



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN CON CICLO COMBINADO Y GASIFICACIÓN PARA LA INDUSTRIA AZUCARERA

Carlos Nicolás Quispe Chanampa

Piura, 09 de Noviembre de 2010

FACULTAD DE INGENIERÍA

Área Departamental de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Noviembre 2010



Esta obra está bajo una [licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/2.5/peru/)

Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



“Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera”

**Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico Eléctrico**

Carlos Nicolás Quispe Chanampa

ASESOR: Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta

Piura, Noviembre 2010

A mis padres, por su gran esfuerzo y dedicación para procurar que mejore cada día.

Prólogo

Hoy en día, se escucha y lee que el mundo atraviesa por una crisis energética, en la que es necesario buscar nuevas alternativas de generación de energía ya que se presume que en un momento la demanda podría superar la oferta en el futuro. Dada esta circunstancia, surge el interés de estudiar la posibilidad de implementar un sistema de cogeneración con gasificación a una planta azucarera de nuestra región como una forma de uso eficiente de la energía.

La cogeneración, es decir, la generación simultánea de electricidad y calor tiene como principal ventaja en mejorar la eficiencia energética de cualquier sistema ya que aprovecha una misma fuente para producir dos tipos distintos de energía. Mientras que la gasificación convierte lo que se denomina biomasa en un combustible gaseoso, aprovechando su energía almacenada. Estas dos técnicas planteadas se convierten en el objetivo de mi trabajo; al aplicarlas para evaluar la mejora en los parámetros energéticos del proceso de generación de energía de una planta azucarera para la producción de etanol, así como evidenciar que en nuestro país es posible la implementación de nuevas tecnologías energéticas para mejorar el uso de sus recursos.

Quisiera además, dar gracias a Dios por hacer este trabajo posible, así como a algunas personas que me han ayudado a lo largo del desarrollo de esta tesis. En primer lugar, a mis padres que me apoyaron y alentaron para no declinar ante adversidades, y a mi asesor Rafael Saavedra, a quien considero como un amigo, por su tiempo dedicado, preocupación y consejos en mis avances. También debo mencionar a la Universidad de Piura, la cual considero mi segunda casa y lugar de trabajo; así como a mis profesores por las múltiples enseñanzas a lo largo de mi carrera. Por último, citar a todos mis amigos, por la confianza depositada en mí y por estar siempre a mi lado animándome y apoyándome.

Resumen

El propósito principal de la tesis consiste en presentar y evaluar alternativas energéticas, que mejoren el rendimiento de los sistemas, reduciendo los niveles de emisión y promoviendo nuevas fuentes de energías, así como su correcta administración. Estas tecnologías deben permitir un uso racional y eficiente de los recursos energéticos, y deben ser aplicables al entorno industrial de nuestro país con mejoras sustanciales.

Para el estudio centrado en la cogeneración, se seleccionó una planta azucarera por ser la que tiene mayores posibilidades para la tecnología evaluada. El método utilizado consiste, en primer lugar, en evaluar un sistema convencional de cogeneración con turbina de vapor, a partir de un análisis energético. Posteriormente, a partir de los mismos datos, se implementará un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación, el cual también será analizado energéticamente con el objetivo de comparar los balances de ambos sistemas y ver las mejoras que supone la gasificación respecto a la combustión directa de biomasa, y el ciclo combinado respecto al ciclo simple.

Dentro de los resultados obtenidos, se puede mencionar la relevancia que tiene la cogeneración, al generar energía eléctrica que cubra la demanda propia y en caso de excesos poder venderla a otros usuarios, teniendo una ganancia económica adicional, así como la producción de vapor para procesos. Además, se comprobó que un sistema de ciclo combinado puede llegar a producir hasta el triple de trabajo neto que un ciclo con turbina de vapor. Por último, la gasificación es una técnica propicia para buscar nuevas fuentes de energía, ya que convierte la biomasa en combustibles gaseosos con propiedades adecuadas para una siguiente aplicación.

Índice

Introducción	1
---------------------------	---

Capítulo I

Fundamentos de la cogeneración	3
---------------------------------------------	---

1.1. Definición y generalidades	3
1.2. Orígenes de la cogeneración	5
1.3. Aplicaciones de sistemas de cogeneración.....	6
1.3.1. Sistema de cogeneración con turbina de gas	7
1.3.2. Sistema de cogeneración con turbina de vapor	9
1.3.3. Sistema de cogeneración con ciclo combinado	11
1.3.4. Sistema de cogeneración con motores alternativos de combustión interna	12
1.3.5. Sistema de cogeneración con bomba de calor	13
1.3.6. Sistema de cogeneración con enfriamiento por absorción.....	16
1.4. Ventajas y desventajas de la cogeneración.....	17
1.5. Cogeneración en el contexto mundial	20

Capítulo II

Biomasa y sistema de cogeneración en plantas azucareras	27
----------------------------------------------------------------------	----

2.1. Proceso de producción de azúcar.....	27
2.1.1. Panorama mundial.....	27
2.1.2. Tratamiento de la caña de azúcar.....	30
2.2. Biomasa.....	33
2.2.1. Tipos de biomasa.....	34
2.2.2. Métodos de conversión de energía.....	35
2.2.2.1. Métodos termoquímicos.....	35

2.2.2.2.	Métodos bioquímicos.....	36
2.2.3.	Ventajas y desventajas de la biomasa.....	36
2.3.	Motivos para cogenerar en plantas azucareras.....	37
2.4.	Descripción del sistema de cogeneración.....	39
2.5.	Recomendaciones para el funcionamiento del sistema de cogeneración	42
2.5.1.	Pautas para la caldera.....	43
2.5.2.	Pautas para la turbina.....	43
2.6.	Parámetros del sistema de cogeneración.....	44

Capítulo III

Análisis energético de un sistema de cogeneración con turbina de vapor.....51

3.1.	Componentes y puntos característicos del sistema.....	51
3.2.	Datos generales en plantas azucareras.....	54
3.3.	Propiedades termodinámicas en los puntos característicos del sistema.....	56
3.4.	Balance energético del sistema cogenerativo.....	67
3.5.	Evaluación de parámetros energéticos del sistema de cogeneración.....	71

Capítulo IV

Fundamentos de gasificación.....75

4.1.	Aspectos generales de gasificación.....	75
4.2.	Tipos de gasificadores.....	79
4.2.1.	Gasificadores de lecho fijo.....	80
4.2.2.	Gasificadores de lecho fluidizado.....	80
4.3.	Gasificación en plantas azucareras.....	82
4.4.	Alternativas adicionales para cogenerar y gasificar.....	85

Capítulo V

Análisis energético de un sistema de cogeneración con gasificación y ciclo combinado.....89

5.1.	Puntos característicos del sistema.....	89
5.2.	Análisis energético.....	92
5.3.	Propiedades termodinámicas y balances de masa y de energía del sistema.....	108
5.4.	Evaluación de parámetros energéticos del sistema de cogeneración.....	113
5.5.	Resultados utilizando otras alternativas de cogeneración.....	115

Conclusiones.....119

Bibliografía	123
Anexos	127
Anexo A: Reglamento de cogeneración.....	129
Anexo B: Datos técnicos de Agrícola del Chira.....	137
Anexo C: Plano de flujo de vapor de Agrícola del Chira.....	143
Anexo D: Tablas de propiedades termodinámicas del agua.....	147
Anexo E: Coeficientes de los polinomios de propiedades termodinámicas.....	153
Anexo F: Algoritmos para el sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación	155

Introducción

El propósito de la tesis es brindar una nueva visión para el uso racional y eficiente de los recursos energéticos con los que se cuenta, a partir de la aplicación de tecnologías innovadoras como son la cogeneración y la gasificación. Estas técnicas pueden emplearse en cualquier planta industrial, ya que todas necesitan de energía para su funcionamiento, obteniendo beneficios propios, así como para la sociedad, tal como menor contaminación y ahorro energético. En el presente trabajo, para comprobar o comparar resultados, se toma como referencia a las plantas azucareras, que a primera vista parecen ser las más propicias para operar con las tecnologías planteadas.

En el capítulo I, se presentan los aspectos generales sobre la cogeneración, es decir, su historia, sus ventajas, su contexto en la actualidad tanto a nivel mundial como en nuestro país, así como su relevancia en lo que se conoce como generación distribuida. Además, se analizan los diversos sistemas de cogeneración que se emplean hoy en día, tanto en su funcionamiento, como los dispositivos necesarios para producir dos tipos distintos de energía y sus posibles aplicaciones.

En el capítulo II, se hace referencia a la industria azucarera en la actualidad, desde su producción hasta su modo de operación, con el objetivo de percatarse de su idoneidad para trabajar con sistemas de cogeneración, a partir de sus residuos orgánicos, es decir, lo que se denomina biomasa. Luego de identificar esta posibilidad, se describen ciertos criterios para poder evaluar una planta de cogeneración en función de los resultados de un balance energético.

En el capítulo III, se realiza un análisis energético de un sistema de cogeneración con turbina de vapor, que es el sistema convencional con el que opera normalmente una planta azucarera. Para estos cálculos, se tomó como referencia a la empresa “Agrícola del Chira”, de la cual se obtuvo sus datos técnicos para comparar los resultados con su producción estipulada a carga nominal. Además, se evaluó el sistema, a partir de los criterios señalados en el capítulo anterior.

En el capítulo IV, se busca dar un mejor uso a los residuos orgánicos de la azucarera, es decir, ya no quemarlos directamente en una caldera, sino buscar una alternativa que conlleve a una mejor eficiencia. Esta técnica se denomina gasificación, la cual es estudiada a partir de sus procesos internos y que se ve reflejada en el dispositivo llamado gasificador. También, se analizan los distintos tipos y características de los gasificadores, así como su inclusión en una planta azucarera, constituyendo el sistema de cogeneración con ciclo combinado.

En el capítulo V, se realiza un análisis energético al sistema con ciclo combinado similar al hecho en el capítulo III, manteniendo los valores y parámetros de la azucarera “Agrícola del Chira”. Luego del balance energético realizado, se muestran los resultados para que sean comparados con el sistema anterior. Además, se indican configuraciones adicionales para un ciclo combinado sin necesidad de hacer una gran inversión.

Por último, se presentan las conclusiones, donde se intenta rescatar lo más importante de este trabajo: en primer lugar la mejora económica y energética que implica el uso combinado de la cogeneración y gasificación, no sólo en una azucarera, sino en cualquier planta industrial; y en segundo lugar el impacto de estos sistemas en la sociedad.

Capítulo I

Fundamentos de la cogeneración

1.1. Definición y generalidades¹

En climas fríos, cuando una persona va conduciendo su automóvil y prende el calentador de su carro, se convierte en cogenerador. El calor de desecho del motor que normalmente se disipa a través del radiador, se lleva a un sistema de calefacción interno para brindar una sensación de bienestar a los pasajeros que están en el interior del vehículo a temperaturas relativamente bajas. En este ejemplo, el combustible del vehículo se utiliza para generar el movimiento correspondiente del carro, y el calor del calentador.

Con el caso explicado, se define a la cogeneración como la producción conjunta, en un proceso secuencial de dos tipos distintos de energía, a partir de la misma fuente de energía primaria. Es decir, que en el ejemplo anterior, el combustible es la fuente de energía primaria, mientras que las energías generadas son en primera instancia la mecánica para el movimiento, y luego la energía térmica que entra en forma de calor. De aquí la importancia de que un tipo de energía sea generada después de haberse producido la otra, sino no se estaría cogenerando.

El término cogeneración puede ser nuevo para muchas personas, sin embargo el número de procesos y sistemas de cogeneración usados en diferentes países del mundo son diversos y con muy buenos resultados. Por esta razón, se estudiarán los tipos de energía que se utilizan con frecuencia.

Las energías generadas por un sistema de cogeneración pueden ser electricidad, agua caliente, vapor, agua fría, refrigeración o aire acondicionado, aire caliente, etc.

¹ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [3]-[5], [10] y [14].

Prácticamente todos los sistemas de cogeneración tienen como una de las energías de salida a la electricidad, mientras que la otra energía es para alguna aplicación térmica. Por este motivo, los sistemas de cogeneración se diseñan de modo que sean capaces de satisfacer la demanda térmica mínima del consumidor, y cierta producción de energía eléctrica, la cual puede utilizar el mismo productor o comercializarla con otros consumidores.

Un sistema de cogeneración brinda al propietario un carácter de independencia, ya que puede generar su propia energía eléctrica como térmica. Un ejemplo claro, es que en Europa muchos edificios cuentan con un equipo de cogeneración, que contiene un sistema de calefacción, y uno eléctrico; y en caso éste último sea insuficiente se compra energía eléctrica de la red nacional. Claramente, se puede demostrar que lo que se paga será mucho menor de lo que gastaría en caso no se cogenera.

Con los ejemplos antes mencionados, se puede afirmar que un sistema de cogeneración puede ir desde una aplicación bastante simple y pequeña, hasta grandes y enormes sistemas de cogeneración para plantas industriales, con requerimientos eléctricos y térmicos bajo forma de vapor, logrando un cierto ahorro económico.

Para una planta industrial, que requiere una gran demanda tanto de energía térmica como eléctrica, existe la posibilidad, en caso de sobreproducción de energía eléctrica, de venderla a un consumidor o a la red. Esta acción es una consecuencia de la cogeneración que se le denomina generación distribuida.

Cada día parece evidente que el mundo no camina por una senda que conduzca a un futuro energéticamente sostenible, por lo que la cogeneración puede ser vista como un ahorro de energía, es decir como una herramienta idónea para los países en sus políticas de energía nacional.

Por otro lado, el término cogeneración no es el único referido a la producción en conjunto de tipos de energía; con la tecnología actual también se puede hablar de trigeneración, que será la producción secuencial de 3 tipos de energía. Un buen ejemplo de esto podría darse en países como el nuestro, donde los climas no necesariamente son tan fríos, que consistiría en un sistema que genere energía eléctrica, y el calor cogenerado se emplee en verano para cubrir la demanda de aire acondicionado mediante enfriadoras de absorción incorporadas a la instalación.

De esta forma, se puede notar que la cogeneración puede ser aplicada en cualquier parte del mundo y en cualquier proceso donde se requiera energía y ahorro de la misma, sin distinción alguna.

1.2. Orígenes de la cogeneración²

El término cogeneración recién empezó a usarse a finales de la década de los setenta del siglo XX, con la producción en conjunto de electricidad y calor, sin embargo desde hace mucho tiempo se generaba calor y potencia mecánica, tanto por separado como en conjunto. De aquí se afirma que el término cogeneración nace con la producción de electricidad, pero como proceso tuvo algunos antecedentes en épocas pasadas.

La generación de calor data de los tiempos romanos, cuando agua caliente era transportada a través de ductos para calentar sus edificaciones. Bajo este principio a finales del siglo XIX aparecen los sistemas de calefacción.

La forma más antigua que se conoce de cogeneración es la producción conjunta de calor y potencia mecánica, la cual era desarrollada por la denominada chimenea de Jack o la chimenea voladora, o más conocida como “*smokejack*” (ver figura 1.1). Este dispositivo fue desarrollado en el siglo XV en el Tíbet para mover las ruedas de oraciones en ceremonias religiosas. Se introdujo a Europa con la captura de esclavos Tártaros y fue Leonardo Da Vinci quien bosquejó por primera vez este mecanismo.

Figura 1.1. Chimenea voladora.



Fuente: www.google.com [20]

Este mecanismo consistía básicamente en pequeños molinos de viento, colocados al interior de una chimenea y que giraban a medida que ascendían los gases calientes; el movimiento giratorio de las aspas activaban, generalmente, un torno.

Entre los siglos XV y XVIII, con la revolución industrial, se requería de nuevas fuentes de energía por la demanda que existía. A pesar que el viento y el agua habían sido útiles anteriormente, la solución resultó la generación de vapor para la potencia mecánica.

² Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [4] y [5].

En el año 1784, Sutton Thomas Wood tuvo la idea de usar el vapor desechado de un proceso industrial para accionar un motor, la cual llevó a la práctica. Después en 1812 en una fábrica de hilos en Connecticut, el vapor generado era usado para mantener cálidos los cuartos en la época de invierno. Luego en 1832, Charles Busby mejoró el “*smokejack*” aplicándolo en mover una bomba para circular agua a través de tuberías y poder calentar el aire en el interior de edificios. En la década de 1840, una empresa francesa de alimentos empleaba la salida de vapor para secar piñas.

Como se puede apreciar con los ejemplos mencionados, la idea de generación de calor y potencia mecánica se desarrolló alrededor de los siglos XVIII e inicios del XIX. Es justamente por estas fechas que cobra importancia y apogeo la energía eléctrica con los descubrimientos de Thomas Edison. Empezaron a aparecer las plantas generadoras de energía eléctrica, mientras se extendían las redes eléctricas.

Al inicio de estos cambios sociales, a una empresa le resultaba más conveniente comprar electricidad que generarla, por el costo de la instalación de los equipos. Los pagos a los vendedores de energía eléctrica eran pequeños ya que por esas épocas el costo del barril de petróleo era menor a un dólar. Sin embargo, esto no iba a permanecer así para siempre, ya que en 1973 se presentó la primera crisis mundial de petróleo y los costos de compra de energía eléctrica aumentaron considerablemente.

Con el costo de la electricidad sujeto al precio del petróleo, muchas industrias que ya contaban con dispositivos de generación de vapor, se inclinaron por tener su propio sistema de generación eléctrica. De esta forma, es que se da la evolución de la cogeneración, ya que empezaron a combinar los procesos, es decir la potencia mecánica que antes producían la usaban para accionar alternadores o generadores eléctricos.

1.3. Aplicación de sistemas de cogeneración³

Los sistemas de cogeneración vistos desde la producción de electricidad y calor, se pueden clasificar en 2 tipos:

- Ciclos de cabecera o “*Topping Systems*”, son aquellos en que los gases de combustión que se obtienen de la combustión del combustible son usados primero para producir electricidad, y luego la energía térmica para procesos a menor temperatura bajo forma de vapor.
- Ciclos de cola o “*Bottoming Systems*”, por el contrario, usan los productos de la combustión, primero para satisfacer necesidades térmicas y luego para la generación de electricidad.

³ Este apartado ha sido elaborado utilizando principalmente las referencias [4]-[6], [10] y [14]

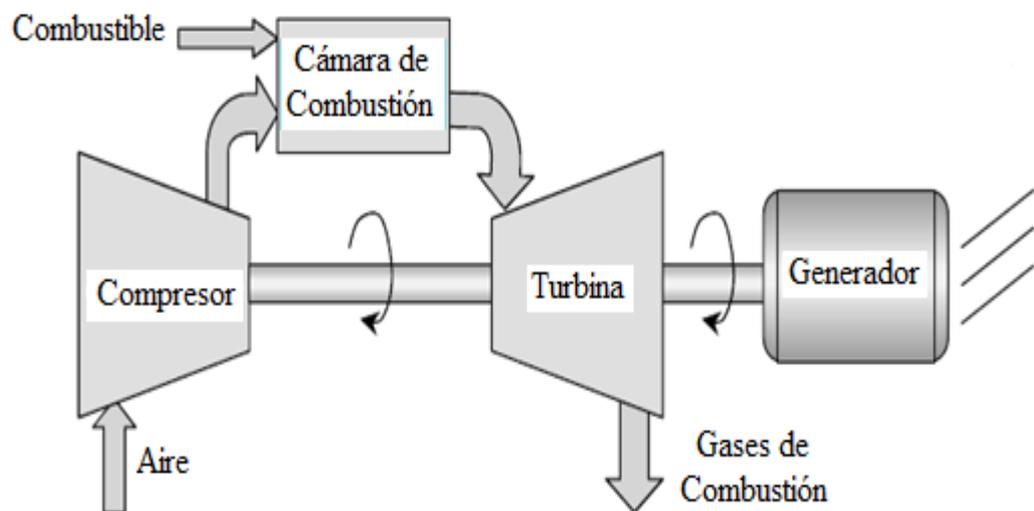
En la actualidad, los primeros son más difundidos por la importancia que tiene la electricidad, que se requiere en mayores cantidades y por tener mayor rendimiento. Mientras que los segundos son usados en situaciones más específicas en las que existan procesos a mayores temperaturas.

Centrándose en la primera clase de sistemas, se describirá los principales sistemas de cogeneración usados en la actualidad, así como sus aplicaciones:

1.3.1. Sistema de cogeneración con turbina de gas⁴

La figura 1.2 muestra los componentes y el esquema para un sistema de turbina de gas que únicamente genera energía eléctrica y que es uno de los más usados en las centrales de generación.

