac{51617 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right]}{122,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right] 1,13 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]} + 666,30 \text{ [K]} = 1038,88 \text{ [K]}$$

Otra ventaja que se obtiene de este combustible es que la temperatura de los gases no es muy alta y se puede aprovechar de manera más eficiente en la generación de vapor.

Capítulo 6

CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR Y TURBINA DE VAPOR.

Hasta el capítulo anterior se desarrollaron las ecuaciones y balances de masa que tienen lugar en el proceso de combustión, esto con el propósito de predecir la cantidad de oxígeno libre a la salida de la turbina de gas y calcular la cantidad de combustible a quemar en el poscombustor. Se propone implementar un “Recuperador de Calor” con el fin de utilizar la energía contenida en los gases de salida del poscombustor en la generación de vapor el cual se utilizara para trabajar la turbina de un ciclo Rankine. Se propusieron varias configuraciones pero solo se describirán las consideraciones que se tomaron en cuenta para describir el ciclo que al final de varias iteraciones en la memoria de calculo, se tomo como la opción mas viable por rendimiento y eficiencia de transformación de la energía.

6.1. Caldera de recuperación de calor.

Los recuperadores de calor son intercambiadores que transfieren la energía contenida en los gases a un fluido de trabajo generalmente agua, con el fin de producir vapor a unas condiciones de Presión y Temperatura determinadas para algún proceso. Los intercambiadores de calor que utilizan los gases de escape de una Turbina de Gas trabajan con un caudal de gases que es unas

cinco veces superior al normal en un intercambiador convencional de igual potencia.

En el diseño de una caldera de recuperación es fundamental elegir bien la cantidad de calor que conviene recuperar de los gases. Esta cantidad de calor depende fundamentalmente del denominado “Pinch point”, esto es, de la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la de los gases a la salida del generador.

Cuanto más pequeño es su valor, mayor tiene que ser la superficie de intercambio de calor, por lo tanto, el peso y costo de la caldera se incrementan considerablemente. Por el contrario, un “Pinch point” alto implica que debe de ser mayor la eficacia del conjunto sobrecalentador-evaporador dando lugar a una mayor cantidad de calor recuperado y como consecuencia altos costos de operación, mientras que el ahorro en costo de la caldera no es representativo. Generalmente, este valor está comprendido entre 283.15 y 288.15 K.

Otro importante parámetro que afecta a la cantidad de calor que se recupera de los gases es el denominado “approach point” que es la diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura del agua a la salida del economizador. Requiere una selección muy cuidadosa, para optimizar la eficiencia global de la caldera, conseguir una operación económica a carga nominal y al mismo tiempo garantizar que cuando opere a baja carga no haya vaporización en el economizador.

Debe también tenerse presente la temperatura del agua de alimentación, hay que asegurarse de que la temperatura de los tubos en la parte fría, no estén por debajo del punto de rocío de los gases a la salida de la caldera para evitar así condensaciones que puedan provocar corrosión en la chimenea. La temperatura mínima depende del contenido de azufre en el combustible utilizado en la turbina y en el Poscombustor. En el caso del gas natural, los gases se pueden enfriar sin peligro hasta unos 413.15 K.

6.1.1. Selección de parámetros para operación del recuperador de calor.

El vapor que generará el recuperador de calor se utilizará en la operación de una turbina de vapor, por lo cual las características de éste estarán determinadas por consideraciones que se tomen en cuenta para el sistema del ciclo de vapor, tratando de que este sea lo mas eficiente posible para lo cual se describen algunas formas para mejorar el ciclo Rankine.

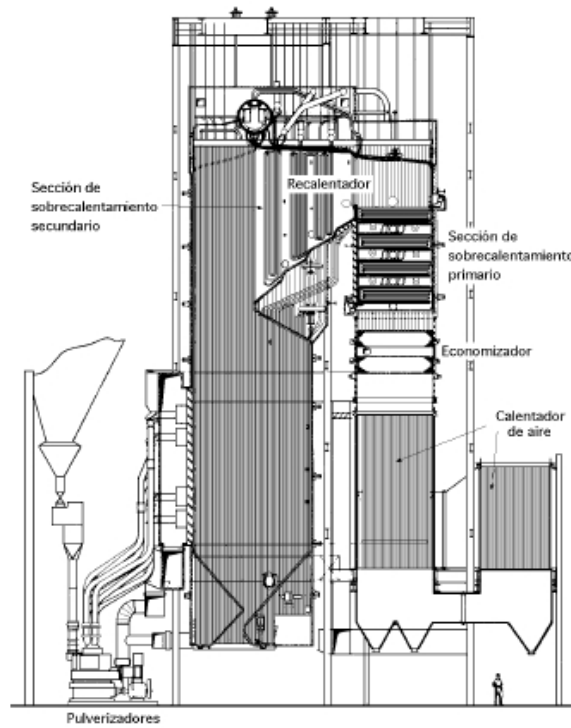


Figura 6-1: Sección del hogar de una central térmica de potencia

Formas de mejorar el Ciclo Rankine.

El ciclo Rankine en el diagrama (T-s) de la figura 6-2, la posición de los puntos F y E es muy próxima, por lo que suele sustituirse, sin error apreciable, la poligonal (EFA) por la curva de líquido (EA), en el diagrama (i,S) la coincidencia es aún mayor.

El rendimiento de la máquina térmica sabemos, es de la forma:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo}}{\text{Calor}} = \frac{W_T}{Q_S}$$

en la que el trabajo T, es el trabajo de circulación suministrado en la expansión adiabática (CD), menos el trabajo requerido para realizar la transformación (EF) a volumen constante,

Las formas de mejorar el rendimiento térmico de este ciclo es aumentar la superficie encerrada entre los puntos (ABCDEF) en la Figura 6-2. A continuación se mencionaran algunas de las consideraciones que se tomaran en cuenta para tratar de que el ciclo propuesto opere con el

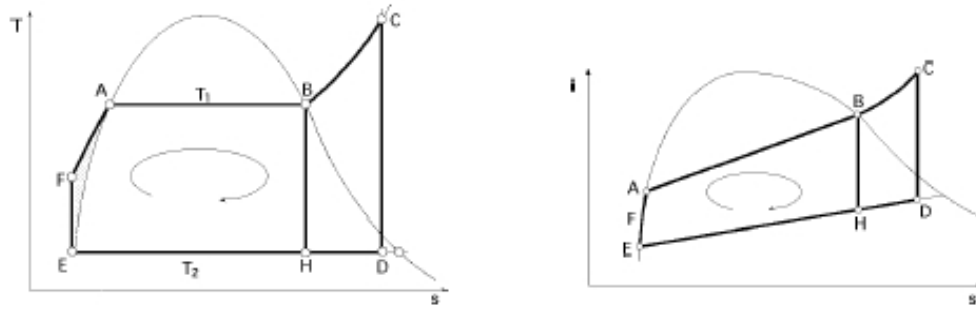


Figura 6-2: Ciclo Rankine normal y con sobrecalentamiento, en diagramas (T,s) e (i,s)

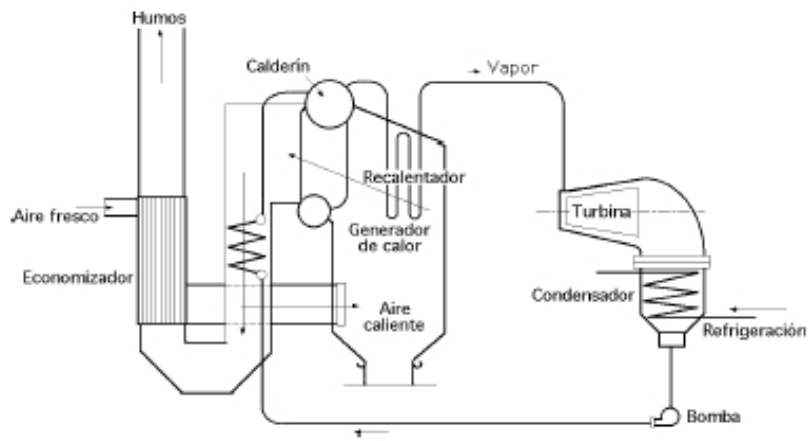


Figura 6-3: Diagrama Ciclo Rankine con recalentamiento

más alto rendimiento térmico que se pueda alcanzar.