Figura 1.2. Sistema de turbina de gas



Fuente: Masters, Gilbert [6]

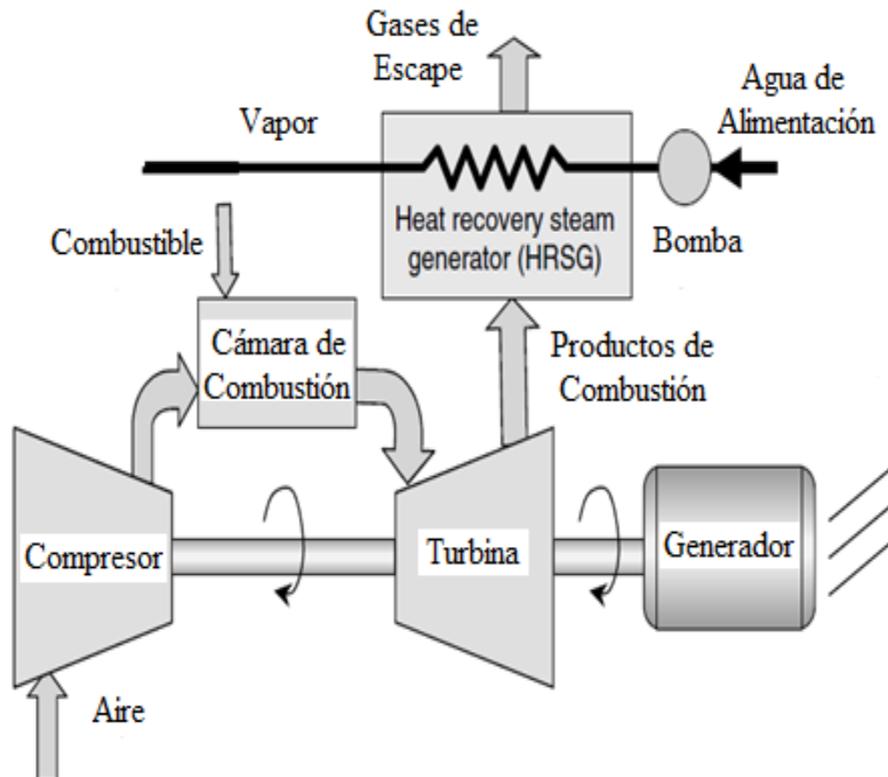
En este sistema, el aire ingresa de la atmósfera al compresor, pasando previamente por un filtro de aire. En el compresor, se hace circular el aire aumentando su densidad, temperatura y lógicamente su presión. Luego, el aire ingresa a la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible, es decir, el combustible al encontrarse en un medio a temperaturas altas, reacciona químicamente con el oxígeno del aire, liberando su energía química que se convierte en energía térmica, la cual se manifiesta en un aumento de temperatura en los productos de combustión. Estos a su vez, son enviados a la turbina, que se encarga de expandirlos disminuyendo su temperatura, presión y densidad, entregando trabajo, es decir, convierte la energía del fluido en potencia mecánica que sirve para accionar tanto el generador eléctrico, como el compresor, debido a que la turbina y el compresor están sobre un mismo

⁴ Este apartado se elaboró principalmente a partir de la referencia [6].

eje. Por último, a la salida de la turbina los productos de combustión son expulsados a la atmósfera por medio de una chimenea.

Este esquema puede adaptarse a uno de cogeneración, aprovechando los gases de escape a la salida de la turbina, que normalmente tienen una temperatura entre 400 y 600°C, para que puedan seguir entregando su energía térmica en un intercambiador de calor.

Figura 1.3. Sistema de cogeneración con turbina de gas



Fuente: Masters, Gilbert [6]

La figura 1.3 muestra el esquema sugerido, donde el intercambiador de calor recibe el nombre de **generador de vapor por recuperación de calor** (HRSG, por sus siglas en inglés). Este dispositivo tiene la función de transferir calor por convección desde los gases de escape de la turbina hacia el agua, para convertirla en vapor y tener alguna aplicación posterior. El agua para ingresar al generador de vapor es impulsada por una bomba de alimentación que extrae el agua de un tanque de almacenamiento, generalmente.

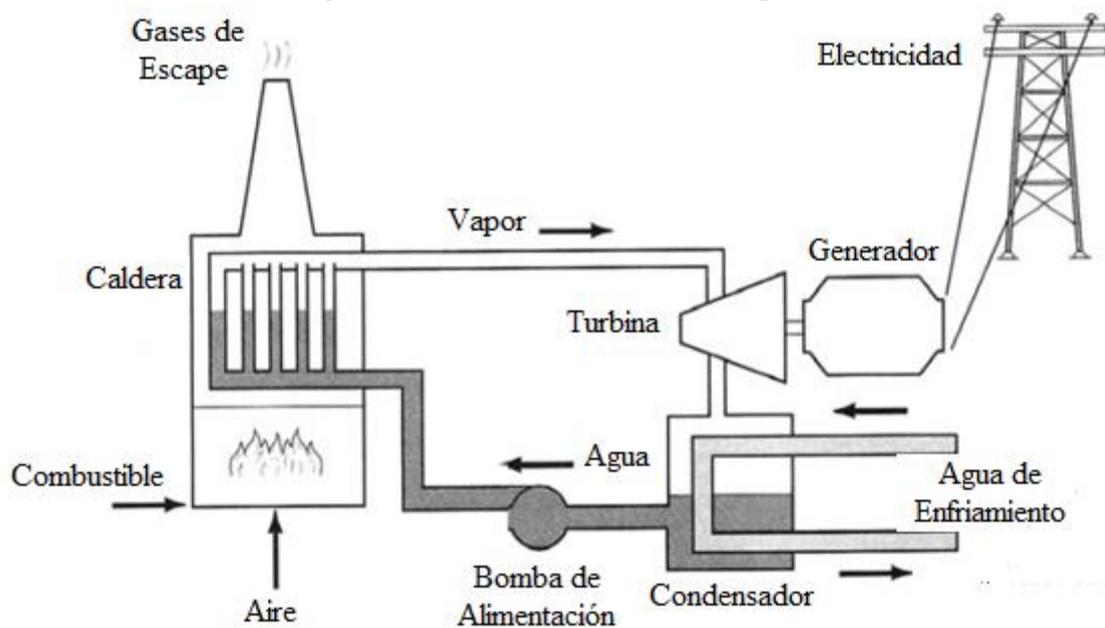
Este sistema de cogeneración puede trabajar para potencias desde cientos de kW hasta cientos de MW, y es aplicado, principalmente, cuando la carga es variable o tiene ciertos picos, es decir que la demanda de energía eléctrica fluctúa en ciertos rangos. Una turbina de gas que no cogenera tiene una

eficiencia térmica entre 30 y 40%, en cambio al agregarle el HRSG puede aumentar hasta 60%. Además, puede trabajar con altas temperaturas.

1.3.2 Sistema de cogeneración con turbina de vapor⁵

Los ciclos de vapor son usados, principalmente, para la generación de energía eléctrica. Se caracterizan por ser sistemas cerrados donde el fluido de trabajo es agua que va cambiando de fase a lo largo del proceso. Sus componentes básicos son caldera, turbina, condensador y bomba, los cuales están representados en la figura 1.4.

Figura 1.4. Sistema de turbina de vapor



Fuente: Masters, Gilbert [6]

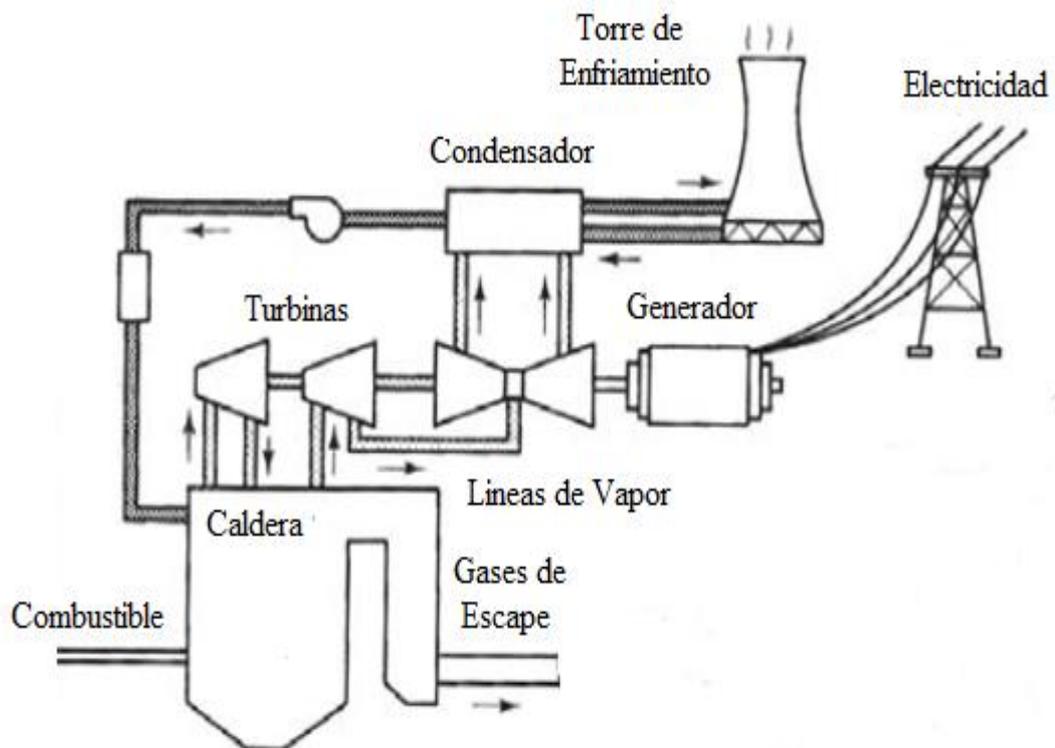
La bomba de alimentación se encarga de transportar el agua hacia la caldera, además de aumentar su presión. En la caldera es quemado el combustible con el aire, la cual cede el calor suficiente al agua para que se evapore y aumente su temperatura. A diferencia del ciclo anterior, la turbina de gas mezcla aire y combustible, mientras que la turbina de vapor no lo hace, sino que la transferencia de calor se da por convección, es decir el agua circula por el interior de un haz de tubos, mientras que los gases de combustión circulan exteriormente a ellos. El vapor sobrecalentado atraviesa la turbina, quien se encarga de generar la energía eléctrica. Al ser un ciclo cerrado, el vapor a la salida de la turbina, que ha disminuido su presión y temperatura, es llevado a un condensador para retornar a la fase líquida. En el condensador, la energía térmica extraída es cedida a una corriente de agua fría, para luego ser desechada a una fuente térmica.

⁵ Adicionalmente a las referencias indicadas se utilizó la [16] para dicha sección.

Este ciclo también se aplica en cogeneración, usado para producir electricidad y vapor, que cubran las demandas de una planta. Es importante mencionar que en estos sistemas, lo que se consideraba antes como turbina, realmente son dos: una turbina de condensación y otra de contrapresión, para que la primera pueda extraer vapor a una cierta presión y sea utilizado en la planta, mientras que la segunda, principalmente, para accionar el alternador.

Otra particularidad que tienen estos sistemas es que la corriente de agua fría que absorbe el calor cedido en el condensador se lleva a una torre de enfriamiento, con el propósito de disminuir la contaminación térmica, ya que el agua desechada a la fuente no tendrá temperaturas altas. Dicho sistema de cogeneración está representado en la figura 1.5.

Figura 1.5. Sistema de cogeneración con turbina de vapor



Fuente: Masters, Gilbert [6]

Este sistema de cogeneración tiene un proceso de instalación más complicado que el anterior, ya que requiere de mayor número de componentes. Su rendimiento termodinámico está en el rango de 35 y 45%. Sin embargo es ligeramente superior a un ciclo de gas. Los rangos de potencia generada son variados.

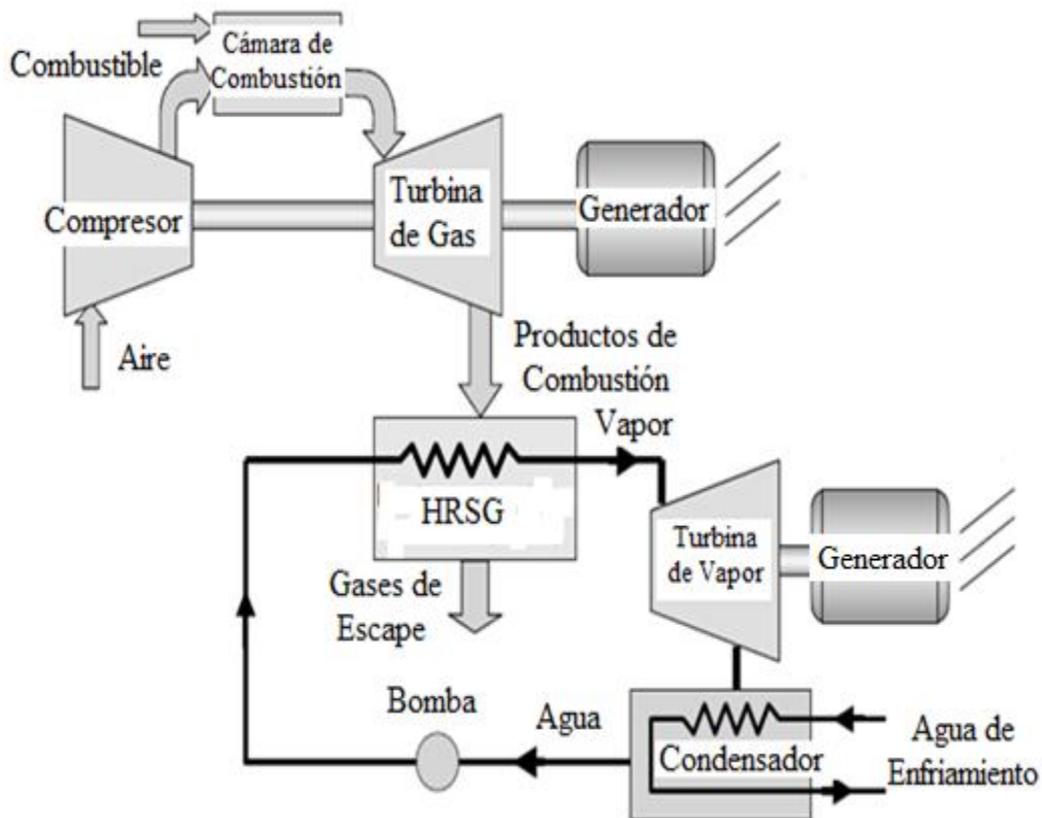
Otro aspecto positivo es el uso de biocombustibles, además que puede tener un control mayor sobre la energía producida porque el vapor extraído de la

turbina está a una presión intermedia respecto a todo el proceso, la cual puede ser seleccionada.

1.3.3. Sistema de cogeneración con ciclo combinado⁶

Un ciclo combinado hace referencia a un sistema que trabaja en conjunto con una turbina de gas y una de vapor. Su modo de operación consiste en que el HRSG de la cogeneración con turbina de gas, cumpla al mismo tiempo la función de la caldera en un ciclo de vapor, es decir, que la salida de vapor de dicho intercambiador de calor ingresa a las turbinas de condensado y contrapresión. La forma como se acoplan ambos sistemas está esquematizada en la figura 1.6, y como se puede apreciar la generación de energía eléctrica es mucho mayor, ya que cada turbina aporta una parte. También hay que indicar que este sistema combinado es posible, ya que los ciclos simples trabajan en distintos rangos de temperatura y permiten operar al generador de vapor.

Figura 1.6. Sistema de cogeneración con ciclo combinado



Fuente: Masters, Gilbert [6]

Este nuevo sistema de cogeneración, junta todos los beneficios de cada uno de los ciclos simples mencionados anteriormente, y además aumenta significativamente el rendimiento termodinámico, porque con la misma cantidad

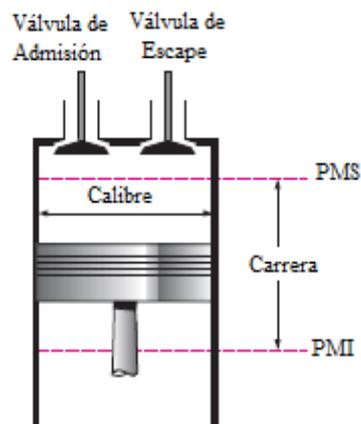
⁶ Adicionalmente a las referencias indicadas se utilizó la [11] para dicha sección.

de combustible se produce vapor y energía eléctrica en 2 generadores. La eficiencia térmica de esta combinación supera el 50%. Además, puede alcanzar potencias de salida de unos cientos de MW.

1.3.4. Sistema de cogeneración con motores alternativos de combustión interna⁷

Se conoce como motores térmicos alternativos a los dispositivos de cilindro-émbolo o como máquinas de desplazamiento positivo. Dichos motores tal vez tengan la mayor aplicación en el mundo para generar potencia, por lo que son muy accesibles para aplicarlos en cogeneración. Su esquema se presenta en la figura 1.7.

Figura 1.7. Motor térmico alternativo



Fuente: Cengel – Boles [2]

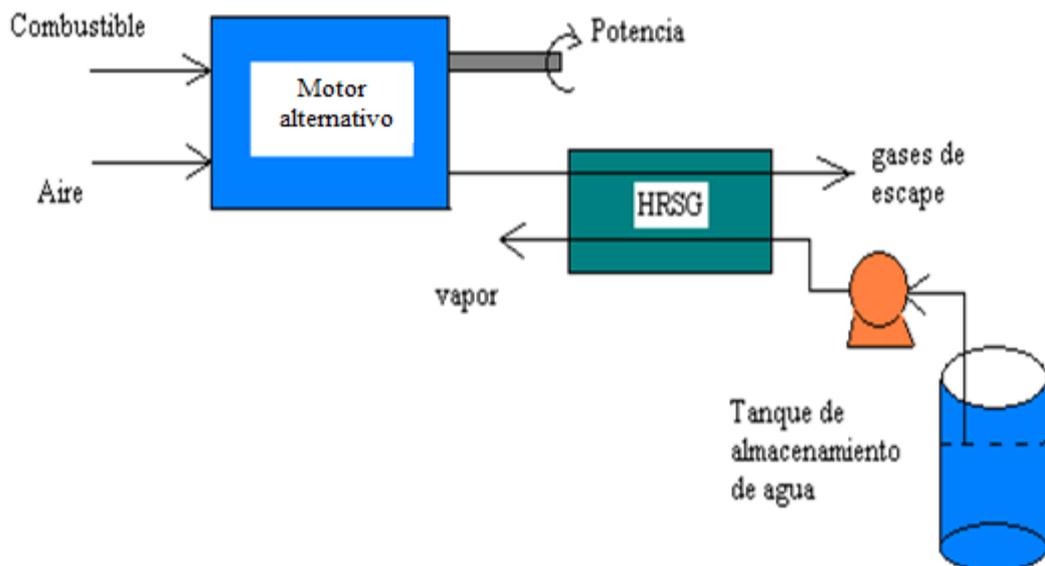
Los componentes básicos de un motor alternativo son el émbolo, cilindros, válvulas de admisión y escape. Pueden ser de dos tipos: los de encendido por chispa (ECH) y los de encendido por compresión (EC). Por la válvula de admisión ingresa aire, para los de EC, o mezcla de aire-combustible si es el caso de ECH. El fluido de trabajo en el cilindro es comprimido, al desplazarse el émbolo desde el punto muerto inferior al superior. Luego se lleva a cabo la combustión que es producida por la chispa de la bujía en un motor de ECH, mientras que en uno de EC, después de inyectar el combustible la mezcla se autoenciende como resultado de que el aire se encuentra por encima de su temperatura de ignición. La combustión es exotérmica y hace que el émbolo descienda al punto muerto inferior. Luego la válvula de escape se abre expulsando los productos de la combustión y al mismo tiempo por la de admisión empieza a ingresar fluido para repetir el ciclo.

⁷ Adicionalmente a las referencias indicadas se utilizó la [2] para dicha sección.

Estos motores transforman el movimiento lineal del émbolo en un movimiento rotatorio que acciona al cigüeñal, que puede servir para conectarse a un generador eléctrico y producir electricidad. Además, se caracterizan por ser máquinas de flujo intermitente, es decir, que el ingreso de fluido a los cilindros no es continuo o constante, sino que se da por ciclo.

Para aplicar este sistema a uno de cogeneración, se debe colocar un HRSG a la salida del motor, para que los gases de escape o productos de combustión que salen a temperaturas relativamente altas puedan ceder calor al agua bombeada desde un tanque de almacenamiento y convertirla en vapor para una aplicación posterior. Su esquema viene representado en la figura 1.8.

Figura 1.8. Sistema de cogeneración con motor alternativo



Fuente: Elaboración propia

Esta aplicación es la más conocida y usada para cogenerar, por lo difundido y el amplio rango de trabajo de los motores alternativos. Además, su instalación es más factible que las turbinas simples o ciclos combinados, por lo que es más viable para usuarios con requerimientos más pequeños de vapor y electricidad. Su rendimiento térmico se encuentra entre 40 y 55% y cubre amplios rangos de potencia por la variedad de motores existentes.

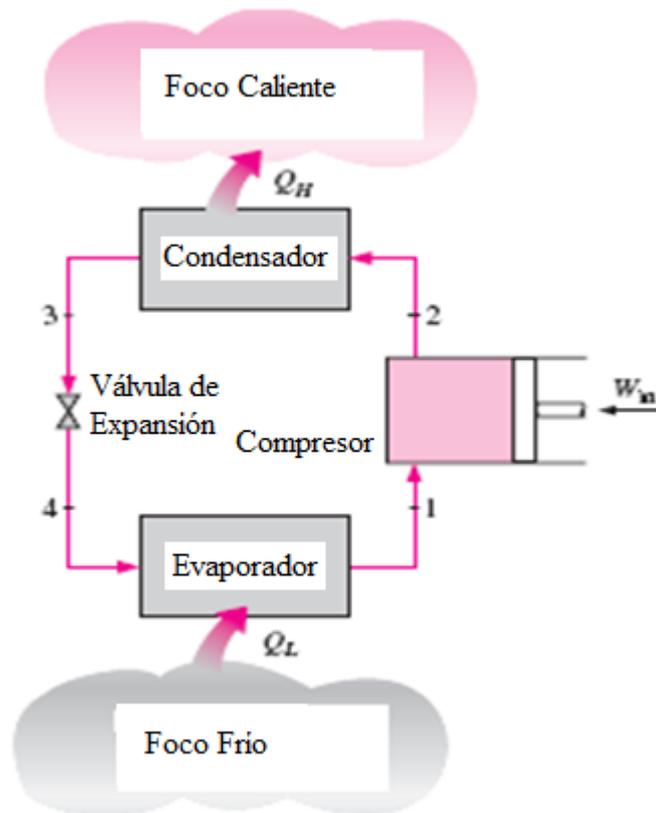
1.3.5. Sistema de cogeneración con bomba de calor⁸

Una bomba de calor es un dispositivo utilizado para sistemas de calefacción, que muchas veces puede invertirse en épocas de calor para que funcione como sistema de aire acondicionado.

⁸ Adicionalmente a las referencias indicadas se utilizó la [2] para dicha sección.

Su esquema se visualiza en la figura 1.9. Sus componentes básicos son: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. Este sistema es un ciclo cerrado donde el fluido de trabajo es un refrigerante que durante el proceso cambia de fase.

Figura 1.9. Bomba de calor



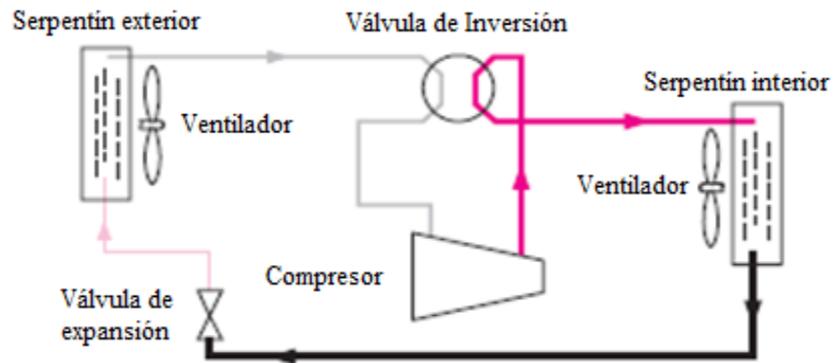
Fuente: Cengel – Boles [2]

El refrigerante que se encuentra a una presión determinada, ingresa al evaporador a su temperatura de saturación y en forma bifásica. En este dispositivo, absorbe el calor del ambiente frío (cold place) para poder cambiar a su estado gaseoso. Este vapor saturado ingresa al compresor, para que pueda aumentar su presión y temperatura. Luego, es llevado al condensador, donde se empieza a extraer calor del refrigerante hasta que llegue a su temperatura de saturación que le corresponde a la nueva presión y pueda ser condensado, hasta convertirse en líquido saturado. Todo el calor extraído en este proceso es cedido al ambiente caliente (warm place) que es el lugar al que se quiere mantener a cierta temperatura. Por último, este refrigerante en estado líquido debe ser llevado al evaporador, pero para ello debe disminuir su presión porque trabajan a presiones distintas, es esta la razón por la que se usa una válvula de expansión que llega a trabajar con un fluido bifásico, ya que muchas veces lo que ingresa al evaporador es una mezcla líquido-vapor con una calidad bastante pequeña.

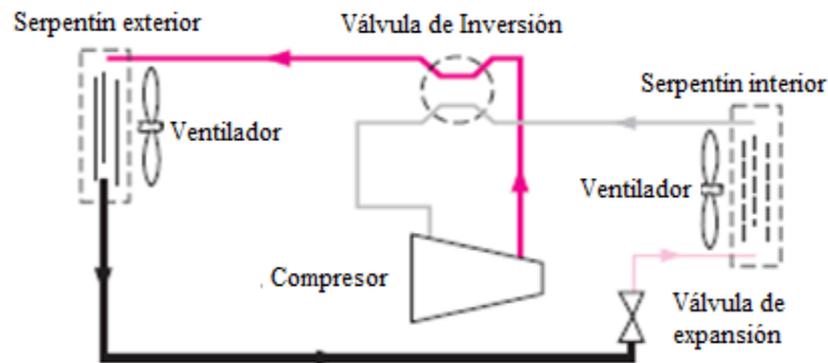
Es importante mencionar que en este ciclo, el ambiente o foco frío se encuentra a una temperatura mayor que la del evaporador y el ambiente o foco caliente a una temperatura menor a la del condensador, para que pueda darse la transferencia de calor en dichos dispositivos.

Figura 1.10. Bomba de calor con válvula de inversión

Operación de la Bomba de Calor - Modo Calentamiento



Operación de la Bomba de Calor - Modo Enfriamiento



Fuente: Cengel – Boles [2]

Se mencionó anteriormente que dicho sistema puede funcionar como uno de refrigeración, usando una válvula de inversión, como se muestra en la figura 1.10. Sin embargo, para usar la cogeneración, sólo serviría como calefacción, debido que al cogenerar sólo se puede extraer calor de una corriente caliente, es decir, que reemplazaría al foco frío. Por lo tanto, dicho foco puede ser reemplazado por una turbina de gas simple, turbina de vapor simple o por un motor alternativo.

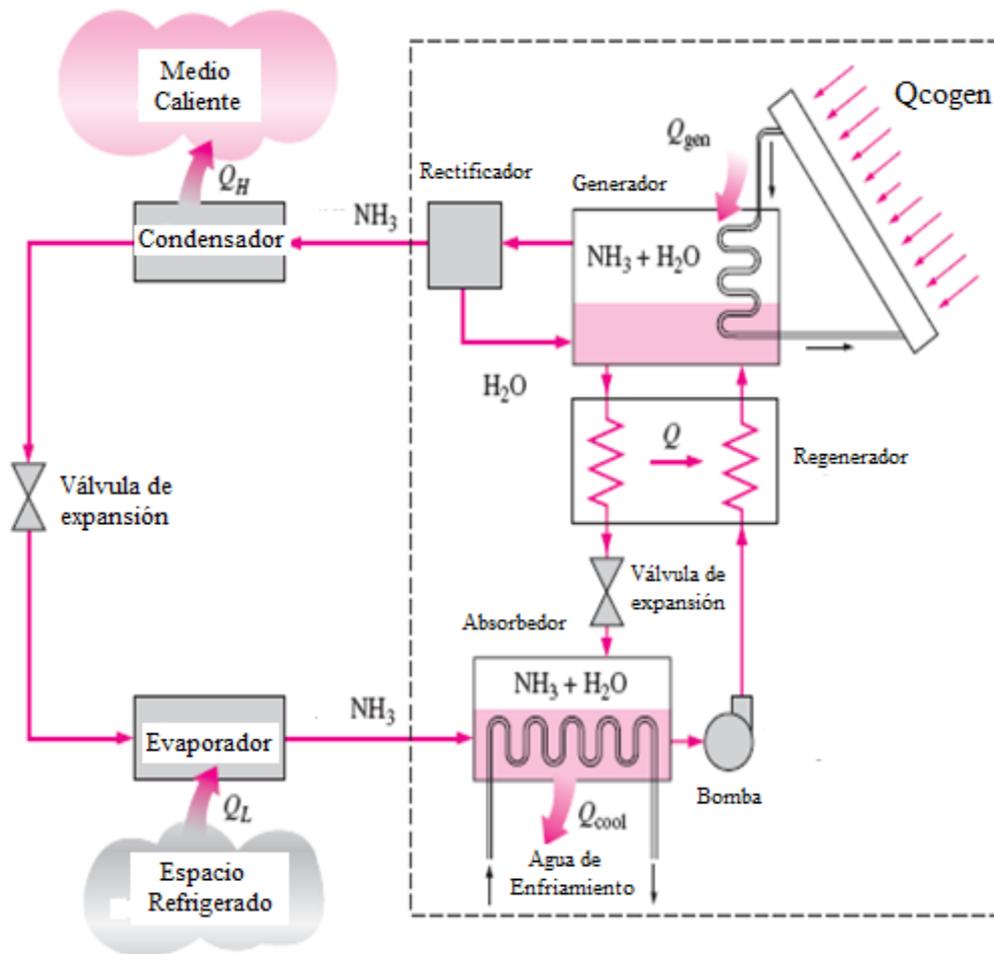
Este tipo de sistema se utiliza más en Europa, donde existen muchas edificaciones y los climas son más fríos, por lo que se les hace más accesible contar con un motor alternativo que accione a un generador eléctrico para cubrir la demanda del edificio, y al mismo tiempo pueden contar con su sistema de calefacción, a partir de la transferencia de calor de los productos de combustión expulsados por el motor.

Se podría deducir de ésta última aplicación, que la cogeneración no es compatible con algún sistema de enfriamiento. Sin embargo, esto es falso ya que si pueden juntarse: electricidad y refrigeración en un mismo sistema, y es el que se describe a continuación.

1.3.6. Sistema de cogeneración con enfriamiento por absorción⁹

El enfriamiento por absorción es la mejor alternativa para generar electricidad y al mismo tiempo refrigerar un ambiente. Tal vez algún día, en nuestra ciudad de Piura pueda ser aplicado para contrarrestar las altas temperaturas de verano. Su principio de funcionamiento es bastante similar a una bomba de calor, la diferencia radica en que el compresor es reemplazado por el sistema de absorción, que al mismo tiempo es el que contiene al sistema de cogeneración. Es importante indicar que también puede funcionar a partir de energía geotérmica o solar. Su esquema viene representado en la figura 1.11.

Figura 1.11. Sistema de cogeneración con enfriamiento por absorción



Fuente: Cengel – Boles [2]

⁹ Adicionalmente a las referencias indicadas se utilizó la [2] y [12] para dicha sección.

El compresor ha sido sustituido por un mecanismo de absorción que consiste en el uso de un refrigerante y un medio de transporte. El sistema más utilizado es el de amoníaco-agua, donde el amoníaco (NH_3) cumple la función de refrigerante y el agua del transporte. El funcionamiento de los elementos es igual al de una bomba de calor, por lo que sólo se explicará el sistema de absorción.

El amoníaco, como vapor saturado a la salida del evaporador, ingresa al absorbedor donde es disuelto y reacciona químicamente con el agua para formar amoníaco hidratado: $NH_3 \cdot H_2O$, dicha reacción al ser exotérmica liberará calor que puede servir para calentar corrientes de agua fría. La cantidad de amoníaco que se disuelve en agua es inversamente proporcional a la temperatura, a la cual el absorbedor deberá ser enfriado para conseguir la mayor cantidad de amoníaco disuelto, y tener una solución líquida ($NH_3 + H_2O$) rica en amoníaco. Dicha solución es bombeada a un generador de amoníaco puro, es aquí donde recibe calor de una fuente externa, que en nuestro caso es un HRSG de un sistema de cogeneración, para evaporar parte de la solución. Dicho vapor, rico en amoníaco, pasa por un rectificador que separa el agua, regresándola al generador y enviando amoníaco puro al condensador. Existe, además, en el mecanismo de absorción, un regenerador, que tiene como función, que la solución pobre en amoníaco (residuo del generador) ceda calor a la rica en amoníaco, y luego pase por una válvula de estrangulación para alcanzar la presión del absorbedor e ingresar en él y combinarse con el agua.

Esta aplicación también es conocida como sistemas accionados por calor, resultan ser más costosos que los sistemas de refrigeración convencionales, por su complejidad y mayor cantidad de dispositivos que ocuparán más espacio. Además, su eficiencia es menor, su mantenimiento es más complicado y requiere torres de enfriamiento más grandes para la corriente de agua fría del absorbedor.

A pesar de estas desventajas, es el sistema más viable que cogenera y proporcione un espacio refrigerado. Muchas fuentes indican que puede considerarse un sistema de trigeneración, si es que se considera el calor cedido en el condensador y absorbedor, por lo que sería un tema excelente de investigación, en especial para zonas cálidas como las del norte del Perú.

1.4. Ventajas y desventajas de la cogeneración¹⁰

Se considera a la cogeneración como la producción conjunta de dos tipos distintos de energía, sin embargo en el presente trabajo, se empieza a considerarla

¹⁰ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [3], [4], [14] y [18]

únicamente como la producción de electricidad y luego de vapor, ya que será el sistema estudiado y el que más aplicación tiene en plantas industriales. Por este motivo, es muy frecuente usar las siglas CHP (*Combined Heat and Power*) para un sistema de cogeneración industrial.

Dentro de los aspectos positivos de cogenerar a nivel industrial se tiene:

- El uso de una sola fuente de energía para generar dos distintas, implica un ahorro económico para los propietarios, ya que sin sistema de cogeneración deberían gastar en combustible para generar vapor en las calderas y pagar por la electricidad consumida.
- Si se considera los sistemas de turbinas de gas y de vapor, se puede afirmar que la eficiencia del sistema aumenta considerablemente, porque la relación de salida deseada (electricidad y vapor) con entrada requerida (combustible) es mucho mayor que si se generara un solo tipo de energía. Además, el rendimiento termodinámico de los procesos también aumenta, en caso se utilice un ciclo combinado, ya que el trabajo mecánico es mayor respecto a un ciclo simple.
- Al generar una empresa su propia electricidad, tiene el beneficio de evitar los problemas que trae la transmisión y distribución eléctrica, como no tener las pérdidas por efecto joule y las caídas de tensión que se suelen dar en las líneas de transmisión, aparte de no contar con compensadores que regulen los niveles de tensión.
- Otro aspecto importante se da en la conservación del medio ambiente, ya que un sistema de cogeneración reduce en gran medida la contaminación que producen los sistemas convencionales, ya que las emisiones de dióxido de carbono disminuyen entre 30 y 40%, ya que la temperatura de los gases de escape a la salida de las turbinas oscila entre 500 y 600°C, y con un proceso de cogeneración que implica generar vapor a partir de estos gases, las temperaturas se reducen hasta 300 o 400°C y al expulsarse a la atmósfera producen un impacto menor.
- Desde el punto de vista del uso eficiente de la energía, la cogeneración se convierte en una alternativa importante e innovadora para conservar los recursos energéticos ya que se está generando energías distintas a partir de una fuente única.
- La cogeneración también puede ser concebida como una alternativa de política energética para los países, ya que cada nación atraviesa una proliferación o aumento de demanda de electricidad por el crecimiento de

población, por lo que se hace necesario contar con un mayor número de centrales generadoras de electricidad. De esta forma, si las industrias cogeneran disminuirían la necesidad de instalar nuevas centrales generadoras.

- En ciertos países, en su mayoría europeos, ante problemas energéticos optan por pagar primas a aquellas empresas que cogeneren, por las razones antes mencionadas. De este modo, se puede tener un ingreso económico adicional para los cogeneradores.
- Una última ventaja que se puede mencionar como aspecto general es que cogenerar no es tan complicado, por lo que cualquiera puede acceder a convertirse en cogenerador, sin necesidad de tener una planta industrial, ya que se puede formar parte de la llamada generación distribuida.

La cogeneración se presenta como un proceso bastante favorable, sin embargo como todo sistema tiene algunos aspectos negativos, entre ellos se tiene:

- La implementación de un sistema de cogeneración tiene como primer obstáculo el costo de la inversión a realizar, ya que requiere de un número mayor de componentes.
- También se debe mencionar el diseño y sus criterios para cogenerar, así como el espacio requerido para componentes y el tiempo de instalación, ya que no siempre es inmediato, especialmente en plantas industriales donde se trata de grandes flujos y potencias.
- Al tener mayor número de componentes, se deberá implementar nuevos programas de mantenimiento y operación.
- En cuanto al aspecto eléctrico, se debe regular que los niveles de tensión sean los deseados y cuidar el factor de potencia de la planta, para no descuidar el rendimiento eléctrico.

Si se generalizan las desventajas, se podría resumir que el motivo para no cogenerar pasa por el tema económico, sin embargo es importante indicar que, por experiencia de plantas cogeneradoras, los gastos de inversión se compensan con los ahorros económicos mencionados en las ventajas, es decir que en un tiempo prudente se puede recuperar el dinero invertido; por lo que cogenerar se constituye en una alternativa muy viable, al ser las ventajas muy superiores en comparación con las desventajas.

1.5. Cogeneración en el contexto mundial¹¹

Cuando se trató la historia de la cogeneración, se mencionó que a partir de la primera crisis mundial de petróleo en 1973 empezaron a cobrar mayor importancia los sistemas de cogeneración, en especial aquel que utiliza un motor alternativo para la generación conjunta de potencia mecánica, que accione el alternador, y de vapor.

A principios de la década del 70, la cogeneración era vista como una alternativa eficiente, pero muy costosa, debido a la cantidad e instalación de equipos. Se empezó a trabajar en mejorar la eficiencia, reducir las dimensiones de los equipos, ampliar el rango de potencias, etc. De esta forma, continúan desarrollándose los sistemas de cogeneración hasta la actualidad, con el objetivo de ser más viables y beneficiosos para los cogeneradores.

Como la producción de vapor era para satisfacer únicamente necesidades propias, no existieron demasiados problemas para cogenerar en este aspecto. Sin embargo, para la producción de electricidad se empezaron a presentar dificultades, ya que muchas veces lo generado por uno excedía su propia demanda y se tenía que recurrir a la venta de electricidad a la red nacional o a terceros. Por esta razón, empezaron a surgir ideas, organizaciones, leyes, etc. que se encargan de regular algunos aspectos de la cogeneración, cuidar el medio ambiente, preservar los recursos energéticos, etc.; que siguen vigentes hasta la fecha y que realmente no son obstáculos para cogenerar, sino herramientas de funcionamiento para ubicarla en un contexto mundial adecuado.

Los sistemas de regulación, empezaron en las décadas del 20 y 30 del siglo XX, con el desarrollo de la industria eléctrica y la expansión de sus líneas de transmisión. En Estados Unidos, por ejemplo a inicios de siglo se empezaron a formar sociedades económicas denominadas “*Utility Holding Company*”, que tenían el control de varias empresas del país. Por 1925, dieciséis de estos grupos controlaban el 80% del mercado eléctrico nacional, mientras que los 3 más importantes cerca del 50%. La clave para su éxito radicaba en que no habían ningún organismo que regule o verifique que estas empresas no cometan abusos contra los usuarios. El fin de dichos grupos financieros llegó con la depresión de 1929, que trajo abajo la bolsa de los Estados Unidos y llevó a la quiebra a la gran mayoría de ellos. Sin embargo, para que esta situación no se repita el congreso de ese país creó en 1935 una ley denominada “*Public Utility Holding Company Act*” (PUHCA) con el objetivo de regular las industrias de gas y eléctricas, y de prevenir los excesos de las empresas encargadas.

En Europa, los mecanismos de regulación fueron parecidos a lo explicado, y a eso le agregaron en la década del 50, dos tratados para empezar a cuidar los recursos energéticos del planeta:

¹¹ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [4], [5], [7], [8], [15] y [17]

- “*European Coal and Steel Community*” (ECSC), firmado en París en 1951.
- “*European Atomic Energy Community*” (EAEC o EURATOM), firmado en Roma en 1957.

Regresando a los Estados Unidos, a finales de los 60, un grupo de vecinos emprendedores de Nueva York, decidieron poner en marcha un molino de viento con el fin de generar energía eléctrica que redujera los costos que debía pagar por consumo a la “*Consolidated Edison*” (Con Ed), empresa más importante de distribución por esos tiempos. Aquel grupo seguía dependiendo de la generadora, sin embargo cuando el viento soplaba se dieron cuenta que podían abastecerse con su propia energía, y mas aún que tenían un exceso de la misma, que decidieron vender a la empresa.

En un inicio, “Con Ed” se negó rotundamente a pagar dicho exceso de energía, y la consumía sin retribuir ningún beneficio económico. Ante esta situación, el grupo demandó a la empresa generadora, y ganó; lo que significó el nacimiento de una ley que es la remodelación del PUHCA, que hasta el día de hoy se denomina “*Public Utility Regulated Policy Act*” (PURPA).

La PURPA fue promulgada en 1978 y firmada por el presidente de Estados Unidos en ese tiempo: Jimmy Carter e implementada por “*Federal Regulatory Commission*” (FERC). Dicha acta defendía y difundía dos ideas: primero permitir a generadores independientes, bajo ciertas restricciones, poder conectarse a una red eléctrica, ya sea nacional o de alguna empresa privada; y segundo permitir que industrias puedan comprar electricidad a los generadores independientes, llamados “*Qualifying facilities*” (QFs) , a un precio justo y razonable.

Considerando el primer objetivo, para que la FERC considere a un sistema de cogeneración como un generador independiente, debe cumplir una eficiencia mínima estándar definida como:

$$Eficiencia = \frac{(Energía\ térmica\ producida) / 2 + Energía\ eléctrica\ producida}{Energía\ del\ combustible} \quad (1.1^{12})$$

Esta eficiencia debe ser mayor a 42.5%, para que pueda conectarse a una red eléctrica.

En cuanto a su segundo fin, denominó al precio a pagar como “costo evitado”, ya que era el que las empresas en un inicio se negaban a pagar e indicó que debe seguir la siguiente ley: se debe pagar al generador independiente, lo mismo que uno hubiera

¹² Fórmula extraída de la referencia [4]

gastado en combustible o en fuente primaria para generar la misma cantidad de potencia o energía comprada.

Lo ocurrido en Estados Unidos sentó las bases y criterios para el funcionamiento de una planta de cogeneración. Además, sirvió de ejemplo para otros países desarrollados como los europeos, Japón, China, Canadá, etc., que siguieron estos esquemas de regulación.