Sobrecalentamiento. En la mayoría de las máquinas de vapor se instalan sobrecalentadores, que modifican el ciclo normal; a este ciclo se le denomina ciclo Rankine con sobrecalentamiento. Este consiste en transferir al vapor saturado seco energía adicional antes de introducirlo por primera vez en la turbina. El ciclo con sobrecalentamiento tiene una mayor temperatura media de absorción de calor que el ciclo sin sobrecalentamiento, por lo que el rendimiento térmico es mayor.

Sus transformaciones de la Figura 6-2 son las siguientes:

(AB) es el proceso de vaporización en la caldera a la presión de saturación

(BC) es el proceso de sobrecalentamiento a presión constante, que es la de la caldera

(CD) es la expansión adiabática en la turbina o en el cilindro de trabajo

(DE) es la condensación

(EF) es el aumento de presión de la fase líquida a volumen constante

(FA) es el precalentamiento hasta alcanzar la temperatura de saturación

Además, la calidad del vapor que sale de la turbina es mayor que el correspondiente a la salida de la turbina sin sobrecalentamiento, con lo que se disminuye el problema de la baja calidad del vapor expulsado de la turbina.

Es práctica común mantener a la salida de la turbina una calidad de vapor no inferior a 0.9. Una ventaja importante del sobrecalentamiento radica en que el vapor permanece prácticamente sin partículas en estado líquido durante casi toda la expansión adiabática, con lo que se disminuye considerablemente el riesgo de corrosión que el vapor húmedo efectuaría sobre las paredes, émbolos y alabes de la maquinaria a través de la cual se produce la expansión. Con suficiente sobrecalentamiento, el estado a la salida de la turbina puede caer incluso en la región de vapor sobrecalentado, como se muestra en la Figura 6-4. El sobrecalentamiento no proporciona un aumento apreciable del rendimiento térmico, pero sí mejora las condiciones de entrada del vapor en el condensador, evitando la condensación en los alabes de la turbina y, en ciertas circunstancias, mejorando las condiciones de funcionamiento de las etapas de baja presión.

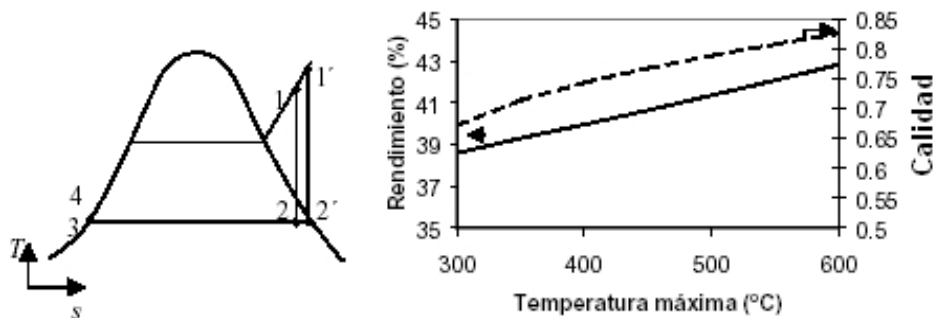


Figura 6-4: Aumento de la eficiencia térmica debido al incremento de la temperatura del vapor

La temperatura del vapor a la entrada de la turbina está restringida por las limitaciones

metalúrgicas impuestas por los materiales usados para fabricar el sobrecalentador, el recalentador y la turbina. Aun cuando estos factores limitan las mejoras que pueden obtenerse con el sobrecalentamiento, los progresos en materiales y métodos de fabricación han permitido incrementos significativos en los últimos años en la temperatura máxima del generador de vapor, con la correspondiente mejora en el rendimiento térmico.

Estos progresos han permitido diseñar ciclos de potencia con generadores de vapor que operen con temperaturas de entrada de alrededor de 973.15 [K].

Ahora bien, las características necesarias del ciclo de vapor tenemos que en el análisis del capítulo anterior podemos quemar 1.5 kg/s de Naftaleno en el poscombustor, por lo tanto la energía que contendrán los gases y la temperatura que alcanzaran será:

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{combustible} \cdot PCI_{C_8H_{10}} \cdot \eta_{combustor} = 1,5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] 38235 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] 0,9 = 51617 [\text{kW}]$$

$$T_{salidaPC} = \frac{\dot{Q}_S}{\dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases}} + T_{salidaTG} = \frac{51617 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]}{122,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] 1,13 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]} + 666,30 [\text{K}] = 1038,88 [\text{K}]$$

La temperatura que alcanzaran los gases es muy alta, con lo cual tendríamos una temperatura de vapor cerca del límite permisible por los materiales que es de alrededor de 1100[K], por este motivo se propone una temperatura de vapor de 823.15 [K] una temperatura alta pero dentro los límites metalúrgicos y se tendrá un gradiente considerable entre la temperatura de los gases y la del vapor.

Aumento de presión a la entrada de la turbina. Otra alternativa para mejorar el ciclo Rankine es la de cambiar la presión en el generador de vapor como se muestra en la Figura 6-5. Un incremento en la presión de la caldera puede provocar una reducción de la calidad del vapor a la salida de la turbina; el impacto de las gotas de líquido a cierta temperatura en los alabes finales de la turbina puede erosionarlos y corroerlos, originando un descenso en la eficiencia de la turbina y un aumento en las necesidades de mantenimiento.

En la actualidad se pueden diseñar ciclos de potencia con generadores de vapor que operan con presiones mayores que la presión crítica del agua de 250 atm (punto metalúrgico).

De la Figura 6-5, podemos observar que las curvas de aumento de presión y la de calidad se cruzan aproxima de 75 [bar] por lo cual para que el sistema no trabee cerca de este limite,

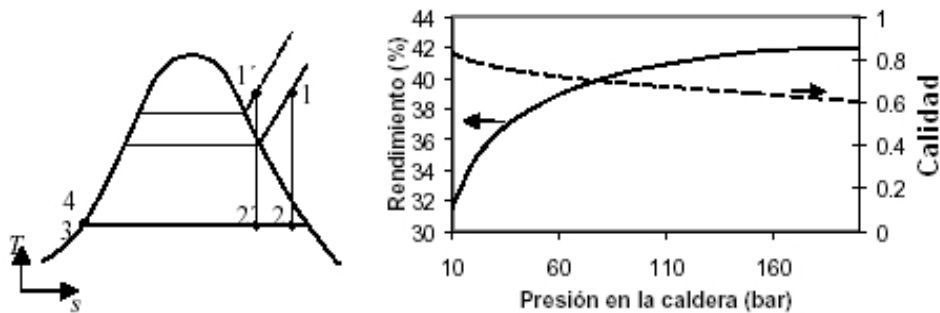


Figura 6-5: Aumento de eficiencia ocasionado por un incremento de la presión del vapor

se considerara una presión de vapor en el generador de 70 [bar] está considerada dentro de un rango aceptable además que un incremento de esta nos ocasionaría tener una baja calidad a la salida de la turbina.