PURPA se mantiene hasta la actualidad, sin embargo ha tenido algunas reformulaciones o se han agregado algunas ideas, como considerar categorías de generadores independientes estipuladas en “*The Energy Policy Act*” (EPAct) de 1992. PURPA, para todo el mundo, significó el crecimiento de la industria de energía eléctrica, ya que generó la competencia, lo que provoca que se preocupen por mejorar sus eficiencias y por ende reducir los precios de electricidad. Además, promovió y defendió a aquellas personas que pueden depender directamente de una empresa generadora, pero que también puede generarse parte de su demanda.

En algunos países de Europa, a parte de sus mecanismos de regulación, han dispuesto pagar primas a aquellas empresas que cogenerateden, tengan alta eficiencia, reduzcan la contaminación ambiental y promuevan el uso de recursos renovables como fuentes de energía. Este es el caso de España, Suecia, Noruega, Dinamarca, etc.

A nivel mundial, los sistemas de cogeneración también han sido promovidos por organismos o tratados que procuran preservar el medio ambiente, en especial en 1997 en la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático y el Protocolo de Kyoto donde nació el compromiso de promover la aplicación y difusión de tecnologías que reduzcan las emisiones de gases de efecto invernadero.

A continuación se citan algunos ejemplos de grandes plantas de cogeneración en el mundo, tanto de Estados Unidos, Europa y Asia. Así como también, algunos casos más cercanos a nuestro país.

- Grupo “*Applied Energy Services*” de Estados Unidos que cuenta con 3 plantas de cogeneración:
 - i. La primera es un sistema de cogeneración con un motor diesel en Houston, Texas, que fue diseñado y construido por “*Bechtel Power Corporation*”. Entro en operación desde 1986 y su inversión fue de 280 millones de dólares. Produce 140 MW en electricidad y 15 toneladas de vapor por hora. La electricidad es vendida a “*Houston Light and Power Company*” y el vapor a la Refinería ARCO, que a su vez le suministra el petróleo para su funcionamiento.
 - ii. Otra unidad, es una planta de carbón comprada a ARCO en 1987 y restaurada por “*Bechtel*”. Su costo de inversión fue de 116 millones

de dólares y está ubicada en Pensilvania. Genera 121 MW de energía eléctrica y 43 toneladas de vapor por hora. La electricidad es vendida a “*West Penn Power*” y el vapor a “*ARCO Chemical*”.

- iii. Su tercera planta, es un sistema de cogeneración con turbina de gas, ubicada en California, diseñada y construida por “*Brown Boveri Corporation*”. Funciona desde 1988 y su inversión bordeó los 120 millones de dólares, genera 100 MW de electricidad que son vendidos a “*Southern California Edison*”. También produce 125 toneladas por hora de vapor suministrados a varios usuarios cercanos y productores de aceite.
- Otro grupo norteamericano encargado de sistemas de cogeneración más pequeños es “*Thermo Electron Corporation*”:
 - i. Cuenta con un sistema de cogeneración con motor diesel en New Jersey. Genera 23 MW de electricidad y produce 72.6 toneladas de vapor por hora y 119 toneladas por hora de agua a 76°C. Cubre toda su demanda eléctrica y térmica para su planta química y el exceso de electricidad se vende a terceros. Funciona desde 1982 y ha alcanzado rendimientos de 85%.
 - ii. Otro sistema de cogeneración está ubicado en Florida y trabaja con un ciclo combinado desde 1986. Produce 22 MW de energía eléctrica, además de una potencia equivalente de 18.3 MW de aire acondicionado y 1200 litros por minuto de agua caliente para sus necesidades térmicas. Su rendimiento es de 76%.
 - En Europa, en la ciudad sede de la Unión Europea, Bruselas, existe un sistema de cogeneración con turbina de vapor, en el que las autoridades de la ciudad utilizan la basura como combustible para generar el vapor necesario. El vapor es suministrado a la empresa que financia el proyecto, mientras que la electricidad viene utilizada por la empresa y usuarios cercanos. Además de cogenerar, tiene un sentido de cuidado ambiental.
 - En Eskilstuna, ciudad ubicada al oeste de Suecia, la empresa “*Eskilstuna Energy & Miljo*” propiedad de las autoridades de la ciudad, cuenta con un CHP con turbina de vapor y funciona a partir de biocombustibles. Produce electricidad, vapor, agua caliente y refrigeración para gran parte de la población de la ciudad. Genera 38 MW de electricidad y 72 MW de capacidad calorífica.
 - En Australia, la compañía maderera “*Big River Timbers*” ubicada al noroeste del país en la ciudad de Grafton, utiliza un sistema de cogeneración con turbina de vapor, que a partir de sus residuos producen 500 kW de electricidad para su consumo y suministran vapor para sistemas de

calefacción y refrigeración cercanos. El sistema cogenerativo empezó su construcción en el 2000 y funciona desde el 2007.

- En Canadá, por el año 2003 sufrió uno de los apagones más grandes de su historia, produciendo grandes pérdidas económicas. Por esta razón, las autoridades de Ontario, provincia canadiense, emprendieron un proyecto para cuidar los recursos de su país y promover uso de energías renovables que consiste en 4 plantas de cogeneración. En la actualidad, sólo una está terminada, con el apoyo de la empresa “*Ontario Realty Corporation*” que consiste en un sistema con motor alternativo, a base de gas natural, y que produce 1060 kW de energía eléctrica, además de agua caliente y agua fría para sistemas de calefacción y refrigeración de la ciudad. Se prevé que en 7 u 8 años entrarán funcionamiento los otros 3 sistemas.
- En India, empiezan a utilizar sistemas de cogeneración con turbinas de gas en lugar de los motores alternativos, principalmente por su eficiencia y difusión. Usan los sistemas CCHP (“*Combined Cooling, Heat and Power*”) a base de gas natural. Un ejemplo de ello es la compañía “*International Tech Park Bangalore*” que genera 9 MW de electricidad, 7.5 MW de capacidad calorífica y 7.6 MW para sistemas de enfriamiento.
- La cogeneración también ha sido aplicada de manera satisfactoria en países vecinos, como es el caso de Ecuador, donde la Sociedad Agrícola e Industrial San Carlos o Ingenio de San Carlos, pioneros en la producción de azúcar en su país desde 1890, ha desarrollado un sistema de cogeneración con turbina de vapor a base de residuos de la caña de azúcar como combustible. Para este proyecto, se alió estratégicamente con Econergy-Brasil para financiar el sistema. La planta se ubica en la provincia de Guayas, a 62 km de la ciudad de Guayaquil y cogenera desde el año 2005, donde fue aceptada y es regulada por CENACE (Centro Nacional de Control de Energía) de Ecuador. Con su sistema de cogeneración, aumentó su capacidad de generación de 7 a 35 MW, lo cual, le permite satisfacer sus necesidades eléctricas y requerimientos de vapor para producción de azúcar. La energía eléctrica en exceso es vendida a la red eléctrica nacional, a las líneas de distribución que son propiedad de la Empresa Eléctrica Milagro, siendo este ingenio la única planta de naturaleza no eléctrica en vender electricidad.
- En el Perú al igual que Ecuador, los sistemas de cogeneración a nivel industrial no están muy difundidos. Las plantas que mejor se prestan a esta alternativa son las azucareras, por sus altos requerimientos de vapor y electricidad. En este sector se puede mencionar a los siguientes ingenios: Empresa Agroindustrial Tumán S.A.A., ubicada en el departamento de Lambayeque y Agrícola del Chira, ubicada en el departamento de Piura, que cogeneran para sí mismos, es decir producen todo el vapor que requieren y

parte de la electricidad, por lo que siguen dependiendo de la red nacional. En cuanto al segundo caso, que actualmente genera 12 MW, tiene proyectado aumentar su capacidad para vender su excedente de energía eléctrica.

En cuanto al plano legislativo de la cogeneración en el Perú, se presenta en el anexo A un resumen del Reglamento de Cogeneración elaborado por el Ministerio de Energía y Minas.

Capítulo II

Biomasa y sistema de cogeneración en plantas azucareras

2.1. Proceso de producción de azúcar¹³

2.1.1. Panorama mundial

La industria azucarera es una de las más importantes a nivel mundial, ya que en el mismo proceso se puede obtener azúcar y etanol. Los productores de azúcar trabajan a partir de la caña de azúcar y/o remolacha, mientras que los productores de etanol, generalmente, usan caña de azúcar y/o maíz. Por esta razón, está más difundido el uso de la caña de azúcar, la cual es molida con el objetivo de extraer el jugo, que luego es procesado para la producción simultánea de azúcar y etanol.

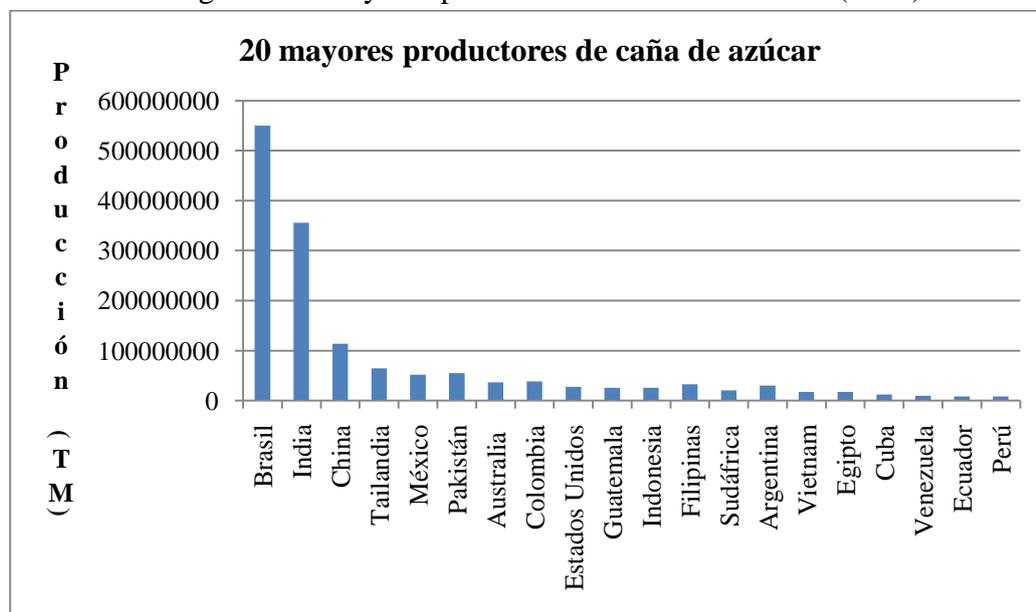
La caña de azúcar es un cultivo pluriannual que crece, generalmente, en regiones tropicales, por lo que a nivel mundial, los principales países que siembran y cosechan caña de azúcar se encuentran en la parte inferior de la línea ecuatorial. Según la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y Alimentación (FAO), el promedio de producción total de caña de azúcar en el mundo en los tres últimos años ha sido de 1600 millones de toneladas métricas.

Brasil e India son los mayores productores de caña de azúcar con 33% y 23% de la producción mundial, respectivamente. Nuestro país es considerado dentro de los 20 mayores productores, según fuente de FAO en su reporte al 2009, con más de 8 millones de toneladas métricas por año.

¹³ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [1] y [19].

En la figura 2.1 se muestra los mayores productores de caña de azúcar a nivel mundial y en la tabla 2.1 la producción mundial de caña de azúcar para el 2009.

Figura 2.1. Mayores productores de caña de azúcar (2009)



Fuente: Elaboración propia a partir de FAO [19]

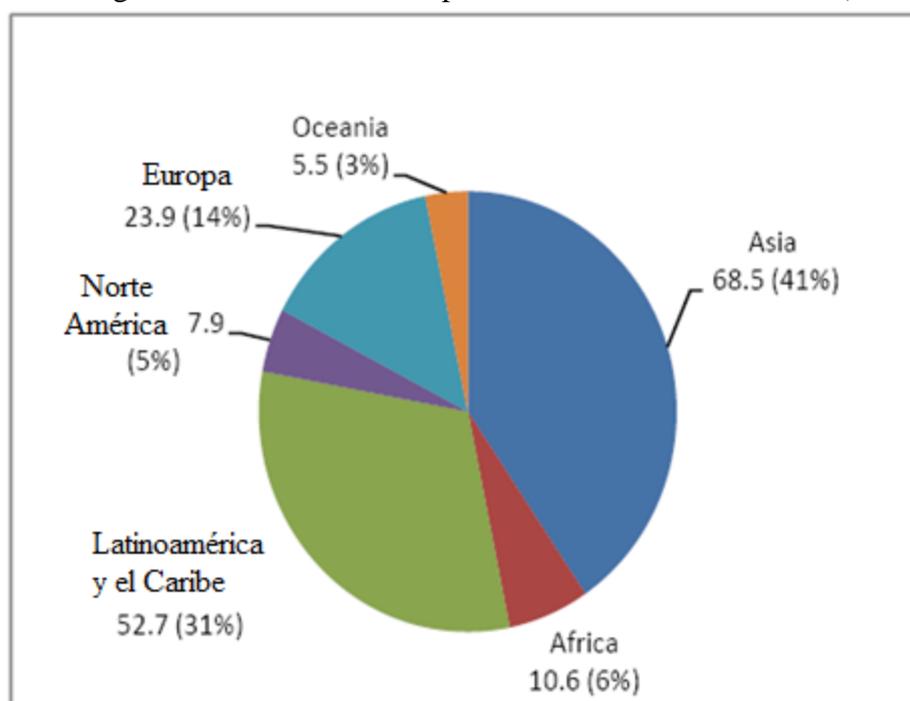
Tabla 2.1. Producción mundial de caña de azúcar (2009)

Orden	País	Producción (miles \$)	Producción (TM)
1	Brasil	11375880	549707328
2	India	6833297	355519700
3	China	2197070	113731917
4	Tailandia	1336871	64365482
5	México	1081896	52089356
6	Pakistán	1023285	54741600
7	Australia	755965	36397000
8	Colombia	655689	38500000
9	Estados Unidos	541008	27750600
10	Guatemala	526867	25436764
11	Indonesia	525481	25300000
12	Filipinas	423469	32500000
13	Sudáfrica	421631	20300000
14	Argentina	398784	29950000
15	Vietnam	356981	17396700
16	Egipto	304903	17014272
17	Cuba	245023	11900000
18	Venezuela	201277	9690791
19	Ecuador	171144	8360001
20	Perú	170908	8228623

Fuente: Elaboración propia a partir de FAO [19]

La producción total de azúcar en el mundo es de aproximadamente 170 millones de toneladas métricas, de las cuales más de las tres cuartas partes provienen de procesar la caña de azúcar y el resto de remolacha. Brasil y China al ser los mayores productores de caña de azúcar, lideran también la producción de azúcar a partir de la caña; mientras que los principales productores de azúcar a partir de remolacha son Estados Unidos, y algunos países de la Unión Europea, donde los climas son más templados y es menos favorable el crecimiento de caña. A continuación la figura 2.2 es un diagrama circular estadístico de la producción mundial de azúcar, según FAO 2007:

Figura 2.2. Distribución de producción mundial de azúcar (2007)

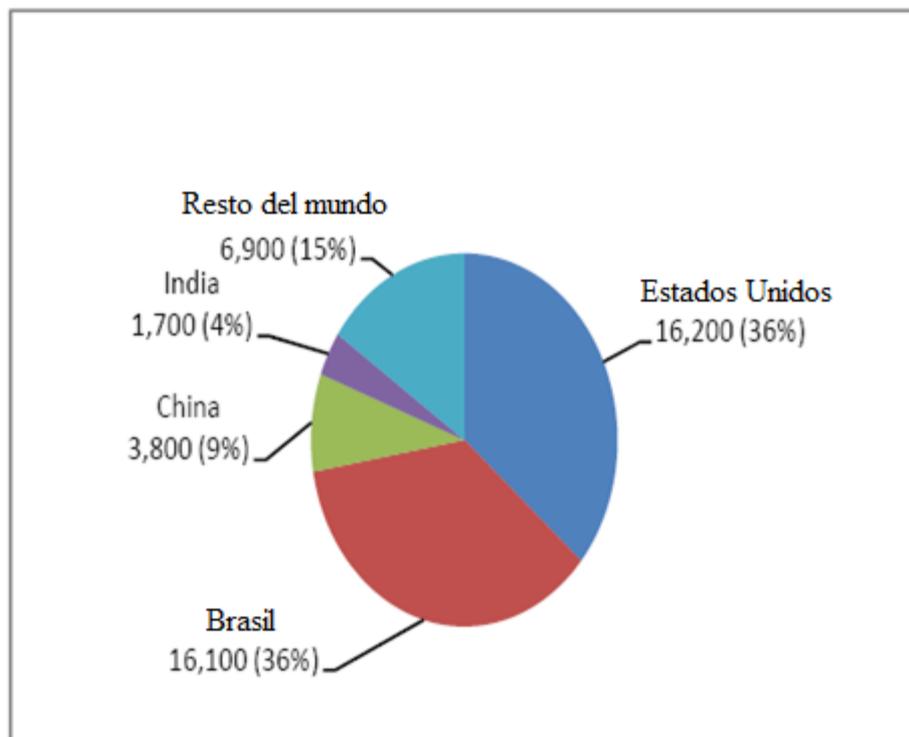


Fuente: Deshmukh, Ranjit [1]

La producción mundial de etanol proviene, principalmente, de caña de azúcar y de maíz, mientras que la contribución por parte de otros productos como remolacha, yuca, etc. es relativamente pequeña. Estados Unidos produce etanol básicamente a partir de maíz, mientras que Brasil utiliza la caña de azúcar, siendo ambos los dos más grandes productores de etanol en el mundo con más de 16 billones de litros por año. En la figura 2.3 se aprecia la distribución de la producción mundial de etanol, según FAO al 2007.

Si se considera que entre el 2005 y 2008, la demanda de etanol ha crecido considerablemente ya que el etanol es visto como el sustituto natural de la gasolina en los próximos años, se puede deducir que habrá un mayor requerimiento de caña de azúcar, por ende su producción como la del azúcar crecerán y la industria azucarera requerirá de mejores tecnologías para su desarrollo.

Figura 2.3. Distribución de producción de mundial de etanol (2007)



Fuente: Deshmukh, Ranjit [1]

2.1.2. Tratamiento de la caña de azúcar

El tallo de la caña de azúcar puede crecer entre 2 y 5 metros de alto, y es el que contiene la sacarosa, que se usa para la producción de azúcar y etanol. Mientras que las hojas y ramificaciones son consideradas como residuos en el proceso. En la figura 2.4 se muestra la planta de caña de azúcar.

Figura 2.4. Caña de azúcar



Fuente: www.google.com [20]

La cosecha de la caña de azúcar puede hacerse manualmente o mediante el uso de maquinaria. En muchos lugares, especialmente en Brasil está difundida la cosecha manual, en la que sólo se recoge el tallo, mientras que los residuos de la planta son dejados en el mismo campo para el realce o mejora del suelo. Cuando la cosecha es mecánica, las maquinarias recolectan tanto tallo como residuos, que luego son separados en la fábrica antes del proceso y no en el campo. El beneficio que tiene este tipo de cosecha es que los residuos se pueden unir con lo que queda del tallo luego de la extracción de sacarosa, y ser una fuente de energía si es que son quemados.

Generalmente, la época de cosecha de caña de azúcar puede ir desde 6 hasta 9 meses por año. La producción de azúcar coincide con dicha temporada, ya que el tratamiento es inmediato luego de la cosecha. Sin embargo, la producción de etanol puede darse en cualquier época del año, debido a que la melaza, que es el subproducto del tratamiento de azúcar y materia prima del etanol, puede ser almacenado para su destilación respectiva.

Luego de la cosecha, la caña de azúcar se lleva a la fábrica, donde se lava para eliminarle el lodo y la tierra. Luego se envía a un sistema de extracción, donde cuchillas rotatorias y desfibradoras reducen el diámetro del tallo y lo cortan en pequeños pedazos, que a su vez son enviados a molinos en serie que mediante compresión separan el jugo de la caña, rico en sacarosa. Los residuos de la caña, después de este proceso de prensado, se denominan bagazo, que contiene un alto grado de humedad, alrededor del 50% y que constituye la tercera parte en masa de la caña de azúcar inicial.