Descenso de la presión del condensador. Para mantener la presión a la salida de la turbina lo más baja posible, es necesario incluir el condensador, para que el salto del vapor en la turbina sea mayor y se incremente el trabajo útil y el rendimiento térmico. El condensador permite que el fluido de trabajo recorra un ciclo cerrado, pudiéndose utilizar agua tratada, menos corrosiva que el agua de la red general. Un cambio de presión en el condensador influyen en el rendimiento del ciclo; si se mantiene una misma presión en el generador de vapor pero presiones diferentes en el condensador, por ejemplo presión atmosférica y otra presión menor que la atmosférica, la temperatura media del calor cedido disminuye, y el ciclo de menor presión en el condensador tiene un rendimiento térmico mayor, que cuando se cede a la presión atmosférica como se muestra en la figura 6-6. Un descenso en la presión del condensador puede provocar una reducción de la calidad del vapor a la salida de la turbina.

La presión más baja posible en el condensador es la presión de saturación correspondiente a la temperatura ambiente.

Por tal motivo el sistema tendrá una presión en el condensador de 0.1 [bar] ya que se observa de la figura 6-6. que a esa presión nuestra eficiencia que se puede alcanzar es la mayor aparte de obtener el fluido en estado saturado, esto es una gran ventaja ya que la energía necesaria en las bombas para mover el fluido será menor si el fluido está en esas condiciones.

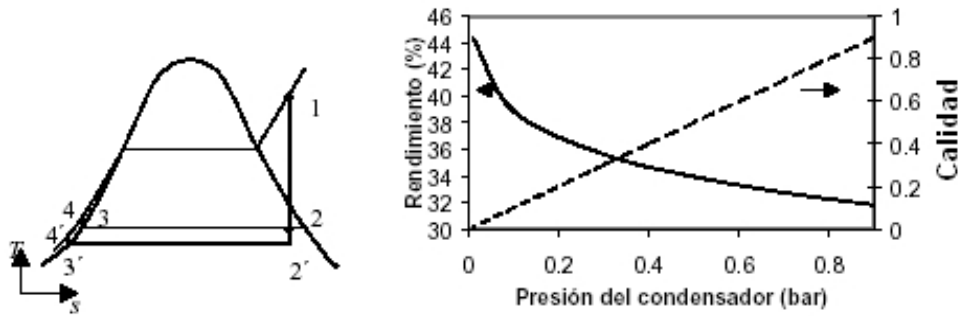


Figura 6-6: Aumento de la eficiencia termica debida a la dismiución de la presión en el condensador

Regeneración. A partir de la figura 6-7 cuando el vapor que se expansiona adiabáticamente a partir de C llega al estado indicado por el punto 1 se extrae una parte del vapor, con lo cual la mezcla restante adquiere las características del punto 2, que se expansiona de nuevo, hasta el punto 3, donde se extrae una nueva fracción, y así sucesivamente; en este proceso se describe, aproximadamente, la línea continua (C2468...D'), prácticamente conjugada con la (BF); cuanto más numerosas sean las sangrías, más se acercará la línea de expansión a la línea continua (CD').

El vapor que se extrae en cada sangría se utiliza para calentar el agua de alimentación del generador de vapor en los economizadores o precalentadores, a la temperatura correspondiente a la extracción; Además, el calor cedido por el vapor en estas sangrías, área (Cdd'D'C) equivale, aproximadamente, al calor necesario para calentar el agua de F a B, área (BefFB), por lo que ambos rendimientos serían muy semejantes.

Del diagrama de la Figura 6-8 en el punto 1, la bomba de líquido permite llevar al condensado a la presión del precalentador, que puede ser de mezcla o de superficie, en el que el vapor procedente de la extracción de la turbina, va a calentar el líquido bombeado en las condiciones de temperatura del punto N, para posteriormente, y mediante otro sistema de bombeo, llevar todo el líquido, mezclado o por partes, a la caldera y reanudar el ciclo.

La cantidad de energía que se debe suministrar a partir de la combustión de un combustible fósil, u otra fuente, para vaporizar y sobrecalentar el vapor, es menor puesto que el agua entra en el generador de vapor a la temperatura que le proporciona el precalentador y no a la de

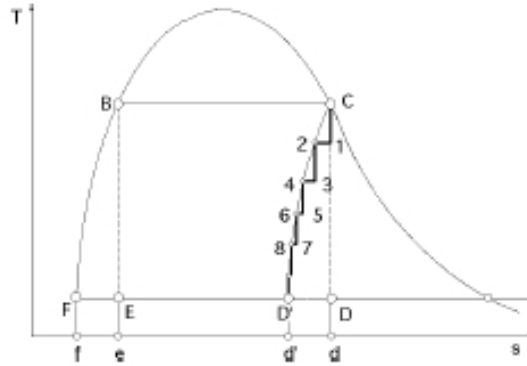


Figura 6-7: Ciclo Rankine normal con infinitas extracciones

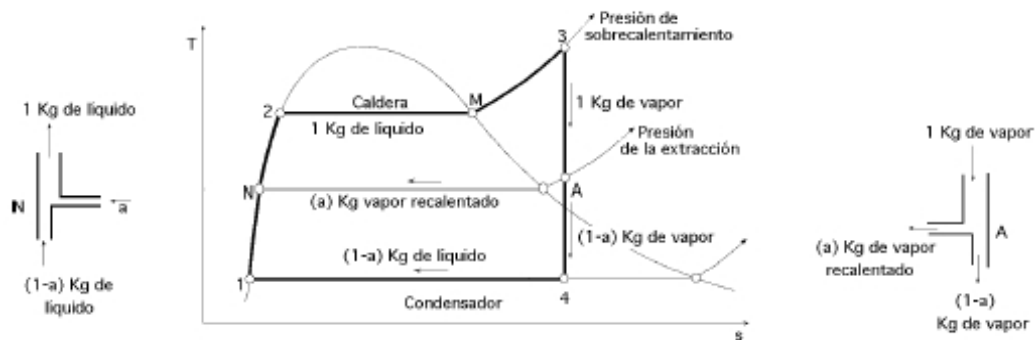


Figura 6-8: Ciclo Rankine con sobrecalentamiento y una extracción de vapor

salida del condensador. Como una parte del flujo total se expande a través de la segunda etapa de la turbina, el trabajo útil será menor.

Todo el flujo de vapor se expande en la primera etapa de la turbina hasta la extracción, en donde una fracción a se envía al precalentador del agua de alimentación donde condensa. Esta fracción sale del precalentador como líquido saturado a la presión de extracción.

El condensado se envía al condensador donde se une con la fracción, $1 - a$, del flujo total que atraviese la segunda etapa de la turbina. La expansión a través de la válvula es irreversible. El flujo total sale del condensador como líquido saturado, se comprime hasta la presión del generador de vapor pasando a través del precalentador del agua de alimentación, de forma que la temperatura del agua de alimentación crece a su paso por el precalentador.

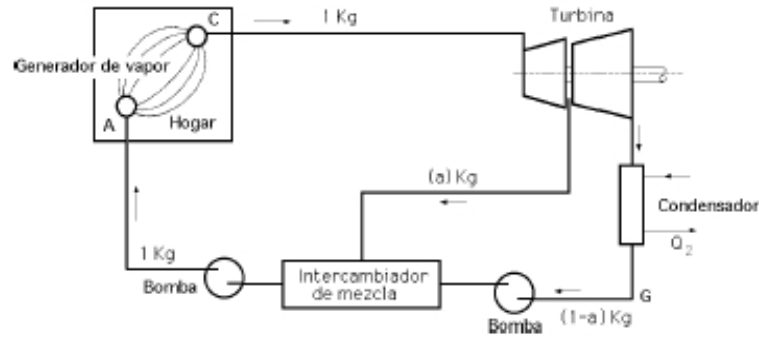


Figura 6-9: Diagrama de un Ciclo Rankine con una extracción de vapor

6.1.2. Características del vapor y sistema del ciclo de vapor.

En conclusión las características de vapor que se debe obtener del generador serán las siguientes:

$$P = 70 \text{ [bar]} \quad y \quad T = 823 \text{ [K]}$$

$$T_{sat}@70 \text{ [bar]} = 559 \text{ [K]}$$

El ciclo de vapor tendrá una extracción al deareador a una presión de 5 [bar] por lo que la temperatura del agua de alimentación del generador de vapor está dada por el balance de masa y energía en este punto del sistema como se muestra en la figura6-10.

$$T_{AA} = \frac{h_{AA}}{4,186 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]} = \frac{\sum X_i h_i}{4,186 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]}$$

$$h_{AA} = 0,150(2748,7) + 0,817(188,45) + 0,033(117,208) = 570,14 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$T_{AA} = \frac{570,14 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}{4,186 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right]} = 136,20 + 273,15 = 409,35 \text{ [K]}$$

Del lado de los gases tenemos que las temperaturas por cada una de las etapas en el intercambiador de calor están dadas por las siguientes relaciones:

$$T_{economizador} = T_{sat}@70\text{bar} + T_{PinchPoint} = 559 + 10 = 569 \text{ [K]}$$

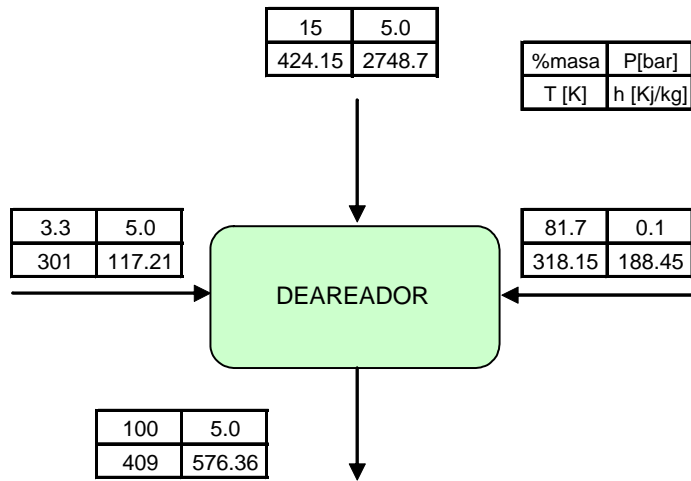


Figura 6-10: Balance de masa en el deareador

$$T_{\text{evaporador}} = T_{PC} - \frac{\dot{m}_{\text{agua}}(h_{TV} - h_g)}{\dot{m}_{\text{gases}}Cp_{\text{gases}}\eta_{\text{intercambiador}}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{(Q_{SPC})(\eta_{PC})}{h_{TV} - h_f}$$

$$Q_{SPC} = \dot{m}_{\text{gases}}Cp_{\text{gases}}(T_{\text{sobrecalentador}} - T_{\text{economizador}})$$

$$Q_{SPC} = \left(122,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]_{\text{gases}} + 1,5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]_{\text{C}_8\text{H}_{10}} \right) \left(1,13 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right] \right) (1038,88 - 569) [\text{K}] = 65892,68 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

$$h_f = 1267 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right], \quad h_g = 2772 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad @ \quad 70 [\text{bar}]$$

$$h_{TV} = 3531 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad @ \quad 70 [\text{bar}], 550 [^\circ\text{C}]$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{(65892,68 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]) (0,8)}{(3531 - 1267) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} = 23,28 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m}_{agua} = 83,82 \left[\frac{Ton}{h} \right]$$

$$T_{evaporador} = 1038,88 [K] - \frac{23,28 \left[\frac{kg}{s} \right] (3531 - 2772) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\left(122,6 \left[\frac{kg}{s} \right]_{gases} + 1,5 \left[\frac{kg}{s} \right]_{C_8H_{10}} \right) \left(1,13 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \right) 0,80} = 880,99 [K]$$

$$T_{chimenea} = T_{economizador} - \frac{Q_{Seconomizador}}{\dot{m}_{gases} C_{pgases} \eta_{intercambiador}}$$

$$Q_{Seconomizador} = \dot{m}_{agua} (h_f - h_{AA})$$

$$Q_{Seconomizador} = \left(23,28 \left[\frac{kg}{s} \right] \right) \left(1267 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 570,14 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \right) = 16222,90 [kW]$$

$$T_{chimenea} = 569 [K] - \frac{16222,90 [kW]}{\left(122,6 \left[\frac{kg}{s} \right]_{gases} + 1,5 \left[\frac{kg}{s} \right]_{C_8H_{10}} \right) \left(1,13 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \right) 0,80} = 427,39 [K]$$

Los resultados anteriores se presentan en la figura 6-11.

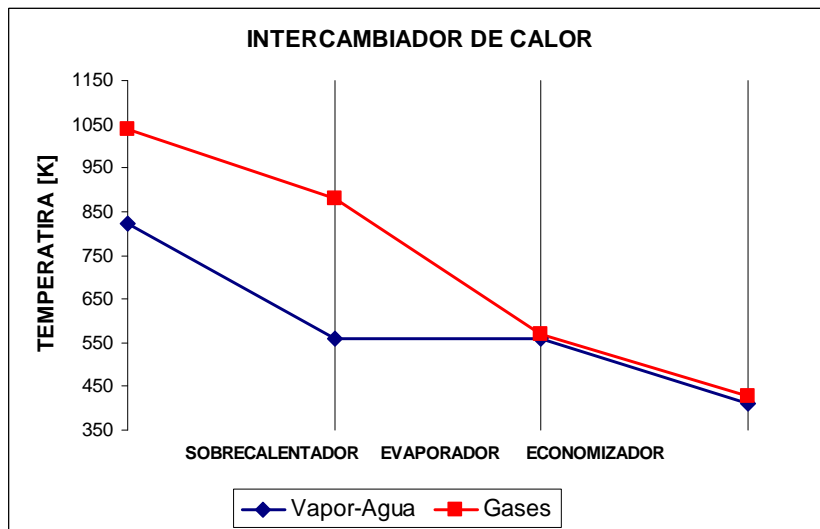


Figura 6-11: Intercambiador de Calor

6.2. Turbina de Vapor.

En la sección de caldera de recuperación llegamos a la conclusión que el recuperador de calor tiene la capacidad de producir $83.82 \left[\frac{T_{on}}{h} \right]$ a las condiciones de 823.15 [K] de temperatura y a una presión de 70 [bar] . Estas condiciones son muy favorables, por los motivos antes descritos, para la utilización del vapor sobrecalentado en una turbina de vapor para la generación de electricidad, por lo cual el sistema propuesto contara de una turbina de vapor con una extracción, un condensador, un deaerador y dos bombas como el que se ilustra en la Figura 6-12. El diagrama (T-s) del sistema estará representado en la figura 6-13.