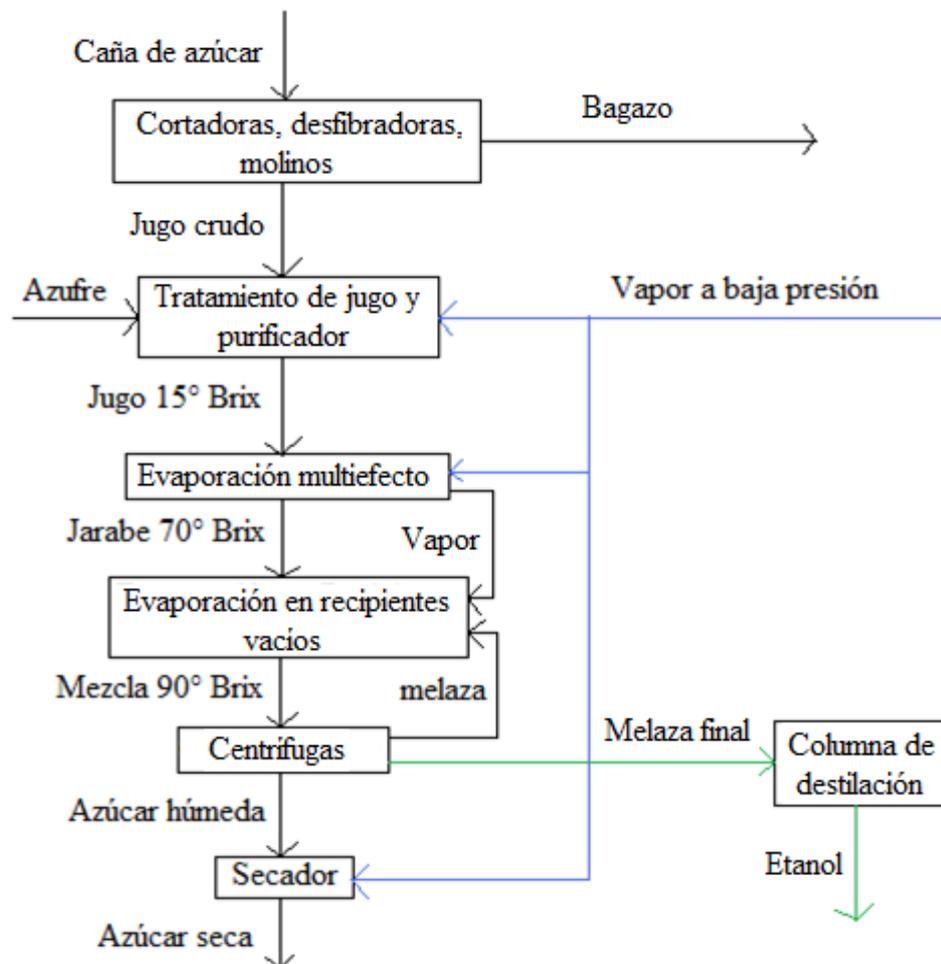
A la salida de los molinos, el jugo crudo es sometido a un tratamiento de adición de químicos como azufre y óxido de calcio, para separarle las impurezas. Dicho tratamiento se lleva a cabo en un purificador, donde también se requiere ingreso de vapor a baja presión para calentar la mezcla de jugo con los químicos.

El jugo después del purificador, está constituido básicamente por sacarosa y agua, con una concentración entre 14 y 18 grados Brix ¹⁴(°Brix), por lo que se requiere eliminar gran cantidad de agua. Por esta razón, la solución debe pasar a un sistema de evaporación multiefecto que aumente la concentración a 65 o 70° Brix, aproximadamente. En dicho sistema, un efecto es una etapa de evaporación, donde en el primer efecto para evaporar el agua se requiere de una fuente de calor, que generalmente es vapor a baja presión que ingresa externamente; luego, el calor que requieran las siguientes etapas viene determinado por el vapor extraído de la etapa anterior. Esta evaporación

¹⁴ Grado Brix mide el cociente de sacarosa disuelta en un líquido.

multietapa trabaja con disminución de presión, hasta lograr el vacío en el último efecto; produciendo la diferencia de temperaturas entre cada etapa. Generalmente, este sistema cuenta entre 3 y 5 etapas de evaporación; a mayor número de etapas, se conseguirá evaporar mayor cantidad de agua por ende mejora la concentración de jugo, sin embargo económicamente no resulta viable contar con un número mayor de 5 efectos. Es importante indicar que el vapor de la última etapa puede ser enviado para otras aplicaciones.

Figura 2.5. Diagrama de flujo de plantas azucareras



Fuente: Elaboración Propia

El jugo concentrado se le denomina jarabe, el cual después del evaporador es dirigido hacia unos recipientes vacíos donde aumenta su concentración a más de 90° Brix bajo una presión menor a la atmosférica. La mezcla producto consiste en 50% de cristales de sacarosa rodeados de melaza (solución de azúcar con residuos sólidos como calcio, potasio, magnesio, etc.). Dicha mezcla se enfría y envía a las centrifugas donde las partículas sólidas, es decir, los cristales son separados de la solución. Luego, los cristales son lavados en otras centrifugas y posteriormente secados en un secador rotatorio, que necesita de vapor a baja presión para extraer la

humedad. De esta forma, los granos de azúcar están listos para ser embolsados y comercializados.

En la figura 2.5 se muestra el diagrama de flujo que representa el proceso de producción de azúcar. Se debe indicar que el azúcar a la salida del secador constituye aproximadamente el 10% de la masa total de caña de azúcar procesada en la fábrica.

La melaza a la salida de las centrífugas tiene el potencial para la producción de etanol, que es un aditivo en la industria alimentaria y especialmente en las de bebidas alcohólicas. Por las razones anteriores resulta conveniente que las plantas de azúcar tengan columnas de destilación para producción de etanol y no desperdiciar la melaza.

Para mejorar la producción de etanol, puede mezclarse la melaza con cierta cantidad del jugo crudo extraído de los molinos. El licor resultante después de la fermentación tiene una concentración cercana a 10% en masa de etanol, el cual será recuperado por destilación.

El licor fermentado es calentado por vapor a baja presión hasta que alcance la temperatura adecuada para ingresar a la columna de destilación. El etanol a la salida de la columna se le denomina etanol hidratado, debido a que tiene una pureza de 95% aproximadamente, el cual es inmiscible en gasolina, por eso que si se quiere mezclar con gasolina, el etanol debe ser deshidratado produciendo el etanol anhidro que contiene 99% de pureza.

En todo el proceso y tratamiento de la caña de azúcar se necesita un sistema de enfriamiento de agua, para reducir la temperatura del agua del condensador que recoge los diversos flujos de vapor.

2.2. Biomasa¹⁵

Es la materia orgánica originada en un proceso biológico y que puede ser utilizada como fuente de energía. Generalmente, es la energía solar convertida por la vegetación en materia orgánica, mediante el proceso de fotosíntesis.

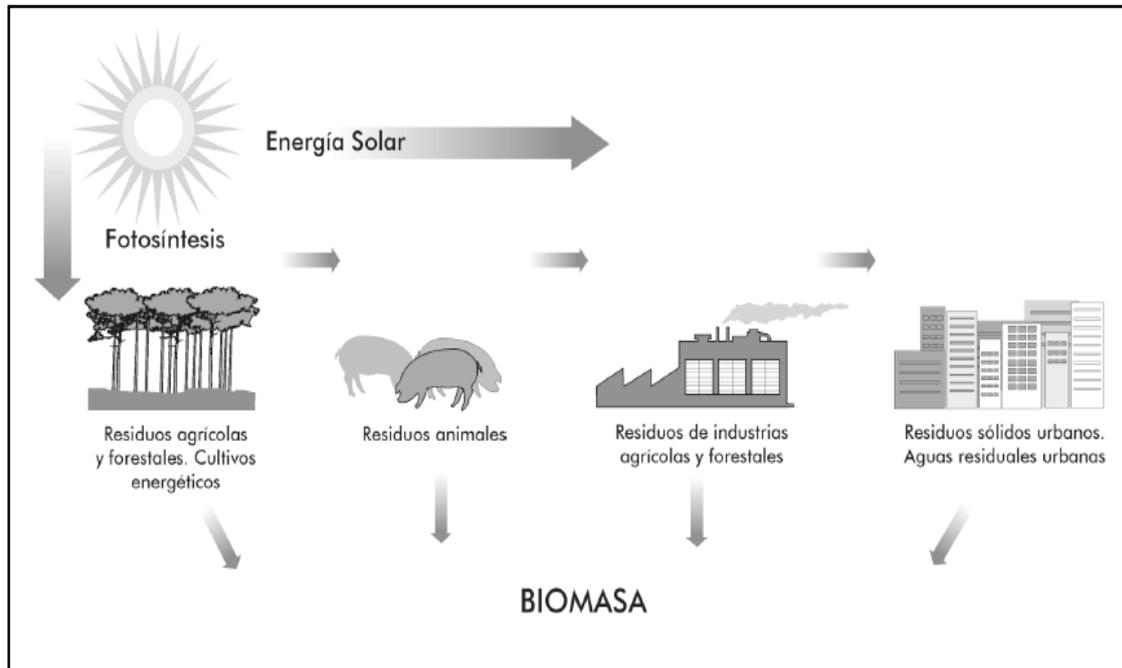
Dicha materia orgánica puede ser de origen vegetal, animal o proceder de la transformación natural o artificial por parte del hombre en bienes de consumo, como se aprecia en la figura 2.6.

Este conjunto de materia llamado biomasa, cuenta con un valor energético, es decir, puede liberar energía a través del metabolismo de alimentos, procesos de

¹⁵ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [3], [4], [6] y principalmente la [10]

descomposición de materia orgánica o por combustión de la misma. La más antigua y usada forma de liberar energía por la humanidad es quemándola para poder calentarse o cocinar alimentos.

Figura 2.6. Materia orgánica de biomasa



Fuente: Valorización Energética [10]

El aprovechamiento energético supone convertir un residuo en un recurso, por lo que se puede extraer energía procedente de materiales residuales que se necesitan eliminar.

Un aspecto ambiental importante que significa utilizar biomasa es que se presenta un balance de dióxido de carbono (CO_2) emitido a la atmósfera, siendo neutro su efecto. La combustión de biomasa, en condiciones adecuadas produce agua y dióxido de carbono, siendo este último principal responsable del efecto invernadero; pero la cantidad emitida de este gas es captada por las plantas en la fotosíntesis para su crecimiento. Con este ciclo cerrado, se consigue que la vegetación se renueve a la misma velocidad que se degrada, sin que exista un gran aumento de CO_2 en la atmósfera.

2.2.1. Tipos de biomasa

- Biomasa forestal, prácticamente es la única explotada en la actualidad, y consiste en los residuos de explotaciones forestales, como desechos de la tala, poda, etc. También se puede incluir residuos de industrias forestales como madera, aserrín, corteza, etc.

- Biomasa agrícola, que contiene a los residuos de cultivos leñosos y de cultivos herbáceos.
- Residuos industriales agrícolas y agroalimentarios.
- Residuos biodegradables, como desechos de instalaciones agropecuarias y lodos de depuradoras de aguas residuales.
- Residuos sólidos urbanos.
- Cultivos energéticos y biocarburantes.

2.2.2. Métodos de conversión de energía

2.2.2.1. Métodos termoquímicos

Estas alternativas utilizan el calor como fuente de transformación de la biomasa; se distinguen tres procesos:

- Combustión, que es la destrucción de la biomasa mediante su oxidación, se lleva a cabo a través de una reacción química rápida de tipo exotérmica, es decir, con desprendimiento de calor. La oxidación de la biomasa libera agua y gas carbónico (CO_2).
- Gasificación, que es la conversión térmica del producto gasificado, mediante la acción combinada de la combustión parcial y el calor desprendido en el proceso de combustión parcial. El gas resultante está compuesto básicamente de monóxido de carbono (CO), hidrógeno (H_2), pequeñas cantidades de metano (CH_4) y otros hidrocarburos.

Dentro de las principales ventajas que representa gasificar se encuentran que constituye una tecnología limpia de conversión de la biomasa, que reduce la presencia de contaminantes, y que presenta un alto rendimiento energético.

- Pirólisis, que es la conversión térmica de biomasa en ausencia de oxígeno que descompone el residuo en una fase sólida, una fase líquida y un gas.

2.2.2.2. Métodos bioquímicos

- La fermentación alcohólica es una técnica antigua usada en azúcares, celulosa y almidón, realizando una hidrólisis previa en medio ácido. Transforma biomasa en etanol con un objetivo energético que es usarlo como combustible, puro o mezclado con gasolina que recibe el nombre de gasohol.
- La fermentación metánica es la digestión anaeróbica de la biomasa por bacteria. Es idónea para biomasa con humedades mayores a 75%, consiste en la degradación de la biomasa en un gas, que normalmente contiene metano, en mayor cantidad, además de gas carbónico, vapor de agua, oxígeno, nitrógeno, etc.

Dicho gas se denomina actualmente como gas de vertedero o biogás y tiene variados usos energéticos como ser aplicado en turbinas de gas, calderas de gas, motores de gas, en red de gas natural y transporte urbano.

Los principales aspectos favorables de esta alternativa son: proceso limpio de energía renovable, disminución de la generación de gases de efecto invernadero, estabilización de la materia orgánica, higienización del residuo y reducción de malos olores y compuesto orgánicos volátiles

2.2.3. Ventajas y desventajas de la biomasa

Entre las principales ventajas del uso de la biomasa se tiene:

- Se constituye como energía renovable indefinida.
- Disminución del impacto ambiental.
- Disminución de la dependencia energética del exterior.
- Es un importante campo de innovación tecnológica.
- Optimización del rendimiento energético del recurso.
- Incrementa la competitividad comercial de los productos.
- Posibilita nuevas aplicaciones de gran interés como biocombustibles.
- Su energía se puede almacenar fácilmente, a diferencia de la solar y eólica.

Los principales inconvenientes que se presentan al uso o aplicación de la biomasa son concernientes a la mentalidad y capacidad de organización en los sectores sociales:

- Elevados costos para recoger materias primas, transporte y almacenamiento, se requieren de espacios grandes y planificación adecuada.
- Poca o nula información sobre las tecnologías disponibles.
- Falta de conciencia sobre el interés ambiental y social.
- Deficiente uso de fuentes renovables.
- Poco desarrollo de hábitos de ahorro energético.

El uso de biomasa es una alternativa energética incipiente a nivel mundial, pero que algunos países la han adoptado, por ejemplo en Francia, seis millones de hogares utilizan la madera como fuente de calor. En Dinamarca, existen plantas que queman 28 mil toneladas anuales de paja para producir 13 MW de electricidad. En Brasil, unos dos millones de vehículos funcionan con alcohol casi puro, mientras que ocho millones utilizan mezcla de gasolina y alcohol.

En conclusión, la utilización de biomasa con fines energéticos será un sistema de eliminación de residuos con ventajas medioambientales y que, además, podrá generar productos valiosos para su utilización como fuente de energía.

2.3. Motivos para cogenerar en plantas azucareras¹⁶

Habiendo ya descrito todos los procesos para la producción conjunta de azúcar y etanol a partir de la caña de azúcar, se analizará si es factible o no aplicar un sistema de cogeneración en este tipo de industria, para la investigación y desarrollo del presente trabajo.

En el capítulo anterior, se indicó que la cogeneración tiene diversos campos de aplicación, es decir en casi todo tipo de planta industrial. Sin embargo, esta alternativa energética no está muy difundida en nuestro país, por lo que será necesario difundir la información necesaria para que nuestras empresas se decidan por la aplicación de sistemas cogenerativos y puedan disfrutar de los beneficios a un corto plazo.

Adicionalmente a todas las ventajas y aspectos favorables mencionados en la sección 1.4 respecto de cualquier sistema de cogeneración, se podría agregar, luego de analizar el tratamiento de la caña de azúcar, las siguientes razones:

En el proceso de producción de azúcar, se nota el uso de cortadoras, desfibradoras, molinos y centrífugas, las cuales deben ser accionadas mediante energía mecánica. De aquí que la industria azucarera requiera potencia mecánica, además de la que puedan necesitar otros dispositivos comunes a cualquier planta, como el caso de bombas o compresores para el transporte de fluidos.

¹⁶ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [1] y [13]

Muchos de los dispositivos anteriores funcionan con energía eléctrica, por lo que la planta requerirá de electricidad, para cubrir demandas de operación de dispositivos menores y para iluminación.

Un aspecto muy importante, y tal vez el principal, que puede llevar a aplicar un sistema de cogeneración es la recurrente demanda de vapor, tanto en la producción de azúcar como de etanol. Por ejemplo, se necesita de vapor a baja presión para el purificador, para la primera etapa del evaporador multiefecto, para el secador y para la columna de destilación. Generalmente el consumo promedio de vapor en una azucarera oscila entre 400 y 550 kg por tonelada de azúcar.

Si se requiere vapor a baja presión dentro del proceso de la caña de azúcar, se deberá contar con una caldera, que normalmente trabaja a la misma presión, para evaporar el agua y generar el vapor necesario, sin embargo para que el agua llegue a la caldera, debe ser impulsada por medio de una bomba, que a su vez aumenta su presión y no se estaría cumpliendo con el requisito de presión baja. Para solucionar dicho inconveniente se debe expandir el vapor, que podría ser mediante una válvula de expansión o mediante una turbina. Lógicamente se escogerá una turbina ya que permitirá generar la energía mecánica y eléctrica antes mencionada.

Con los criterios anteriores, se establece que es recomendable un sistema de cogeneración, que permita satisfacer las necesidades eléctricas y de vapor dentro de la planta.

Otro aspecto relevante que se encuentra en las plantas azucareras son los residuos sólidos a la salida de los molinos, denominado bagazo, el cual básicamente consiste en los tallos triturados de la caña y sin sacarosa. A continuación se muestran algunas características del bagazo:

Tabla 2.2. Especificaciones del bagazo

Características del bagazo		
Tamaño de partículas	Menor a 5cm	
Densidad	50-75 kg/m ³	
Contenido de humedad	48 – 52%	
Composición en masa en base seca	Carbono (C)	47%
	Oxígeno (O)	43%
	Hidrógeno (H)	6%
	Cenizas	4%

Fuente: Elaborada a partir de Deshmukh, Ranjit [1]

El bagazo, al ser un residuo orgánico, y para no ser desperdiciado, puede utilizarse como biomasa dentro del sistema de cogeneración. Para conseguir que libere energía y pueda ser aprovechada, se cuenta con los métodos termoquímicos y los bioquímicos, dentro de los cuales el que parece más accesible e idóneo es la

combustión. Es decir, que con el quemado del bagazo, se puede obtener el calor suficiente que requiere la caldera para convertir el agua en vapor.

Para esta aplicación de biomasa, se necesita conocer el poder energético del bagazo, que se cuantifica por medio del “Poder calorífico inferior” (PCI) que es el calor liberado durante la combustión de 1 kilogramo de combustible totalmente seco, descontando el calor absorbido por la vaporización del agua formada durante la combustión.

A partir de esta definición, se indica que el PCI del bagazo seco es de aproximadamente 18 MJ/kg, que comparado con los combustibles tradicionales (ver tabla 2.3), representa entre 40 y 60% de sus poderes caloríficos, lo cual no es nada despreciable asumiendo que el bagazo es un residuo constante de las azucareras.

Tabla 2.3. Poder calorífico de combustibles tradicionales

Combustible	PCI (kJ/kg)
Gasolina	43950
Gasóleo	42275
Petróleo	40895
Etanol	26790
Metanol	19250
Gas Natural	39900
Propano	46350
Butano	45790

Fuente: Elaborado a partir de referencia [20]

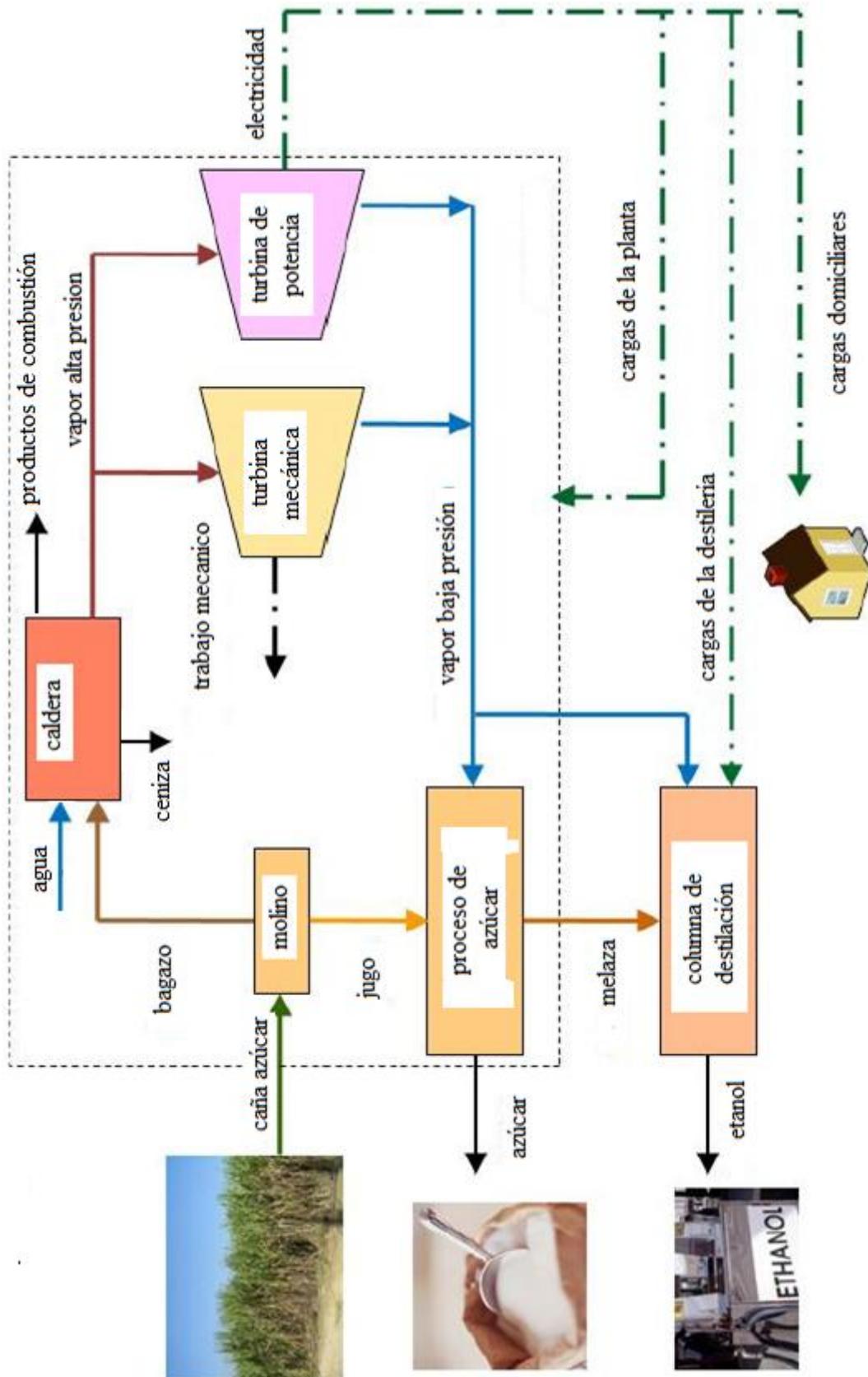
En conclusión, la aplicación de un sistema de cogeneración en una planta azucarera significaría producción simultánea de electricidad y vapor para la producción de azúcar y/o de etanol, usando el bagazo como biomasa, o fuente de energía dentro del sistema cogenerativo.