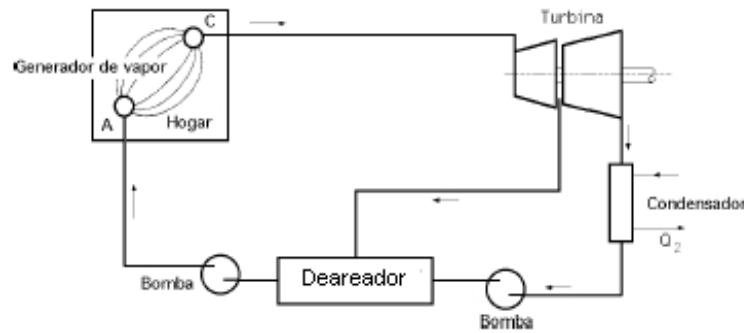


Figura 6-12: Esquema del Ciclo Rankine propuesto

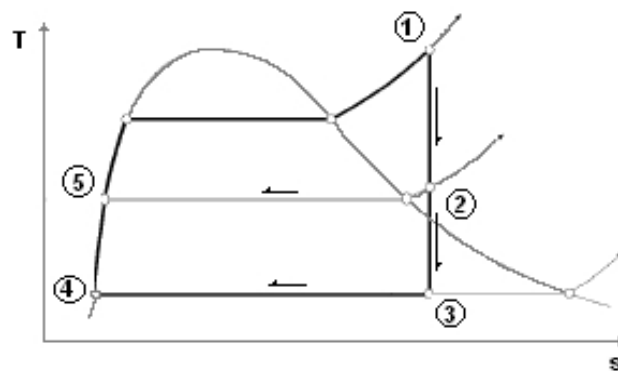


Figura 6-13: Diagrama del Ciclo Rankine propuesto

Las condiciones a la salida del deareador serán a 0.1 [bar] y 318.85[K] por lo cual la extracción de la turbina se propone a 5 [bar] con los datos anteriores, del diagrama de Mollier y proponiendo una eficiencia del 80% en cada etapa de la turbina se tiene.

6.2.1. Balance Termodinámico.

Punto 1.

$$Presión_1 = 70 \text{ [bar]}$$

$$Temperatura_1 = 823.15 \text{ [K]}$$

$$Entalpía_1 = 3530.90 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$Entropía_1 = 6.950 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Punto 2.

Con la presión de 5 [bar] y la entropía del punto uno del diagrama de Mollier se obtiene la entalpía isentrópica que es de $h_{S2} = 2800 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ con esta entalpía se calculara la entalpía real de la siguiente manera:

$$h_{R2} = h_{S2} + \left[(h_1 - h_{S2}) - (h_1 - h_{S2}) \left(\frac{\eta_T}{100} \right) \right]$$

$$h_{R2} = 2800 + \left[(3530,90 - 2800) - (3530,90 - 2800) \left(\frac{80}{100} \right) \right] = 2946,18 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Con la entalpía real del Diagrama de Mollier se obtienen las demás propiedades:

$$Presión_2 = 5 \text{ [bar]}$$

$$Temperatura_2 = 516.17 \text{ [K]}$$

$$Entalpía_2 = 2946.18 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$Entropía_2 = 7.250 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Punto 3.

Con la entropía del punto 2 y la presión de 0.1 [bar] del Diagrama de Mollier se obtienen nuevamente $h_{S3} = 2300 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ y calculamos la entalpía real para este punto.

$$h_{R3} = h_{S3} + \left[(h_2 - h_{S3}) - (h_2 - h_{S3}) \left(\frac{\eta_T}{100} \right) \right]$$

$$h_{R3} = 2300 + \left[(2946,18 - 2300) - (2946,18 - 2300) \left(\frac{80}{100} \right) \right] = 2429,24 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Con la entalpía real del Diagrama de Mollier se obtienen las demás propiedades:

$$Presión_3 = 0.1 \text{ [bar]}$$

$$Temperatura_3 = 318.89 \text{ [K]}$$

$$Entalpia_3 = 2429.24 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$Entropia_3 = 7.650 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Punto 4.

Todo el vapor es condensado a presión constante por lo tanto de tablas se tienen todas las propiedades del fluido.

$$Presión_4 = 0.1 \text{ [bar]}$$

$$Temperatura_4 = 318.89 \text{ [K]}$$

$$Entalpia_4 = 188.45 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$Entropia_4 = 0.648 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Punto 5.

Como ya se había descrito, para calcular las propiedades a la salida del deareador (Figura6-10.) es necesario hacer un balance de energía para el cual se considerara que la extracción de la turbina será del 15 % de la masa total y el 85 % réstate se expande hasta las condiciones del punto 3, la temperatura del agua de repuesto es de 301.15 [K] por lo cual.de tablas

$$h_{Aguarepuesto} = 117,21 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Haciendo el balance de energía en este punto se obtienen

$$m_5 h_5 = m_2 h_2 + m_4 h_4 + m_{Aguarepuesto} h_{Aguarepuesto}$$

$$h_5 = \frac{(0,15)(2946,18) + (0,817)(188,45) + (0,033)(117,21)}{1} = 576,36 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

De donde

$$Presión_5 = 5 \text{ [bar]}$$

$$Temperatura_5 = 318,89 \text{ [K]}$$

$$Entalpia_5 = 576,36 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$Entropia_5 = 1,7174 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

6.2.2. Balance Exergético.

Irreversibilidades internas de un ciclo Rankine.

La principal irreversibilidad que experimenta el fluido de trabajo está asociada con su expansión en la turbina; el calor transferido al ambiente por la turbina es normalmente una pérdida térmica de importancia secundaria. Una expansión real a través de la turbina va acompañada de un incremento de entropía y el trabajo desarrollado por unidad de masa en este proceso es menor que el correspondiente a una expansión isentrópica. Las irreversibilidades dentro de la turbina reducen significativamente el trabajo útil generado por la planta. La eficiencia de la turbina tiene en cuenta el efecto de las irreversibilidades dentro de ella relacionando las cantidades de trabajo real e isentrópico.

El trabajo requerido por la bomba para vencer los efectos de rozamiento, reduce el trabajo útil producido por la planta. En ausencia de transferencia de calor con el ambiente, la entropía crece a través de la bomba. El trabajo necesario para el proceso real es mayor que para el correspondiente proceso isentrópico. La eficiencia de la bomba tiene en cuenta el efecto de las irreversibilidades dentro de la bomba relacionando las cantidades de trabajo real e isentrópico. Como el trabajo de la bomba es mucho menor que el de la turbina, las irreversibilidades en la bomba tienen un impacto en el trabajo útil del ciclo mucho menor que las irreversibilidades en la turbina.

Otras irreversibilidades relativamente menos importantes son las pérdidas de calor a través

de las superficies de los equipos de la planta, que tienen un efecto negativo en el rendimiento ya que tales pérdidas reducen la cantidad de trabajo obtenido a partir del calor absorbido

Los efectos del rozamiento que provocan caídas de presión en el fluido de trabajo son las fuentes de irreversibilidad que actúan en la caldera, el condensador y las tuberías que conectan diversos equipos. Sin embargo, para simplificar, se pueden ignorar.

Otro efecto negativo es debido a que la temperatura del fluido de trabajo que sale del condensador es más baja que la temperatura de condensación correspondiente a la presión del condensador. Esto es una desventaja ya que se requerirá una mayor cantidad de calor en la caldera para llevar el agua hasta la presión de vapor saturado.

Irreversibilidades externas de un ciclo Rankine.

Las fuentes más significativas de irreversibilidad en una central térmica con combustible fósil están asociadas con la combustión del combustible y la consiguiente transferencia de calor desde los productos de combustión calientes al fluido de trabajo del ciclo.

Otro efecto que ocurre en el entorno es la descarga de energía al agua de refrigeración, (más del 50 % de la aplicada), que experimenta un aumento de temperatura de unos pocos grados por encima de la temperatura del medio ambiente.

Análisis Exergético.

Para el cálculo de exergía para los diferentes puntos del ciclo de vapor, se considerara el estado muerto en las condiciones de entrada de la turbina la turbina de gas tal como se tomo en el capítulo 1.

Punto 1.

Tenemos una adición de calor al fluido que le provoca un cambio de fase y un posteriormente un sobrecalentamiento, por lo cual el cálculo de exergía queda de la siguiente manera:

$$b_1 = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$$

$$q = (h_1 - h_5) = (3530,90 - 576,36) = 2954,54 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$b_1 = 2954,54 \left(1 - \frac{301,5}{785} \right) = 1819,77 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Punto 2.

Ocurre una expansión adiabática en la turbina de vapor hasta la extracción y el cálculo de exergía para este punto será:

$$b_2 = [(2946,18 - 300,19) - 301,5 (6,950 - 1,7020)] \times 0,15 = 159,56 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Punto 3.

Tenemos una expansión adiabática en la turbina de vapor desde la extracción hasta la presión del condensador, el cálculo de exergía para este punto será:

$$b_3 = [(2429,24 - 300,19) - 301,5 (7,650 - 1,7020)] \times 0,85 = 285,37 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Punto 4.

El fluido ha cedido todo el calor y esta en estado saturo por la cual su exergía queda de la siguiente manera.

$$b_4 = (188,45 - 300,19) - 301,5 (0,648 - 1,7020) = 206,04 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Punto 5.

El fluido ha pasado por el deareador se ha agregado el agua de repuesto y el vapor de extracción quedando finalmente a en estado saturado pero a mayor temperatura que a la salida del condensador, su exergía será:

$$b_5 = (576,36 - 300,19) - 301,5 (1,7174 - 1,7020) = 271,52 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

La energía neta utilizable en cada punto se obtiene dividiendo la exergía entre el incremento

de entalpía con respecto a el estado muerto.

$$\frac{b_1}{\Delta h_0} = \frac{1819,77}{3530,90 - 300,19} = 0,5632$$

$$\frac{b_2}{\Delta h_0} = \frac{159,56}{2946,18 - 300,19} = 0,0603$$

$$\frac{b_3}{\Delta h_0} = \frac{285,37}{2429,24 - 300,19} = 0,1340$$

el trabajo máximo que se puede obtener por unidad de masa será:

$$\Delta b_{2-1} = 1819,77 - 159,56 = 1660,21 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\Delta b_{3-1} = 1819,77 - 285,37 = 1534,40 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

6.2.3. Capacidad Eléctrica.

Una vez obtenidos las propiedades del vapor en cada punto de nuestro sistema ahora se prestara la atención al cálculo de la capacidad de generación de la turbina de vapor algunas consideraciones que se tienen que tener en cuenta es la eficiencia de los generadores que en la actualidad alcanzan una eficiencia modesta del 96%. Por tal motivo, se tomara para este calculo, así como la consideración de los usos propios, aquí es donde entran los gastos de energía por el concepto de bombeo y toda la energía eléctrica que se utilizan en los equipos de tratamiento de agua y todos aquellos dispositivos que hacen que el sistema opere correctamente este valor para un ciclo Rankine es de alrededor del 6.3%, porcentaje que se ocupara también a la hora de realizar los cálculos correspondientes. Calculo de las cantidades de masa de vapor que trabaja en cada sección de la turbina.

$$m_{Deareador} = (m_{Total}) (\%) = 23,28 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] (0,15) = 3,49 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$m_{Condensado} = (m_{Total}) (\%) = 23,28 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] (0,85) = 19,78 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

con estos datos de masa, se podrá calcular la capacidad eléctrica bruta que podemos obtener de esta turbina de vapor.

$$Capacidad_{Bruta} = m_{Deareador} (h_1 - h_2) + m_{Condensado} (h_1 - h_3)$$

$$Capacidad_{Bruta} = 3,49 (3530,90 - 2946,18) + 19,78 (3530,90 - 2429,24)$$

$$Capacidad_{Bruta} = 23831,82 \text{ [kW]}$$

esta capacidad bruta falta degradarla por la eficiencia del generador eléctrico del 96 %

$$Capacidad_{Bornes} = Capacidad_{Bruta} \eta_{Generador} = (23831,82) (0,96)$$

$$Capacidad_{Bornes} = 22878,54 \text{ [kW]}$$

para obtener la capacidad neta solo tenemos que restarle la capacidad que el sistema necesita para sus usos propios que para este caso es de 6.3 %

$$Capacidad_{Neta} = Capacidad_{Bornes} - Usospropios$$

$$Capacidad_{Neta} = 22878,54 (1 - 0,063) = 21437,20 \text{ [kW]}$$

La capacidad neta de la turbina de vapor será de 21437,20 [kW] cabe señalar que se podrían hacer algunas modificaciones pero no representa un beneficio que justifique la implementación

de ellas, además de tener una fuerte restricción de espacio como para tener que instalar equipos complementarios que lo máximo que nos pudieran proporcionar sería una mejora de un 1 o 2 %

Capítulo 7

COMPRESORES.

El presente capítulo tiene como objetivo cuantificar la energía requerida en el proceso de compresión así como la metodología del propio proceso.

7.1. Procesos de compresión.

7.1.1. Compresión isotérmica.

Compresión a temperatura constante, por tanto, con refrigeración perfecta.

Aplicando el primer principio de la termodinámica:

$$Q = \Delta u + W \tag{7.1}$$

Para los gases ideales, la energía interna sólo depende de la temperatura, y ésta no varía:

$$Q = W = \int p dv$$

$$W = \int p dv = \int \frac{RT}{v} dv = RT \int \frac{dv}{v} = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right)$$

Es decir el trabajo que se ha de realizar sobre el fluido, en el proceso de compresión, es igual

al calor extraído al fluido para mantener constante su temperatura.

$$W = p_1 v_1 \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \quad (7.2)$$

7.1.2. Compresión adiabática.

Compresión sin refrigeración

Como no hay transferencia de calor, queda:

$$W = -\Delta u = \int p dv = \int \frac{K}{v^\gamma} dv = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{\gamma - 1}$$

Es decir, el trabajo que se ha de realizar sobre el fluido, en el proceso de compresión es igual al incremento de energía interna que sufre el fluido.

Se puede calcular como:

$$W = p_1 v_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_{Descarga}}{P_{Admisión}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (7.3)$$

Compresión politrópica.

En la realidad, no se da, ni una ni otra de las evoluciones anteriores; lo que se consigue es una intermedia, es decir una compresión con refrigeración imperfecta, que realmente la podemos describir como una compresión politrópica con un exponente "n".

En la figura 7-1. se muestra una compresión politrópica, se observa que esta queda entre una compresión isotérmica y una compresión adiabática, por lo tanto:

$$1 < n < \gamma$$

Se tiene que en el proceso de compresión, mientras mayor es el exponente "n", mayor es el aumento de temperatura del gas comprimido y mayor es la potencia neta ocupada por el compresor.

Analizando todos los procesos, se verifica que el que gasta menos energía es el proceso isotérmico, por lo que se pretende que los compresores se acerquen lo más posible a este tipo de proceso. Se tiende a que los compresores realicen una compresión isotérmica, n=1. Desgra-

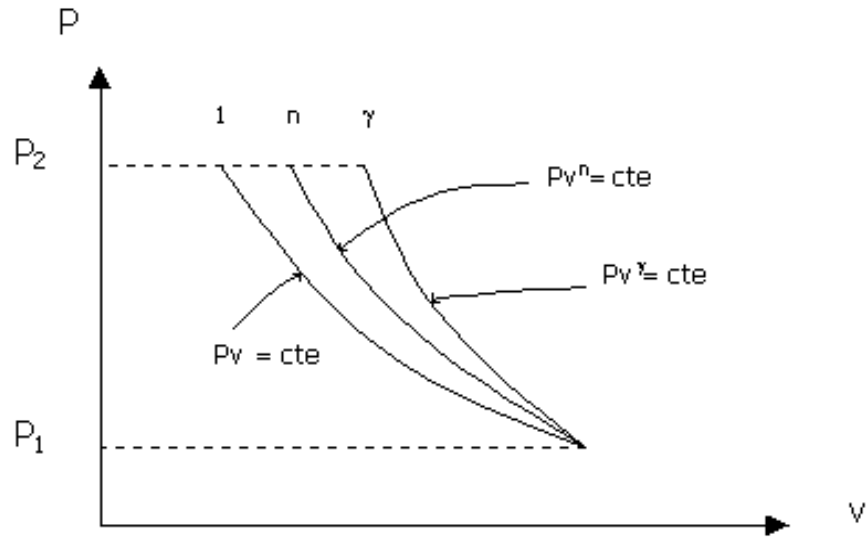


Figura 7-1: Diagrama p-v para una compresión politrópica.

ciadamente tal proceso es imposible en la práctica, por lo que el aumento de temperatura del gas es inevitable.