2.4. Descripción del sistema de cogeneración

Por las razones expuestas en la sección anterior, el sistema de cogeneración más simple y adecuado para instalar en una planta azucarera es uno con turbina de vapor, ya que se requiere de una caldera para evaporar el agua. Su esquema viene representado en la figura 2.7.

A la caldera ingresa agua y bagazo, el cual al ser quemado libera calor que es transferido al agua para transformarla en vapor. Dicho vapor que se encuentra a alta presión pasa a través de turbinas, una que genera la potencia mecánica para accionar los dispositivos de la planta, y la otra para la generación eléctrica. Las turbinas disminuyen la presión del vapor, para que sea utilizado en la producción de azúcar y/o etanol.

Figura 2.7. Sistema de cogeneración en planta azucarera



Fuente: Deshmukh, Ranjit [1]

En países como el nuestro, en donde todavía no es factible la venta de energía eléctrica de una empresa cualquiera a las de distribución, basta con cubrir toda la demanda térmica, es decir, el vapor necesario para los procesos, sin considerar cuanta electricidad se produzca, ya que se usa en su totalidad y si faltara se consume de la red eléctrica. En estos casos, se utilizan turbinas de contrapresión, que son aquellas en las cuales el vapor a su salida tienen una presión muy cercana a la atmosférica y tiene como objetivo satisfacer la demanda de vapor durante la época de cosecha. Un aproximado de la cantidad de vapor requerido es entre 400 y 600 kg de vapor por tonelada de caña.

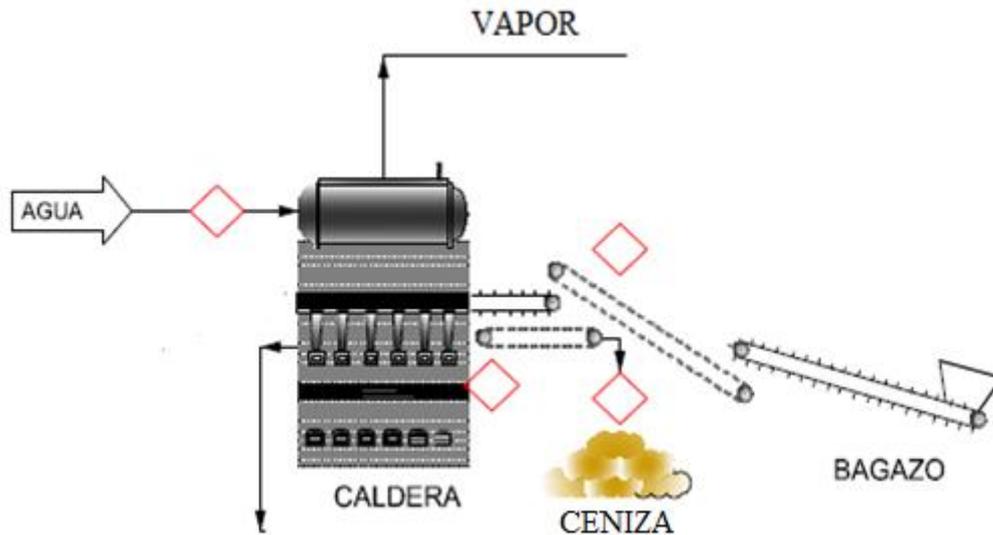
A este último tipo de plantas que a pesar que no pueden vender su energía eléctrica, optan por cogenerar pensando más en sus necesidades de vapor, se les caracteriza también porque sus demandas y consumos son constantes, además muchas veces el requerimiento de vapor de alta presión es menor al de baja presión, entonces se puede agregar al sistema válvulas de expansión, para que el vapor de alta presión pase a vapor de baja presión, sin necesidad de generar trabajo. En caso, exista exceso de vapor puede ser vendido a empresas o a usuarios cercanos.

En el caso, que la azucarera si tenga acceso a conectarse a la red y ser reconocido como un posible generador, puede utilizarse en lugar de las turbinas de contrapresión, turbinas de extracción y condensación de vapor. Estas tienen la particularidad de poder extraer el vapor necesario, y a una presión determinada, que no es necesariamente cercana a la atmosférica. El resto de vapor si es expandido hasta la presión más baja del sistema. Generalmente, no cuenta con las válvulas de expansión anteriores, ya que cualquier exceso de energía eléctrica puede ser vendido a la red, procurando siempre cumplir con la demanda de vapor.

Este último caso de plantas se adecua mejor a situaciones donde las cargas son variables, ya que existe cierto control sobre el flujo de vapor y la presión a la que debe trabajar.

Para diseñar cualquiera de los sistemas, se debe procurar trabajar con una caldera que opere a la mayor presión posible (entre 45 y 65 bar), para que desarrollen mayor trabajo las turbinas, teniendo en consideración los materiales y mantenimiento de los dispositivos de trabajo. Dichas calderas operan como intercambiadores de calor, que transfieren energía por convección, es decir sin que exista contacto entre el agua y los gases de combustión. En la figura 2.8 se muestra un esquema de una caldera alimentada con bagazo para un sistema de cogeneración.

Figura 2.8. Caldera del sistema de cogeneración



Fuente: Anexo C.

2.5. Recomendaciones para el funcionamiento del sistema de cogeneración¹⁷

Para poder realizar un análisis energético del sistema de cogeneración descrito, se debe asegurar que todos los componentes del sistema tengan un funcionamiento óptimo, o al menos correcto, es decir, que no presenten fallas y que trabajen en ciertos rangos o límites de operación.

Este aspecto es muy importante ya que el desarrollo del presente trabajo se hará bajo esas condiciones. Por este motivo, las principales precauciones que se deben tener en la operación del sistema son las siguientes:

- Procurar que la presión a la salida de la turbina sea lo más baja posible, y la presión de entrada de vapor la mayor posible.
- No mantener caudales bajos de vapor, ya que si la planta tiene turbinas de extracción, con pequeños caudales, la presión de extracción puede ser menor a la deseada.
- Controlar la temperatura de entrada de vapor a la turbina, para evitar entrada de agua o formación de gotas en el escape, que a la larga dañan los álabes de la turbina por erosión.
- Controlar la calidad de vapor a la salida de la turbina, idealmente el vapor de salida debería ser vapor saturado, sin embargo no siempre se cumple, y es mejor que sea vapor sobrecalentado que una mezcla bifásica (líquido-vapor).

¹⁷ Este apartado ha sido elaborado utilizando la referencia [14].

- Verificar en la caldera que no exista deterioro de material aislante, para que no se pierda o deseche calor al ambiente.
- Asegurarse del correcto funcionamiento de las válvulas, como de la instrumentación.
- Revisar que no existan fugas de agua, y principalmente de vapor en las tuberías o líneas de transporte.

Dentro de todo el sistema de cogeneración con turbina de vapor, los componentes más importantes son la caldera y la turbina, por lo que debe existir un mejor cuidado con estos elementos y un mantenimiento más cuidadoso y riguroso, que involucre constantes revisiones y pruebas de funcionamiento.

2.5.1. Pautas para la caldera¹⁸

Las fallas más comunes que pueden presentarse en una caldera son:

- Fugas en válvulas, especialmente las que regulan el flujo de vapor.
- Fallos en sus lazos de control, que pueden ser de caudal o de temperatura.
- Fugas de vapor y agua por tuberías externas.
- Corrosiones internas que generan roturas en los haces de tubos.
- Obstrucción de filtros.
- Fallo en bombas de alimentación.
- Deterioro del material aislante.
- Fallos relacionados con la calidad de agua y el pH.

Además de verificar con cierta regularidad los aspectos mencionados, se pueden realizar pruebas funcionales como mediciones de caudal, presión, y temperatura del vapor saturado a la salida del evaporador y del vapor sobrecalentado a la salida de la caldera. También medir contenido de silicio, hierro, potasio, cobre y oxígeno.

2.5.2. Pautas para la turbina

Los más frecuentes inconvenientes que se pueden suscitar en el funcionamiento de la turbina son:

- Alto nivel de vibraciones, en el eje, reductor, alternador, etc.
- Desplazamiento excesivo del rotor por mal estado de cojinetes.
- Fallos en instrumentación o sistemas de control.

¹⁸ Además de la referencia anterior se utilizó la [16].

- Fuga de vapor.
- Funcionamiento incorrecto de la válvula que regula ingreso y salida de vapor.
- Dificultad en el proceso de sincronización, es decir, en conseguir velocidades de rotación iguales entre eje de la turbina y alternador.

En cuanto a las pruebas funcionales que se pueden realizar a la turbina, se tiene: medición de potencia a máximo caudal, potencia eléctrica para caudales menores, medición de temperaturas y presiones a la entrada, en las extracciones y a la salida de la turbina, además el tiempo de aceleración desde el arranque hasta que alcanza su velocidad de rotación nominal.

2.6. Parámetros del sistema de cogeneración¹⁹

Luego de establecer el sistema a utilizar, se define un conjunto de parámetros que se encarguen de evaluar el funcionamiento del sistema. Además, son criterios que pueden ser aplicados a cualquier sistema cogenerativo, y que permiten:

- Valorar oportunidades de inversión.
- Seleccionar sistemas adecuados.
- Optimizar operación, una vez instalados.

Para empezar a analizarlos, se debe tener en cuenta todas las variables de la figura 2.9, ya que se considerará dentro del sistema de cogeneración de la planta azucarera a un ciclo de vapor cerrado, donde la caldera vendrá representada por un proceso de adición de calor, el cual es generado en una cámara de combustión; además el generador de vapor por recuperación de calor (HRSG) en nuestro caso significará, qué parte del calor o energía del vapor a baja presión es realmente utilizado en la planta azucarera. Aunque en nuestro caso no existe el HRSG, se explica de esta forma, para que los parámetros estudiados sirvan como base o criterio para cualquier sistema de cogeneración.

Definiendo a:

Q_c : Calor de ingreso: Poder calorífico inferior. (kJ)

Q_{ent} : Calor cedido al agua en la caldera. (kJ)

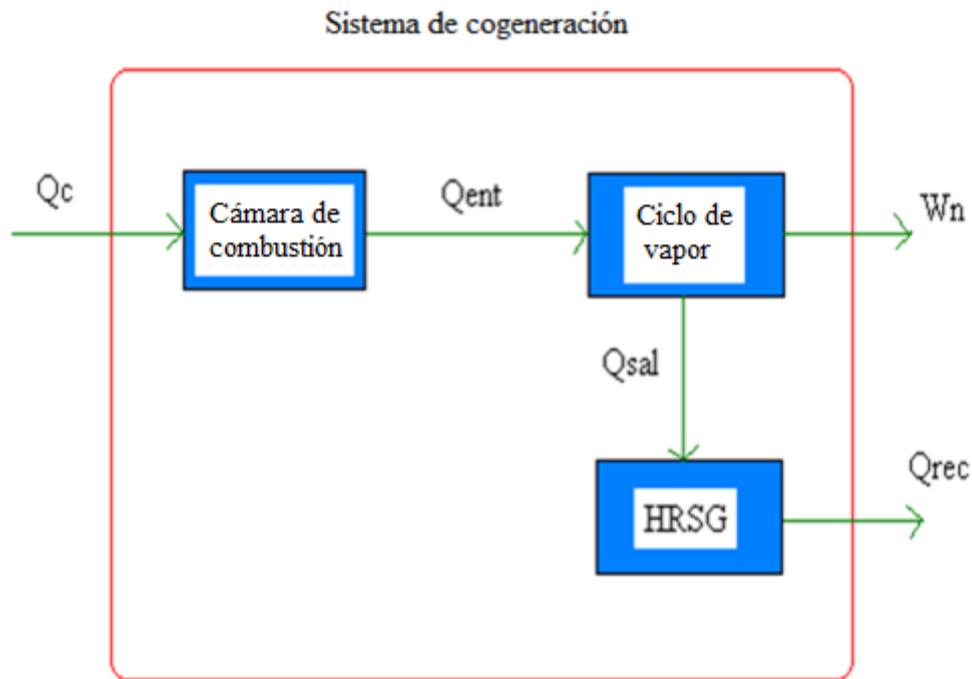
Q_{sal} : Calor o energía del vapor a baja presión. (kJ)

Q_{rec} : Calor recuperado del total de energía de vapor. (kJ)

W_n : Trabajo neto. (kJ)

¹⁹ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [1], [3], [5] y [9]

Figura 2.9. Esquema de sistema de cogeneración



Fuente: Elaboración propia

Las variables anteriores también pueden expresarse como potencias, es decir en unidades de energía por unidad de tiempo ($\text{kW}=\text{kJ/s}$), y ser vista como tasas o razones. De igual forma, todos los parámetros quedarían afectados por estas nuevas variables.

El primer gran parámetro que puede utilizarse es la eficiencia estándar definida por la fórmula (1.1), que es establecida por la FERC y que indica un valor mínimo para que un sistema sea considerado como uno de cogeneración.

Previamente, se deben definir algunos conceptos:

- Eficiencia de la caldera: Relación entre el calor cedido al agua y la energía entregada por el combustible.

$$\eta_c = \frac{Q_{ent}}{Q_c} \quad (2.1)$$

- Eficiencia del HRSG: Relación entre el calor aprovechado por la planta y el calor entregado por el vapor a baja presión o calor rechazado por el ciclo:

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{rec}}{Q_{sal}} \quad (2.2)$$

- Eficiencia térmica del ciclo: Relación entre el trabajo neto y el calor ingresado al ciclo:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_n}{Q_{\text{ent}}} \quad (2.3)$$

Conociendo estos parámetros internos, que son por componente, se puede analizar el sistema de cogeneración como conjunto, que tiene una entrada, energía del combustible y dos salidas, el trabajo neto y el calor recuperado.

1. Eficiencia eléctrica del sistema de cogeneración. ($\eta_{e,sc}$). Razón entre trabajo neto y la energía de entrada:

$$\eta_{e,sc} = \frac{W_n}{Q_C} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_C} \quad (2.4)$$

2. Eficiencia térmica del sistema de cogeneración. ($\eta_{t,sc}$) Razón entre el calor recuperado y la energía de entrada:

$$\eta_{t,sc} = \frac{Q_{rec}}{Q_C} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_C} \quad (2.5)$$

3. Eficiencia global del sistema de cogeneración. ($\eta_{g,sc}$) Relación entre la energía de salida y la de ingreso:

$$\eta_{g,sc} = \frac{W_n + Q_{rec}}{Q_C} = \frac{\dot{W}_n + \dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_C} \quad (2.6)$$

Este parámetro también es conocido como factor energético de uso de combustible, que por su traducción al inglés se representa con las letras EFU (Energy Fuel Utilization).

4. Relación Trabajo–Calor. Por su traducción al inglés se representa como *PHR* (Power to Heat Ratio). Es el cociente entre ambas salidas del sistema, y sirve para controlar los flujos de vapor en caso tenga turbinas de extracción y de condensado.

$$PHR = \frac{W_n}{Q_{rec}} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{rec}} \quad (2.7)$$

Para estudiar otros parámetros de cogeneración se debe definir, lo que se empezará a conocer como “magnitud evitada”; que es aquella cantidad ganada o

recuperada de un proceso vista en términos de cantidades de ingreso al proceso. Expresado de otra forma, para nuestro sistema de cogeneración, la energía evitada será aquella cantidad de energía de combustible que debería haber ingresado al sistema para que genere el calor extra o recuperado, dentro del trabajo neto. En otros lugares, se le denomina energía de crédito.

Multiplicando las fórmulas (2.1) y (2.3), se tiene:

$$\eta_c \cdot \eta_{t_{ciclo}} = \frac{Q_{ent}}{Q_C} \times \frac{W_n}{Q_{ent}} = \frac{W_n}{Q_C}$$

Para tener la energía evitada o de crédito (EC), en la expresión anterior se reemplaza el trabajo neto por el calor recuperado, para despejar el calor de entrada, que sería el EC, es decir el ahorro de energía:

$$Q_c = \frac{W_n}{\eta_c \cdot \eta_{t_{ciclo}}} \rightarrow EC = \frac{Q_{rec}}{\eta_c \cdot \eta_{t_{ciclo}}} \quad [kJ] \quad (2.8)$$

5. Factor ECP: (Energy Chargeable to Power). Proporciona idea de cómo se mejora la utilización de la energía del combustible, usando cogeneración.

$$ECP = \frac{EC}{W_n} \quad (2.9)$$

6. Factor FCP: (Fuel Chargeable to Power). Indica la cantidad de combustible que se puede ahorrar usando cogeneración, por unidad de potencia mecánica.

$$FCP = \frac{EC / PCI - \dot{m}_c}{W_n} \quad \left[\frac{kg \text{ comb}}{kJ} \right] \quad (2.10)$$

Donde, \dot{m}_c es el flujo másico de combustible del sistema de cogeneración.

7. Factor CCP: (Cost Chargeable to Power). Expresa la mejora económica por unidad de potencia mecánica, al utilizar un sistema cogenerativo.

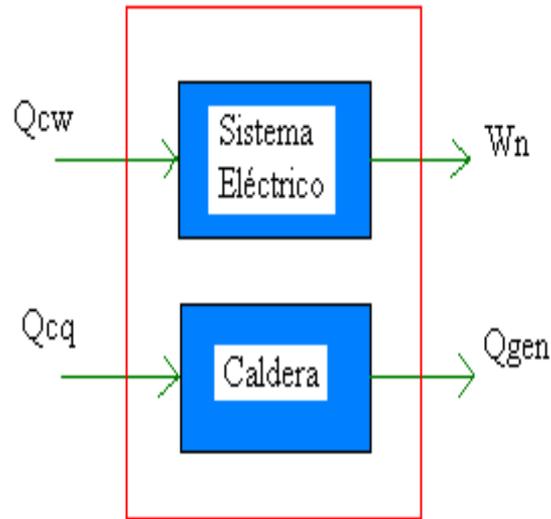
$$CCP = \frac{\text{Costo combustible} - \text{CostoEC}}{W_n} \quad \left[\frac{\$}{kJ} \right] \quad (2.11)$$

Todos los parámetros anteriores, entre eficiencias y factores, brindan un panorama general, para evaluar sistemas de cogeneración. Sin embargo, muchas veces, el sistema de cogeneración ha sido aplicado a un sistema termodinámico que funcionaba

previamente. De esto modo, se puede adicionar otros parámetros que comparen el sistema de cogeneración con el sistema convencional anterior de la planta, los cuales se sumarían a los siete ya analizados.

Previamente al sistema de cogeneración, existe un sistema convencional, representado en la figura 2.10.

Figura 2.10. Sistema convencional



Fuente: Elaboración propia

En dicho sistema se asume que su trabajo mecánico producido, como el calor generado son iguales a los de cogeneración, ya que bajo esa premisa se diseñan muchas veces los sistemas que no pueden vender energía eléctrica a la red como en Perú. Q_{cw} representa la cantidad de energía de combustible que se necesita para producir W_n , bajo una eficiencia del sistema eléctrico $\eta_{SE} \cdot Q_{cq}$ es la cantidad de energía de combustible que se requiere para producir Q_{gen} , con una eficiencia de caldera η_c .

8. Ahorro de combustible ($\Delta comb$)

$$\Delta comb = \frac{Q_{cw} + Q_{cq} - Q_C}{PCI} \quad [kg \text{ comb}] \quad (2.12)$$

9. Índice de ahorro de energía primaria. (IAF). En inglés conocido como FESR (Fuel Energy Saving Ratio). Es el cociente entre el ahorro de combustible y la cantidad de combustible consumida en el sistema convencional.

$$IAF = \frac{\Delta comb}{Q_{cw} + Q_{cq}} \quad (2.13)$$

10. Rendimiento eléctrico equivalente. (η_{eq}).

$$\eta_{eq} = \frac{W_n}{Q_C - Q_{cq}} = \frac{W_n}{Q_C - Q_{gen}/\eta_c} \quad (2.14)$$

El rendimiento eléctrico equivalente puede coincidir con el inverso del ECP, siempre y cuando el sistema no exporte energía eléctrica a la red, el rendimiento de la caldera sea el mismo en el sistema convencional como en el de cogeneración y la demanda de vapor en la planta sea constante.

Un último parámetro que puede ser utilizado para evaluar el sistema de cogeneración y que tiene que ver con el impacto ambiental es el coeficiente de disminución de emisiones de dióxido de carbono (ΔCO_2).

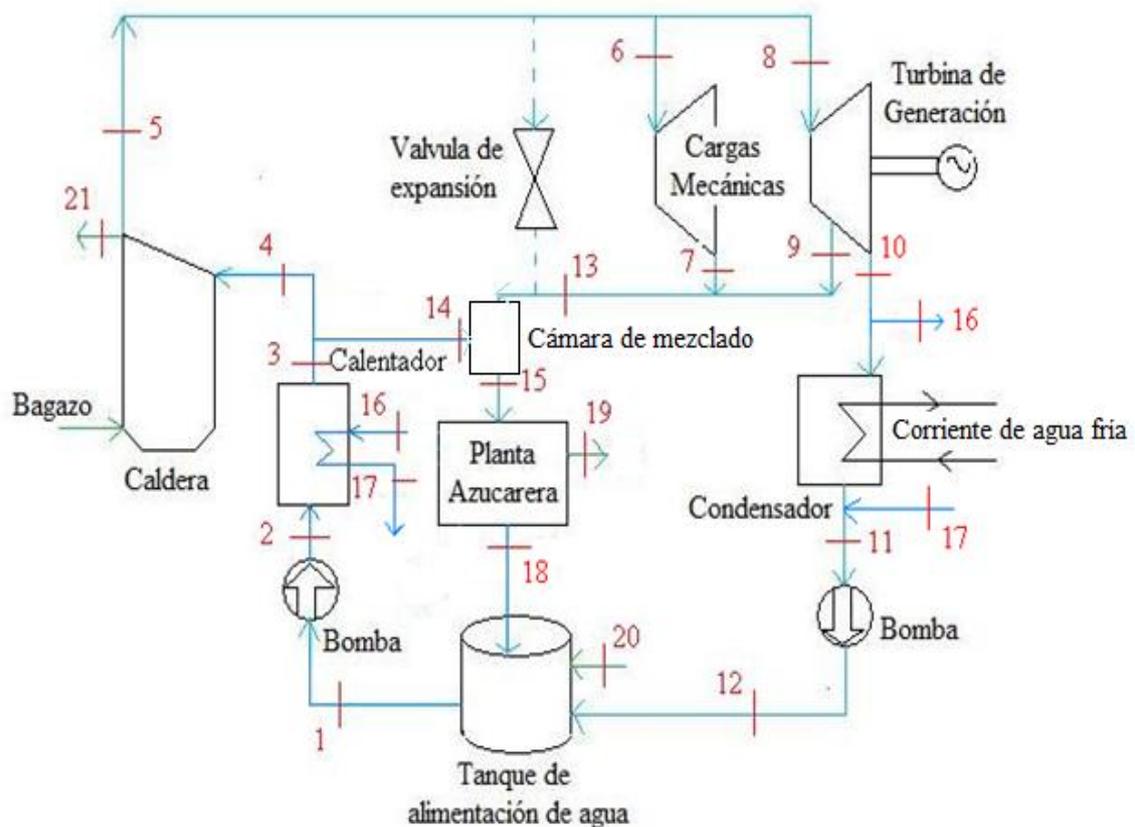
La determinación de este factor es más complicada que los parámetros anteriores, porque requiere de un análisis químico de los gases de escape. Se puede relacionar directamente con el IAF, es decir guardan cierta proporcionalidad. Lo que si afectaría su cálculo es que los productos de combustión para sistema convencional como para de cogeneración son expulsados a distintas temperaturas. Por esta razón que dicho factor es de carácter empírico; y en el presente trabajo se asumirá que es directamente proporcional con el IAF.

Capítulo III

Análisis energético de un sistema de cogeneración con turbina de vapor

3.1. Componentes y puntos característicos del sistema²⁰

Figura 3.1. Puntos característicos del sistema de cogeneración



Fuente: Elaboración propia.

²⁰ Este apartado ha sido elaborado utilizando las referencias [1] y [14].

En el capítulo anterior se estudió cuán factible es el uso de un sistema de cogeneración dentro de una planta azucarera, indicando que el más adecuado era uno con turbina de vapor. En la figura 3.1 se muestra el esquema general del ciclo, con los respectivos puntos característicos por los que pasa el fluido de trabajo.

Dentro de los principales componentes con los que trabajará el ciclo termodinámico, y estados del fluido, se tiene:

- La bomba entre los puntos 1 y 2 se encarga de impulsar el agua desde un tanque de alimentación hacia un calentador de agua cerrado, además de aumentar la presión del agua por encima de la presión de trabajo de la caldera para tener en cuenta las pérdidas de carga.
- Entre los puntos 2 y 3 se tiene un calentador de agua de alimentación cerrado (CCA), que tiene como función aumentar la temperatura del agua antes de su ingreso a la caldera, sin variar su presión. Se le denomina cerrado debido a que el flujo de agua es constante y no se mezcla con el vapor ingresado que cede calor para el aumento respectivo de temperatura.
- En la caldera, ingresa por el punto 4 agua y por la parte inferior el bagazo, que se quemará, para ceder calor al agua y llevarla hasta un estado de vapor sobrecalentado, punto 5, en un proceso idealmente isobárico. En la caldera, muchas veces se suscitan pérdidas de fluido, que vienen representadas por el punto 21.
- En la figura anterior se muestra con líneas punteadas, el ingreso de vapor a una válvula de expansión, que es un componente usado, generalmente, en aquellas plantas que no pueden vender o exportar energía eléctrica, como se explicó en el capítulo 2. Dado que el presente trabajo tiene por objetivo ver las ventajas y promover la cogeneración dentro de plantas industriales y usuarios menores, no se tomará en cuenta dicho dispositivo.
- Entre el punto 6 y 7, se encuentra una turbina que se denomina mecánica y que tiene por objetivo suministrar la suficiente potencia a todas las cargas de la planta. A la salida de la turbina se tiene vapor a baja presión.
- Entre los puntos 8, 9 y 10 se encuentra la turbina de generación, que proporciona la energía eléctrica de exportación, haciendo pasar el vapor de la caldera a través de la turbina, extrayendo parte de él en el punto 9, y obteniendo vapor de condensado en el punto 10.

Se debe indicar que las turbinas que le corresponden los puntos 6, 7, 8 y 9, proporcionan el vapor a baja presión para la producción de azúcar y etanol; y

se les denomina turbinas de alta presión, mientras que la que corresponde a los puntos 9 y 10 es la turbina de baja presión. Este sistema al no usar válvula de expansión, hace pasar todo su vapor generado en la caldera a través de las turbinas, de modo que generan trabajo y electricidad. Esta última se puede vender a la red eléctrica; por eso utilizan las llamadas turbinas de extracción y condensado, que se mencionó en el capítulo 2.

- Parte del vapor del punto 10 ingresa a un condensador, donde es enfriado por una corriente de agua fría, mientras que la otra porción de vapor ingresa al calentador cerrado de agua de alimentación por el punto 16, donde es condensado al entregar calor y al no haber mezcla de fluidos, sale por el punto 17 del calentador. En el punto 11, se mezclan las corrientes de agua saturada tanto del condensador como del calentador, y dicha mezcla es bombeada al tanque alimentador de agua que viene representado por el punto 12.
- El vapor a baja presión, indicado con el punto 13, que resulta de la mezcla entre las corrientes de vapor del punto 7 y 9, es el que debería satisfacer la demanda térmica de la planta. Dicho fluido, que transferirá calor a los procesos mediante convección, generalmente requiere ser vapor saturado. En caso el vapor a la salida de las turbinas de alta presión sea vapor sobrecalentado, se suele extraer agua a la salida del calentador, por una corriente representada por el punto 14, que se mezclará con el vapor antes mencionado en una cámara de mezclado. De esta forma obtengo el vapor de ingreso a la planta, señalado por el punto 15.

El calentador sólo se acciona, o envía agua si el vapor de la mezcla en 13 está lejos de ser vapor saturado.

- El vapor casi saturado que ingresa a la planta azucarera en el punto 15 se condensa cediendo calor, y sale como líquido saturado por el punto 18 hacia el tanque de almacenamiento. Dentro de la planta se consideran algunas pérdidas del fluido que vienen representadas por el punto 19, las cuales también hacen referencia a las pérdidas de fluido en las turbinas.
- Si se considera que a lo largo de todo el proceso, existieron pérdidas como en los puntos 19 y 21, para no alterar la cantidad de agua de alimentación, debe existir un líquido de reposición dado por el punto 20, que mantenga constante el nivel de agua.

En la tabla 3.1 se muestra la descripción de los puntos característicos de la planta.

Tabla 3.1. Descripción de los puntos característicos.

Punto	Descripción
1	Agua de ingreso a la bomba, extraída del alimentador
2	Agua a la salida de la bomba e ingreso al calentador
3	Agua de salida del calentador
4	Agua que ingresa a la caldera
5	Vapor a la salida de la caldera
6	Vapor de ingreso a la turbina mecánica
7	Vapor de salida a baja presión de la turbina mecánica
8	Vapor de ingreso a la turbina de generación
9	Vapor de salida a baja presión de la turbina de generación
10	Vapor de salida de turbina de generación para condensar
11	Agua condensada
12	Agua llevada por bomba al tanque de alimentación
13	Mezcla de vapor a baja presión
14	Corriente de agua extraída de la salida del calentador
15	Vapor requerido por la planta azucarera saliendo de cámara de mezclado
16	Vapor de ingreso al calentador
17	Agua condensada en el calentador e ingreso a la válvula
18	Agua condensada en los procesos de azúcar y etanol
19	Pérdida de vapor y agua en la planta azucarera
20	Agua de reposición al tanque
21	Pérdida de fluido (agua o vapor) en la caldera

Fuente: Elaboración propia

3.2. Datos generales en plantas azucareras²¹

Para empezar el análisis del sistema, se debe establecer las variables de trabajo, valores estándares de algunas propiedades, condiciones del sistema, etc. Para esto se toma como base a la empresa Agrícola del Chira S.A. con su proyecto agroindustrial Caña Brava que consiste en una planta de etanol ubicada al norte del Perú, Departamento de Piura, a 6 km de Sullana. Dicha planta cubre una superficie de 7000 hectáreas y puede alcanzar una producción de 350000 litros de etanol al día con la caña de azúcar como materia prima. Esta agrícola pertenece al Grupo Romero y está capacitada para autogenerar su energía eléctrica, además de tener un exceso de la misma. Se estima que su generación puede llegar entre 12 y 16 MW.

Esta planta utiliza un sistema de cogeneración como el planteado, es decir, con turbina de vapor. Su instalación empezó en el año 2006 y entró en operación recién el año 2009. Se estima que a partir de este año la siembra y cosecha de caña de azúcar sea toda la temporada, sin tiempos de para. La inversión para el mencionado proyecto supera los 150 millones de dólares.

²¹ Este apartado ha sido elaborado utilizando los anexos.

Para el ciclo de vapor a utilizar, se considera para cada punto las siguientes propiedades termodinámicas: temperatura ($^{\circ}\text{C}$) representada por la letra “T”, presión (bar) por la letra “p”, entalpía (kJ/kg) por “h” y entropía (kJ/kg.K) por “s”. Cada una de las variables tendrá un subíndice que indicará el punto en mención.

Para la operación de la planta, se fija las presiones que determinan el ciclo, como aquellas con las que trabaja la caldera: 2 bar y 45 bar, la presión del vapor en la producción de etanol: 3.03 bar y la de condensado que es 0.1 bar. Además de ciertas temperaturas, como la del agua de salida del tanque alimentador: 38°C , la de entrada a la caldera 110°C y la del vapor de salida 450°C . Todos estos datos pertenecen a la Agrícola del Chira y se muestran en los anexos B y C.

A partir de la tabla 3.2 que presenta algunos flujos másicos del anexo C, se estima los flujos de pérdidas de los puntos 19 y 21, así como un aproximado de la fracción de vapor requerido por la planta respecto del vapor generado en la caldera²². Se debe indicar que el flujo de pérdida en 19 considera las pérdidas en todo Agrícola del Chira, es decir en la producción de etanol como en las turbinas de vapor.

Tabla 3.2. Flujos másicos de Agrícola del Chira (kg/h)

\dot{m}_4	84397
\dot{m}_5	80378
$\dot{m}_7 + \dot{m}_9$	60865
\dot{m}_{10}	17895

Fuente: Elaboración propia

$$\frac{\dot{m}_{21}}{\dot{m}_4} = \frac{84397 - 80378}{84397} = 0.04762$$

$$\frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{15}} = \frac{80378 - 60865 - 17895}{60865} = 0.027$$

$$\frac{\dot{m}_7 + \dot{m}_9}{\dot{m}_5} = \frac{60865}{80378} = 0.7572$$

Según estas operaciones, para los cálculos se asume las siguientes aproximaciones:

$$\dot{m}_{21} = 0.04 \dot{m}_4 \quad \dot{m}_{19} = 0.03 \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_9 = 0.75 \dot{m}_5$$

(I)

²² Datos extraídos del anexo C.

Para el análisis energético se aplicarán las siguientes ecuaciones para sistemas abiertos:

Ecuación de la conservación de la masa

Se asumirá que el flujo es permanente y uniforme en cada sección donde el fluido cruza la frontera del sistema de control:

$$\sum \dot{m}_{entradas} = \sum \dot{m}_{salidas} \quad [kg / s] \quad (3.1)$$

Ecuación de la conservación de la energía²³

Se tendrá en cuenta las siguientes hipótesis:

- Flujo permanente.
- Flujo uniforme en cada sección.
- Cambio en energía cinética es despreciable.
- Cambio en energía potencial es despreciable.

Si se considera varias secciones de salida y entrada:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{entradas} h - \sum \dot{m}_{salidas} h \quad [kW] \quad (3.2)$$

Si se considera una sola entrada y una sola salida:

$$q - w = h_{sal} - h_{ent} \rightarrow \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.3)$$

El análisis del ciclo en la sección 3.3 consistirá en determinar todas las propiedades en los puntos del sistema, usando las ecuaciones de conservación de masa y de energía. Mientras que en la sección 3.4 se determinarán los trabajos, calores, que se comparan con los datos de la Agrícola del Chira del anexo B. Por último en la sección 3.5 se estima los valores de todos los parámetros de cogeneración descritos en el capítulo 2.

3.3. Propiedades termodinámicas en los puntos característicos del sistema

Como no se conocen los flujos másicos, que serán determinados en la siguiente sección, para el siguiente análisis se considerarán las propiedades específicas por unidad de masa de vapor generado en la caldera.

²³ Fórmula extraída de la referencia [2]

Como el ciclo de cogeneración es de vapor, se requiere de las tablas del agua y vapor, presentadas en el anexo D.

Proceso 1-2: Bomba de alimentación

Para el punto 1 se conoce: $p_1 = 2 \text{ bar} = 200 \text{ kPa}$ y $T_1 = 38^\circ\text{C}$, a partir de los cuales se estima según tablas:

$$h_1 = c_p \cdot T_1 = (4.18) \cdot (38) = 158.84 \text{ kJ / kg}$$

$$v_1 \approx v_f = 0.0010072 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$s_1 \approx s_f = 0.54548 \text{ kJ / kg.K}$$

Para el punto 2, se tiene: $p_2 = 45 \text{ bar} = 4500 \text{ kPa}$

El trabajo de la bomba 1 es: $w_{B1} = -v_1 \cdot (p_2 - p_1) = -4.331 \text{ kJ / kg}$

De la ecuación de la conservación de la masa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

De la ecuación de la conservación de la energía, considerando a la bomba adiabática:

$$q - w_{B1} = h_2 - h_1$$

$$h_2 = 163.171 \text{ kJ / kg}$$

Para dicha entalpía le corresponde la siguiente temperatura: $T_2 = 39.04^\circ\text{C}$

Se considera una compresión isentrópica, por lo que: $s_2 = s_1$

Proceso 2-3: Corriente de agua en el calentador

Del punto 3 se conoce: $p_3 = 45 \text{ bar} = 4500 \text{ kPa}$ y $T_3 = 110^\circ\text{C}$, para los cuales les corresponde: $h_3 = c_p \cdot T_3 = 459.8 \text{ kJ / kg}$ y $s_3 \approx s_f = 1.4188 \text{ kJ / kg.K}$.

De la ecuación de la masa tenemos: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$.

Puntos 3-4-14

Las propiedades del punto 4 y 14 son iguales a las del punto 3.

$$p_4 = p_{14} = 4500 \text{ kPa}$$

$$T_4 = T_{14} = 110^\circ\text{C}$$

$$h_4 = h_{14} = 459.8 \text{ kJ / kg}$$

$$s_4 = s_{14} = 1.4188 \text{ kJ / kg.K}$$

De la ecuación de la masa, se tiene: $\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{14}$

Proceso 4-5: Caldera

Para el punto 5 se tiene los siguientes datos: $p_5 = 42.2 \text{ bar} = 4220 \text{ kPa}$ y $T_5 = 450^\circ\text{C}$, lo cual significa que hubo una caída de presión en el vapor sobrecalentado respecto al agua de ingreso. Por lo tanto, según tablas: $h_5 = 3328.12 \text{ kJ/kg}$ y $s_5 = 6.9115 \text{ kJ/kg.K}$.

Considerando en el punto 21, el cual tiene propiedades iguales al punto 5, pérdidas del orden del 4% respecto de la cantidad de agua de ingreso según (I), tendríamos:

Por balance de masa: $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_{21} \rightarrow 0.96\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \rightarrow \dot{m}_4 = 1.0417\dot{m}_5$. Como nuestra referencia será la masa de vapor de salida de la caldera, también se debe indicar que: $\dot{m}_{21} = 0.0417\dot{m}_5$.

Por ecuación de la energía, considerando que no hay trabajo que cruce la frontera de la caldera:

$$\begin{aligned}\dot{Q} - \dot{W} &= \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{21} h_{21} - \dot{m}_4 h_4 \\ \dot{Q} &= \dot{m}_5 \cdot (h_5 + 0.0417h_{21} - 1.0417h_4) \\ q_{caldera} &= h_5 + 0.0417h_{21} - 1.0417h_4 \\ q_{caldera} &= 2987.93 \text{ kJ/kg vapor caldera}\end{aligned}$$

Las propiedades del punto 6 y 8 son iguales a las del punto 5, y se cumple por conservación de masa: $\dot{m}_6 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5$

Proceso 6-7, 8-9. Turbinas de alta presión

La turbina 6-7 es la mecánica, mientras que la 8-9 es de generación eléctrica. Se considerará en los puntos 7 y 9, la presión de $p_7 = p_9 = 3.03 \text{ bar} = 300 \text{ kPa}$.

Se asumirá que la expansión no es isentrópica, por lo que se tomará como datos una eficiencia isentrópica de 0.9 a carga nominal. En caso, la turbina trabaje en otro rango o punto de funcionamiento, se puede utilizar la siguiente expresión para determinar la eficiencia isentrópica:

Donde: P_{actual} es la potencia entregada y $P_{nominal}$ la potencia nominal de la turbina:

$$\eta_s = \left(\frac{\eta_{s,nominal}}{1 - \eta_{s,nominal}} \right) \times \left[\frac{P_{actual}}{P_{nominal} + \left(\frac{\eta_{s,nominal}}{1 - \eta_{s,nominal}} \right) \times P_{actual}} \right] \quad (3.1^{24})$$

Se asumirá la eficiencia nominal, porque se pretende analizar el sistema de cogeneración en las mejores condiciones, para ello se determinará propiedades del punto 7' y 9' que son los ideales o aquellos que resultan de una expansión isentrópica:

$$s_{7'} = s_{9'} = s_6 = 6.9115 \text{ kJ / kg.K}$$

Como $s_{7'} < s_{g @ p_7}$, se deduce que se tiene una mezcla bifásica (líquido – vapor), por lo que se halla:

$$T_{7'} = 133.52^\circ\text{C}$$

$$s_f + x_{7'} s_{fg} = s_{7'}$$

$$1.6717 + x_{7'} (5.32) = 6.9115 \rightarrow x_{7'} = 0.9849$$

$$h_{7'} = h_f + x_{7'} h_{fg} = 561.43 + 0.9849(2163.5) = 2692.31 \text{ kJ / kg}$$

Usando el rendimiento isentrópico y verificando en tablas:

$$\eta_s = \frac{h_6 - h_{7'}}{h_6 - h_7} \rightarrow h_7 = 3328.12 - 0.9(3328.12 - 2692.31) = 2755.89 \text{ kJ / kg}$$

$$h_7 > h_{g @ p_7} \rightarrow \text{vapor sobrecalentado}$$

$$T_7 = 147.59^\circ\text{C}$$

$$s_7 = 7.0664 \text{ kJ / kgK}$$

Por balance de masa: $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$

Las propiedades del punto 9 son las mismas que le corresponden al punto 7.