Las ecuaciones politrópicas para el trabajo y potencia, son respectivamente:

$$W = \frac{n}{n-1} R_{Aire} T \left[1 - (r_c)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (7.4)$$

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R_{Aire} T \left[1 - (r_c)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (7.5)$$

7.1.3. Relación de compresión.

Se denomina relación de compresión ($r_{P\ total}$), a la relación entre la presión de descarga y la de aspiración o admisión.

$$r_{P\ total} = \frac{P_{Descarga}}{P_{Admisión}} \quad (7.6)$$

Debido a que este factor es determinante en la potencia del compresor, si realizásemos compresiones muy altas en una sola etapa, tendríamos dos problemas:

1. - Se dispara la potencia consumida.

2. - Las temperaturas del aire de descarga serían muy elevadas.

Por lo que normalmente para obtener presiones elevadas se utilizan varias etapas en serie con refrigeración intermedia.

Está demostrado que se tiene el máximo rendimiento o, el mínimo consumo de energía, cuando la presión absoluta intermedia p_{int} , es igual a la raíz cuadrada de la presión final de descarga, esto para una sola etapa de compresión.

$$p_{int} = \sqrt[2]{p_{descarga}} \quad (7.7)$$

Cuando un compresor es de varias etapas, las relaciones de compresión de cada etapa son sensiblemente iguales, y debe tener un valor de:

$$r_{P\ int} = \sqrt[b]{r_{P\ total}} \quad (7.8)$$

Donde:

$$b = \text{Número de etapas}$$

$$r_{P\ int} = \frac{P_{int\ i}}{P_{Admisión}} \quad (7.9)$$

7.1.4. Compresión en etapas.

Un método práctico para reducir las pérdidas de potencia, originadas por el aumento de temperatura, es el de comprimir el gas, a una presión inferior a la presión final, disipar la mayor cantidad de calor, y comprimir después hasta esa presión final. Este fenómeno se conoce con el nombre de compresión multietapas.

El procedimiento de la compresión multietapas consiste en comprimir hasta una presión intermedia en un primer compresor, pasar el gas por un intercambiador de calor intermedio (llamado interenfriador) de tal manera que el gas recupere la temperatura inicial, y posteriormente comprimir hasta la presión final en un segundo compresor. Es frecuente que a la salida del compresor de mayor presión se agregue un último intercambiador de calor, llamado postenfriador, con el objeto de tener un gas a alta presión, pero frío.

Aumentando el número de etapas, la compresión se aproxima a la isotérmica y el rendimiento de la compresión se incrementa.

La figura?? muestra la compresión en dos etapas en un diagrama presión/volumen.

7.1.5. Rendimientos.

Rendimiento indicado o interno.

Facilita el grado de alejamiento entre el ciclo real respecto al ideal. (Aproximadamente un 80 %).

$$\eta = \frac{W_{ideal}}{W_{indicado}} \quad (7.10)$$

Rendimiento mecánico.

Facilita la relación entre el trabajo indicado o real, y el trabajo necesario en el eje. Esto nos proporciona una idea de las pérdidas mecánicas que tienen el compresor. (Aproximadamente un 90 %).

$$\eta_{mec} = \frac{W_{indicado}}{W_{eje}} \quad (7.11)$$

7.1.6. Cálculos.

Debido a que la cantidad de gasto de gases es muy grande, que la presión requerida es muy alta y tomando en consideración los criterios antes mencionados, se opta por varias etapas de compresión, acompañadas por interenfriadores, con el objetivo de minimizar la energía requerida en la compresión y de mantener la temperatura dentro del rango de operación de los compresores.

El primer cálculo se realizara con la intención de obtener una relación de compresión adecuada en cada etapa y una primera aproximación en la energía requerida así como en la cantidad de energía a desechar en los interenfriadores. A partir de estos datos se procederá a la realización de una serie de iteraciones con la finalidad de obtener el arreglo óptimo para este proceso.

Los requerimientos en Cantarell son:

Un gasto de gases por arreglo de $124,1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ a una presión mínima de 10.8 [MPa] .

Las condiciones a las que se entregan los gases al sistema de compresión son:

Temperatura de 439.15 [K] y a la presión atmosférica 101 [kPa].

Compresión.

Se calcularán las presiones intermedias y la relación de compresión, tomando en consideración que se mantendrá la misma relación de compresión en todas las etapas.

Relación de presión. De 7.8 la ecuación 6.8 la relación de presión entre las etapas es:

$$r_{P \text{ int}} = \left(\frac{10800}{101} \right)^{\frac{1}{3}} = 4,746$$

Presiones intermedias. De 7.9 la ecuación 6.9 y despejando la " $P_{int \ i}$ " se tiene:

$$P_{int \ i} = 101 (4,746) = 479 \text{ [kPa]}$$

Recordando que la relación de presión se mantiene para todas las etapas:

$$P_{int \ ii} = 479,75 (4,746) = 2277 \text{ [kPa]}$$

$$P_{int \ iii} = 2278,8 (4,746) = 10800 \text{ [kPa]}$$

Trabajo y energía requeridos en la compresión. El trabajo requerido para el sistema de compresión así como la energía necesaria se calculará bajo la idealización de interenfriadores perfectos. Las temperaturas de entrada a los compresores se fijan en 443.15 [K] y tomando en cuenta un índice politrópico " n " ó " $n=1.1$ " la constante del gas igual a la del aire.

La expresión que nos permite calcular el trabajo politrópico está dada de la siguiente manera:

$$W = b \frac{n}{n-1} R_{\text{Aire}} T \left[1 - (r_{P \text{ int}})^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$\dot{W} = W \dot{m}_{\text{gases}}$$

De la ecuación 7.4:

$$W = (3) \left(\frac{1,1}{1,1-1} \right) (0,287) (166 + 273) \left(1 - (4,746)^{\frac{1,1-1}{1,1}} \right) = -632,33 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

De la ecuación 7.5:

$$\dot{W} = 632,33 (124,1) = 78472 [\text{kW}]$$

$$\dot{W} = 78,47 [\text{MW}]$$

La energía requerida total tomando en cuenta que se tienen 7 arreglos es:

$$\dot{W}_{Total} = 78,47 (7) = 549,29 [\text{MW}]$$

Interenfriadores.

Temperatura intermedia. Para evaluar la cantidad de energía a desechar en los interenfriadores es necesario calcular la temperatura a la salida del compresor.

$$r_T = (r_{P \text{ int}})^{\frac{n-1}{n}} \quad (7.12)$$

Donde:

$$r_T = \frac{T_{int \ i}}{T_{Admisión}} \quad (7.13)$$

Despejando de la ecuación 7.13 la temperatura intermedia y dejando r_T en función de r_p de la ecuación 7.12:

$$T_{int \ i} = (166 + 273) (4,746)^{\frac{1,1-1}{1,1}} = 506 [\text{K}]$$

Calor desalojado. El calor desalojado en un compresor bajo un proceso politrópico se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gases} C_n \Delta T$$

Donde C_n es el calor específico politrópico, siendo su expresión:

$$C_n = C_v \frac{K - n}{1 - n}$$

$$C_v = 0,7175 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

$$\gamma = 1,4$$

Calculando " C_n " y " \dot{Q} " :

$$C_n = 0,7175 \frac{1,4 - 1,1}{1 - 1,1}$$

$$C_n = -2,153 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

$$\dot{Q} = 124,1 (-2,153) (506 - 439) = -17901,549 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q} = 17,9 \text{ [MW]}$$

El calor total desalojado por el compresor es:

$$\dot{Q} = 2 (17,9) = 35,8 \text{ [MW]}$$

En base a las iteraciones realizadas en la hoja de cálculo se determinó que una relación de presión adecuada es la obtenida con tres etapas de compresión y además se pueda realizar con equipos comerciales.

Se podría pensar en aumentar el número de etapas, sin embargo no se reduce de manera significativa la energía requerida para la compresión, por lo que no se obtiene beneficio alguno, decidiendo que la mejor opción es manejar un sistema de compresión de tres etapas.

Se necesita una potencia eléctrica de 549.3 MW para poder elevar la presión de de los gases producto de la combustión y ser inyectados al yacimiento. De esta energía sólo se pueden satisfacer 404.5 MW eléctricos provenientes de los siete arreglos TG-PC-HRSG-TV ubicados en los pozos inyectoros (TG: 33.98 MWe, TV: 23.8 MWe), por lo que existe un déficit de energía eléctrica de 144.84 MWe. Este déficit se puede superar operando una Turbina de Gas idéntica en cada pozo inyector, obteniendo de esta manera la energía requerida. Existiendo un remanente

de energía que puede ser utilizado como usos propios en cada una de las plataformas donde se encuentran ubicados los pozos inyectoros.

Capítulo 8

CONCLUSIONES.

El proyecto propuesto como: "Mantenimiento de presión de un yacimiento de hidrocarburos mediante la inyección de gases producto de la combustión" muestra una viabilidad técnica aceptable, lo cual se sustenta en el análisis de cada una de las etapas y elementos que componen el ciclo, tal y como se desarrolló en los capítulos del presente trabajo, de los cuales se pueden generar las siguientes conclusiones.

La ventaja principal que muestra el sistema de inyección de gases producto de combustión sobre el sistema de inyección de Nitrógeno es que este sistema opera mediante la energía térmica contenida en los gases del casquete, los cuales al ceder su energía y al quedar con un contenido mínimo de Oxígeno los hidrocarburos pueden ser reinyectados a la presión específica necesaria. Logrando de esta forma y al mismo tiempo el fluido de trabajo y la energía mecánica para la generación de electricidad de forma gratuita. Dando como consecuencia que este sistema se pueda autoabastecer eléctricamente, dejando de lado el pago de facturas a CFE.

La energía requerida para la compresión en este proyecto es sustancialmente menor, ya que se minimizan las pérdidas de carga en las tuberías con respecto a la inyección de Nitrógeno, en donde se transporta desde la planta generadora ubicada en la costa, hasta la plataforma en mar abierto por más de 200 Km. de tubería. Y en nuestro caso, el fluido de trabajo se produciría en cada uno de los pozos inyectoros y los compresores se encontrarían en el mismo lugar.

Se observa que el combustible utilizado contiene un 30% de Nitrógeno como consecuencia de la gran cantidad que se está inyectando con el propósito de mantener su presión. Se lograría que este proyecto fuese más eficiente si el combustible obtenido del yacimiento tuviera un poder

calorífico más alto, esto se obtiene si se disminuyera la cantidad de Nitrógeno. Por lo que se deben de ubicar zonas dentro del yacimiento, alejadas del punto de inyección y lejanas del frente de propagación, logrando de esta forma obtener un poder calorífico más alto y con esto una reducción en el consumo de combustible que provocaría una vida más larga del casquete de gas y una mayor eficiencia en el proceso.

Sabiendo de la gran concentración de ácido sulfhídrico, se podría optar por mandar primero el gas al círculo de Ben para un proceso de endulzamiento y así reducir la cantidad de ácido sulfhídrico obteniendo como consecuencia directa una mayor vida de las instalaciones y la maquinaria.

Lo que no sería conveniente de ninguna manera es el estar sacando del yacimiento algo tan costoso como lo es el Nitrógeno, ya que se invirtió en su producción y en su inyección al yacimiento y se tendría que gastar energía en su reinyección lo cual no sería rentable.

Por otro lado la contaminación generada en la implementación de este sistema será mínima. Aunque para la operación se utilizan grandes cantidades de combustible y no muy limpios como es el caso del "Naftaleno", nada se tira a la atmósfera ya que estos productos de combustión se inyectan al yacimiento, no contribuyendo de esta forma al efecto invernadero.

Del capítulo de compresores se tiene que se necesita una potencia eléctrica de 549.3 MW para poder elevar la presión de los gases producto de la combustión en la TG y ser reinyectados al yacimiento, de esta energía sólo se pueden satisfacer 404.5 MW eléctricos provenientes de los siete arreglos TG-PC-HRSG-TV ubicados en los pozos inyectoros (TG: 33.98 MWe, TV: 23.8 MWe), por lo que existe un déficit de energía eléctrica de 144.84 MWe.

Este déficit se puede superar operando una Turbina de Gas idéntica a la analizada en el capítulo 1, obteniendo de esta manera un superávit de 14MWe aproximadamente para cada arreglo. Este remanente de energía puede ser utilizado como usos propios en cada una de las plataformas donde se encuentran ubicados los pozos inyectoros.

Estas son algunas de los principales puntos que se presentan al implementar este ciclo en Cantarell, aunque se podría utilizar este sistema de recuperación de presión para explotar yacimientos con otras características en los cuales el porcentaje de oxígeno que se pueda inyectar sea mayor al utilizado en este trabajo, se podría aprovechar la temperatura a la entrada del

yacimiento logrando una disminucion de la viscosidad de aceites pesados. La flexibilidad de este sistema para cumplir con las características de fluido a inyectar es muy amplia como amplia es la diferencia que existe en los pozos productores ya que dependiendo de las propiedades de aceite del yacimiento se puede modificar el porcentaje de O_2 que contenga el fluido generado.

Bibliografía

- [1] M. David Burghardt, INGENIERÍA TERMODINÁMICA, Ed. Harla
- [2] Yunus A. Cengel / Michael A. Boles, TERMODINÁMICA 2^a. Ed. Tomo 2, Ed. McGraw Hill
- [3] Claudio Mataix, TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS 2^a. Ed., Ed. Dossat, S. A.
- [4] José M. Sala Lizarraga, COGENERACIÓN Aspectos termodinámicos tecnológicos y económicos, Servicio editorial universitario del país vasco
- [5] Charles E. Baukal, Jr., THE JOHN ZINK COMBUSTION HANDBOOK, John Zink Company, LLC.
- [6] Virgil Moring Faires, THERMODINAMICS 3^a. Ed., The MacMillan Company
- [7] Kenneth Wark Jr., TERMODINÁMICA 5a. Ed., Ed. McGraw Hill
- [8] Donald Kern, PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Ed. C.E.C.S.A.
- [9] William W. Batlle, FUNDAMENTOS DE TURBINA DE GAS., Ed. Limusa
- [10] Manuel Márquez Martínez, COMBUSTION Y QUEMADORES, Marcombo Boixareu Editores
- [11] CONAE, DISEÑO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN, Secretaría de Energía
- [12] CONAE, ESQUEMAS DE COGENERACIÓN, Secretaría de Energía
- [13] CONAE, TERMODINÁMICA Y SUS APLICACIONES, Secretaría de Energía

[14] **Páginas electrónicas:**

- <http://www.cfe.gob.mx>
- <http://www.conae.gob.mx>
- <http://www.pemex.gob.mx>