Proceso 9-10: Turbina de baja presión o de condensado

Para el punto 10 se conoce $p_{10} = 0.1 \text{ bar} = 10 \text{ kPa}$, y se considerará nuevamente una eficiencia isentrópica de 0.9 a carga nominal. En caso no opere en dicho punto se puede determinar su eficiencia isentrópica a partir de la fórmula 3.1. Se determinará, primero, propiedades para el punto ideal 10':

²⁴ Fórmula extraída de la referencia [1].

$$s_{10'} = s_9 = 7.0664 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_{10'} < s_g @ p_{10} \rightarrow \text{mezcla líquido - vapor}$$

$$T_{10'} = 45.81^\circ \text{C}$$

$$s_f + x_{10'} s_{fg} = s_{10'}$$

$$0.6492 + x_{10'} (7.4996) = 7.0664 \rightarrow x_{10'} = 0.8557$$

$$h_{10'} = h_f + x_{10'} h_{fg} = 191.81 + 0.8557 (2392.1) = 2238.66 \text{ kJ / kg}$$

Usando el rendimiento isentrópico y verificando en tablas:

$$\eta_s = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10'}} \rightarrow h_{10} = 2755.89 - 0.9(2755.89 - 2238.66) = 2290.38 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{10} < h_g @ p_{10} \rightarrow \text{mezcla líquido - vapor}$$

$$T_{10} = 45.81^\circ \text{C}$$

$$h_{10} = h_f + x_{10} h_{fg} \rightarrow 2290.38 = 191.81 + x_{10} (2392.1) \rightarrow x_{10} = 0.8773$$

$$s_{10} = s_f + x_{10} s_{fg} \rightarrow s_{10} = 0.6492 + 0.8773 (7.4996) \rightarrow s_{10} = 7.2286 \text{ kJ / kgK}$$

Por balance de masa para la turbina de condensación: $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10}$

Anteriormente se indicó: $\dot{m}_6 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5$, $\dot{m}_7 + \dot{m}_9 = 0.75 \dot{m}_5$ y con los balances de las turbinas se tiene:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 \rightarrow \dot{m}_7 + (\dot{m}_9 + \dot{m}_{10}) = \dot{m}_5 \rightarrow \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 - 0.75 \dot{m}_5 = 0.25 \dot{m}_5$$

Para determinar el trabajo de las turbinas, se usa la ecuación de la conservación de energía, considerando que no hay calor que cruce la frontera del volumen de control:

Para la turbina de alta presión:

$$\dot{Q} - \dot{W}_{iap} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_9 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8$$

$$-\dot{W}_{iap} = \left(\dot{m}_7 + \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \right) h_7 - \left(\dot{m}_6 + \dot{m}_8 \right) h_6$$

$$\dot{W}_{iap} = \left(\dot{m}_7 + \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \right) \cdot (h_6 - h_7)$$

$$\dot{W}_{iap} = \left(\dot{m}_5 \right) \cdot (3328.12 - 2755.89)$$

$$w_{tcp} = \frac{\dot{W}_{tap}}{\dot{m}_5} = 572.23 \text{ kJ / kg vapor caldera}$$

Para la turbina de baja presión o condensado:

$$\dot{Q} - \dot{W}_{tcond} = \dot{m}_{10} h_{10} - (\dot{m}_8 - \dot{m}_9) h_9$$

$$-\dot{W}_{tcond} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_9)$$

$$\dot{W}_{tcond} = \left(0.25 \dot{m}_5 \right) \cdot (h_9 - h_{10})$$

$$w_{tcond} = \frac{\dot{W}_{tcond}}{\dot{m}_5} = 0.25 (2755.89 - 2290.38) = 116.38 \text{ kJ / kg vapor caldera}$$

Proceso 16-17

Las propiedades del punto 16 son iguales a las del punto 10.

En el punto 11 y 17, se tiene líquido saturado, a la misma presión y temperatura que 10.

$$p_{11} = p_{17} = 0.1 \text{ bar}$$

$$T_{11} = T_{17} = 45.81^\circ \text{C}$$

$$h_{11} = h_{17} = h_f @ p_{11} = 191.81 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{11} = s_{17} = s_f @ p_{11} = 0.6492 \text{ kJ / kgK}$$

Puntos 13-14-15: Cámara de mezclado

El punto 13 tiene propiedades iguales al punto 7 y 9, además $\dot{m}_{13} = \dot{m}_7 + \dot{m}_9$

El punto 14 tiene las mismas propiedades que el punto 3.

El punto 15 representa el vapor requerido en la planta, por lo que de preferencia debe ser vapor saturado con las siguientes propiedades: $p_{15} = 3.03 \text{ bar} = 300 \text{ kPa}$, $T_{15} = 133.52^\circ \text{C}$, $h_{15} = 2724.9 \text{ kJ / kg}$ y $s_{15} = 1.6717 \text{ kJ / kgK}$.

Por conservación de masa: $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_7 + \dot{m}_9 = \dot{m}_{14} + 0.75 \dot{m}_5$

Planteando la conservación de la energía, considerando que no hay trabajo ni calor que atraviesen la frontera del volumen de control:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W} &= \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{13} h_{13} \\ 0 &= \left(\dot{m}_{14} + 0.75 \dot{m}_5 \right) h_{15} - \dot{m}_{14} h_{14} - 0.75 \dot{m}_5 h_{13} \\ 0.75 \dot{m}_5 (h_{13} - h_{15}) &= \dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14}) \\ \dot{m}_{14} &= \frac{0.75 \cdot (2755.89 - 2724.9)}{(2724.9 - 459.8)} \dot{m}_5 = 0.01026 \dot{m}_5 \\ \dot{m}_3 &= \dot{m}_4 + \dot{m}_{14} = 1.0417 \dot{m}_5 + 0.01026 \dot{m}_5 = 1.05196 \dot{m}_5 \\ \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \\ \dot{m}_{15} &= \dot{m}_{14} + 0.75 \dot{m}_5 = 0.01026 \dot{m}_5 + 0.75 \dot{m}_5 = 0.76026 \dot{m}_5 \end{aligned}$$

Calentador (2, 3, 16 y 17)

Al ser un calentador cerrado se cumple: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ y $\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$.

Aplicando la ecuación de la conservación de la energía al calentador:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W} &= \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_{16} h_{16} \\ \dot{m}_{16} (h_{16} - h_{17}) &= \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \\ \dot{m}_{16} (h_{16} - h_{17}) &= \left(\dot{m}_4 + \dot{m}_{14} \right) (h_3 - h_2) \\ \dot{m}_{16} (2290.38 - 191.81) &= \left(1.0417 \dot{m}_5 + 0.01026 \dot{m}_5 \right) (459.8 - 163.17) \\ \dot{m}_{16} &= 0.1487 \dot{m}_5 \end{aligned}$$

Condensador

El punto 11 tiene las mismas propiedades termodinámicas que el punto 17.

La masa que ingresa y sale del condensador son iguales a:

$$\dot{m}_{10} - \dot{m}_{16} = 0.25 \dot{m}_5 - 0.1487 \dot{m}_5 = 0.1013 \dot{m}_5.$$

Aplicando la ecuación de conservación de la energía en el condensador; asumiendo que no hay trabajo intercambiado en la frontera del volumen de control:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{cond} - \dot{W} &= 0.1013 \dot{m}_5 (h_{17} - h_{16}) \\ \dot{Q}_{cond} &= 0.1013 \dot{m}_5 (191.81 - 2290.38) \\ q_{cond} &= \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_5} = -212.59 \text{ kJ / kg vapor caldera}\end{aligned}$$

Proceso 11-12: Bomba

Para el punto 12 la presión es la del tanque de alimentación: $p_{12} = 200 \text{ kPa}$.

Según tablas al punto 11 le corresponde: $\nu_{11} = 0.00101 \text{ m}^3 / \text{kg}$.

El trabajo necesario para accionar la bomba:

$$w_{B2} = -\nu_{11} (p_{12} - p_{11}) = -0.00101(200 - 10) = -0.1919 \text{ kJ / kg de agua}$$

Según la ecuación de la conservación de la masa:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} = 0.25 \dot{m}_5$$

Según la ecuación de la conservación de la energía, asumiendo que no hay transferencias de calor en la frontera del volumen de control.

$$\begin{aligned}q - w_{B2} &= h_{12} - h_{11} \\ h_{12} &= 191.81 - (-0.1919) \\ h_{12} &= 192 \text{ kJ / kg de agua}\end{aligned}$$

Para dicha entalpía, según tablas le corresponde: $T_{12} = 45.93^\circ\text{C}$ y $s_{12} = 1.5302 \text{ kJ / kgK}$.

Se debe expresar el trabajo de las bombas por kilogramo de vapor de salida de la caldera, que es nuestra referencia:

Bomba primaria:

$$\begin{aligned}\left| w_{B1}^* \right| &= 4.331 \cdot \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_5} = 4.331 \cdot \frac{1.05196 \dot{m}_5}{\dot{m}_5} \\ \left| w_{B1}^* \right| &= 4.556 \text{ kJ / kg vapor caldera}\end{aligned}$$

Bomba secundaria:

$$\left| w_{B2}^* \right| = 0.1919 \cdot \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_5} = 0.1919 \cdot \frac{0.25 \dot{m}_5}{\dot{m}_5}$$

$$\left| w_{B2}^* \right| = 0.04798 \text{ kJ / kg vapor caldera}$$

Tanque alimentador

Por el punto 20 se reponen las pérdidas del fluido de trabajo durante el ciclo, por lo que ingresa agua líquida a una presión de $p_{20} = 2 \text{ bar} = 200 \text{ kPa}$, temperatura de $T_{20} = 28^\circ\text{C}$, para los cuales según tablas les corresponde:

$$h_{20} = c_p T_{20} = 4.18(28) = 117.04 \text{ kJ / kg de agua}$$

$$s_{20} \approx s_f = 1.3028 \text{ kJ / kg de agua}$$

Se debe cumplir: $\dot{m}_{20} = \dot{m}_{19} + \dot{m}_{21}$, donde de (I), se establece:

$$\dot{m}_{20} = 0.03 \dot{m}_{15} + 0.04 \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_{20} = 0.03(0.76026 \dot{m}_5) + 0.04(1.0417 \dot{m}_5)$$

$$\dot{m}_{20} = 0.06448 \dot{m}_5$$

Aplicando un balance de masa para el tanque alimentador:

$$\dot{m}_{18} + \dot{m}_{20} + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{18} = 1.05196 \dot{m}_{15} - 0.06448 \dot{m}_5 - 0.25 \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_{18} = 0.73748 \dot{m}_5$$

Aplicando la ecuación de conservación de la energía; considerando que no hay trabajo ni calor que crucen la frontera del volumen de control:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{20} h_{20}$$

$$\dot{m}_{18} h_{18} = 1.05196 \dot{m}_5 h_1 - 0.25 \dot{m}_5 h_{12} - 0.06448 \dot{m}_5 h_{20}$$

$$h_{18} = \frac{(1.05196 h_1 - 0.25 h_{12} - 0.06448 h_{20}) \dot{m}_5}{0.73748 \dot{m}_5}$$

$$h_{18} = 151.254 \text{ kJ / kg de agua}$$

Con este dato, se estima: $T_{18} = 151.254/4.18 = 36.19^{\circ}\text{C}$ y $s_{18} = 0.5454 \text{ kJ/kgK}$, para una $p_{18} = 2 \text{ bar}$.

Planta azucarera:

Verificando la conservación de la masa:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{15} &= \dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} \\ 0.76026\dot{m}_5 &= 0.73748\dot{m}_5 + 0.03(0.76026\dot{m}_5) \\ 0.76026\dot{m}_5 &\approx 0.76028\dot{m}_5 \rightarrow \text{cumple!} \\ \dot{m}_{19} &= 0.02281\dot{m}_5\end{aligned}$$

Para el punto 19 se cumplen las mismas propiedades que el punto 15.

Para el modelo se ha aislado el trabajo o potencia mecánica que requiere la planta del calor a suministrarle por el sistema de cogeneración. La primera variable viene representada por la turbina mecánica, mientras que la planta sólo considera calor en su interior.

Según esta última condición, se aplica la ecuación de la conservación de la energía, para determinar el calor cedido a la planta:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{planta} - \dot{W} &= \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{19} h_{19} - \dot{m}_{15} h_{15} \\ \dot{Q}_{planta} &= 0.73748\dot{m}_5 h_{18} + 0.02281\dot{m}_5 h_{19} - 0.76026\dot{m}_5 h_{15} \\ q_{planta} &= \frac{\dot{Q}_{planta}}{\dot{m}_5} = 0.73748(151.254) + 0.02281(2724.9) - 0.76026(2724.9) \\ q_{planta} &= 1897.93 \text{ kJ/kg vapor caldera}\end{aligned}$$

En la tabla 3.3 se presenta el resumen de resultados de las propiedades termodinámicas de cada punto, mientras que en la tabla 3.4 los flujos másicos del sistema cogenerativo y en la tabla 3.5 los trabajos y calores por unidad de masa del ciclo.

Tabla 3.3. Propiedades de los puntos del ciclo de cogeneración con turbina de vapor

Punto	p (bar)	T (°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	estado de fluido
1	2	38	158.84	0.54548	líquido comprimido
2	45	39.04	163.171	0.54548	líquido comprimido
3	45	110	459.8	1.4188	líquido comprimido
4	45	110	459.8	1.4188	líquido comprimido
5	42.2	450	3328.12	6.9115	vapor sobrecalentado
6	42.2	450	3328.12	6.9115	vapor sobrecalentado
7'	3.03	133.52	2692.31	6.9115	mezcla líquido-vapor
7	3.03	147.59	2755.89	7.0664	vapor sobrecalentado
8	42.2	450	3328.12	6.9115	vapor sobrecalentado
9'	3.03	133.52	2692.31	6.9115	mezcla líquido-vapor
9	3.03	147.59	2755.89	7.0664	vapor sobrecalentado
10'	0.1	45.81	2238.66	7.0664	mezcla líquido-vapor
10	0.1	45.81	2290.38	7.2286	mezcla líquido-vapor
11	0.1	45.81	191.81	0.6492	líquido saturado
12	2	45.93	192	1.5302	líquido comprimido
13	3.03	147.59	2755.89	7.0664	vapor sobrecalentado
14	45	110	459.8	1.4188	líquido comprimido
15	3.03	133.52	2724.9	1.6717	vapor saturado
16	0.1	45.81	2290.38	7.2286	mezcla líquido-vapor
17	0.1	45.81	191.81	0.6492	líquido saturado
18	2	36.19	151.254	0.5454	líquido comprimido
19	3.03	133.52	2724.9	1.6717	vapor saturado
20	2	28	117.04	1.3028	líquido comprimido
21	42.2	450	3328.12	6.9115	vapor sobrecalentado

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.4. Fracción de flujos máxicos respecto de la referencia

Punto	Flujo máxico respecto al flujo máxico de vapor de la caldera
1	1.05196
2	1.05196
3	1.05196
4	1.0417
5	1
6+8	1
7+9	0.75
10	0.25
11	0.25
12	0.25
13	0.75

Punto	Flujo másico respecto al flujo másico de vapor de la caldera
14	0.01026
15	0.76026
16	0.1487
17	0.1487
18	0.73748
19	0.02281
20	0.06448
21	0.0417

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.5. Trabajos y calores respecto de la referencia

Energía por unidad de vapor generado en la caldera (kJ/kg vapor caldera)	
Calor ingreso en caldera	2987.93
Calor rechazado en condensador	212.59
Trabajo a entregar a bomba 1.	4.556
Trabajo a entregar a bomba 2.	0.04798
Trabajo Turbina Alta Presión (6-7-8-9)	572.23
Trabajo Turbina Baja Presión (9-10)	116.38
Calor ingresado a la planta	1897.93

Fuente: Elaboración propia

3.4. Balance energético del sistema cogenerativo

Para determinar los valores de potencias y calores del sistema, se necesita conocer cuánto calor proporciona el bagazo en la caldera. Para ello, se usa el flujo másico de bagazo a la caldera, así como su poder calorífico inferior (PCI).

Del Anexo B y C se tiene que la masa de bagazo que ingresa a la caldera es:

$$\dot{m}_{bagazo} = 36728 \frac{kg}{h} = 10.202 \frac{kg}{s}$$

En el capítulo anterior se mencionó que el poder calorífico del bagazo era de aproximadamente 18 MJ/kg en base seca. Sin embargo, el bagazo que se obtiene del proceso de azúcar presenta un cierto grado de humedad, por lo que su PCI disminuye considerablemente. Para estimar este valor se usará una expresión extraída de la referencia [1]:

$$PCI(kJ/kg) = 18309 - 207.6(\%humedad) - 196.5(\%cenizas_{base\ húmeda}) - 31.14(\%Brix_{base\ húmeda})$$

Donde:

$$\% \text{cenizas}_{\text{base húmeda}} = \% \text{cenizas}_{\text{base seca}} (1 - \text{humedad})$$

$$\% \text{Brix}_{\text{base húmeda}} = \% \text{Brix}_{\text{base seca}} (1 - \text{humedad})$$

Del Anexo B, que presenta datos de la planta, y de la tabla 2.2 se extraen los siguientes datos y se determina el PCI:

$$\% \text{humedad} = 50\%$$

$$\% \text{cenizas}_{\text{base seca}} = 4\%$$

$$\% \text{Brix}_{\text{base seca}} = 1.21\%$$

$$PCI(kJ/kg) = 18309 - 207.6(50) - 196.5(4(1 - 0.5)) - 31.14(1.21(1 - 0.5))$$

$$PCI = 7517.16 \text{ kJ/kg de bagazo}$$

Es importante mencionar que el poder calorífico inferior también pudo ser tomado del Anexo B, que indica:

$$PCI = 1.811 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 7577.224 \frac{\text{kJ}}{\text{kg de bagazo}}$$

Ambos valores son muy parecidos, por lo que cualquiera puede ser tomado. En el presente trabajo se asumirá el segundo valor.

Con los valores antes determinados, se halla el calor cedido por el bagazo al agua, en el interior de la caldera:

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = m_{\text{bagazo}} \cdot PCI$$

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = 77302.84 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Tomando del Anexo B, la eficiencia de la caldera al PCI es 82.7%. Sin embargo, podría alcanzar un rendimiento del 90% con un combustible convencional. Se pasa a determinar el calor que realmente recibe el agua líquida para cambiar de fase a vapor sobrecalentado:

$$\dot{Q}_{\text{efectivo}} = \eta_c \cdot \dot{Q}_{\text{entrada}}$$

$$\dot{Q}_{\text{efectivo}} = 63929.45 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Teniendo la cantidad de calor que recibe el fluido de trabajo y el calor por unidad de masa de la caldera de la tabla 3.4, se determina el flujo másico de vapor a la salida de la caldera:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{Q}_{\text{efectivo}}}{q_{\text{caldera}}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \dot{m}_5 = \frac{63929.45}{2987.93} = 21.4 \text{ kg vapor caldera/s}$$

Este valor puede ser comparado con el indicado en el Anexo C, que le corresponde:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 80378 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 22.33 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La diferencia entre ambos valores se debe principalmente a la pérdida de fluido y a la caída de presión que presenta la caldera. A pesar de esto, nuestro valor calculado de 21.4 es muy cercano al flujo esperado.

A partir del flujo de vapor, en la tabla 3.6 se presenta los flujos máscicos en todos los puntos característicos del ciclo, así como los flujos esperados en esos puntos según el Anexo C para que pueda realizarse una comparación:

Tabla 3.6. Comparación de flujos

Punto	Flujo real (kg/s)	Flujo teórico (kg/s)	Error (%)
1	22.511944	23.44361111	4.13854579
2	22.511944	23.44361111	4.13854579
3	22.511944	23.44361111	4.13854579
4	22.29238	23.44361111	5.16423599
5	21.4	22.32722222	4.33281412
6+8	21.4	22.32722222	4.33281412
7+9	16.05	16.90694444	5.33921772
10	5.35	4.970833333	7.08722741
11	5.35	4.970833333	7.08722741
12	5.35	4.970833333	7.08722741
13	16.05	16.90694444	5.33921772
14	0.219564	-	-
15	16.269564	16.90694444	3.91762462
16	3.18218	-	-
17	3.18218	-	-
18	15.782072	16.57194444	5.00487163
19	0.488134	0.335	31.3713038
20	1.379872	1.451388889	5.18286398
21	0.89238	1.116388889	25.1024103

Fuente: Elaboración propia

Además de los flujos másicos, se pueden determinar los calores de ingreso y salida del sistema, así como los trabajos desarrollados por las turbinas y las potencias que requieren las bombas, como se muestra en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Trabajos y calores por unidad de masa del sistema

Energías del sistema	(kJ/s)
Calor ingreso en caldera	63941,702
Calor rechazado en condensador	4549,426
Trabajo entregado a la bomba 1	97,4984
Trabajo entregado a la bomba 2	1,026772
Trabajo turbina alta presión (6-7-8-9)	12245,722
Trabajo turbina baja presión (9-10)	2490,532
Calor ingresado a la planta	40615,702

Fuente: Elaboración propia

Al inicio del capítulo, se designó que dentro de la turbina de alta presión, se iba a considerar a la turbina mecánica, encargada de proporcionar la potencia que necesita la planta, y parte de la turbina de generación que proporcionaría excedente de energía eléctrica. De la tabla 3.7, se tiene que la turbina de alta presión genera 12.25MW, y del Anexo B, que la energía de consumo propio es 4.913MW. Con estos datos se puede determinar los flujos másicos en los puntos 7 y 9, así como el trabajo de la turbina de generación:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \frac{\dot{W}_{mec}}{h_6 - h_7} = \frac{4913 \text{ kJ} / \text{s}}{572.23 \text{ kJ} / \text{kg}} = 8.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_9 = 16.05 - \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_9 = 7.46 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_8 = 7.46 + 5.35 = 12.81 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_{gen} = \dot{W}_{tap} - \dot{W}_{mec} + \dot{W}_{tbp}$$

$$\dot{W}_{gen} = 12245.72 - 4913 + 2490.53$$

$$\dot{W}_{gen} = 9823.25 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Se supone que este trabajo producido por la turbina de generación es el que puede exportarse en forma de energía eléctrica. Dicho valor es bastante cercano al valor esperado que es 10648 kJ/s, el cual es obtenido del anexo C.

Se analizará todo el sistema como uno de cogeneración, en el cual importan tres variables principalmente: que son el calor ingresado a la planta, la energía eléctrica de exportación y el calor recuperado.

- El calor ingresado al sistema de cogeneración es el calor que brinda el bagazo, al cual le corresponde el valor de: $\dot{Q}_C = 77302.84 \frac{kJ}{s}$.

- El trabajo neto del sistema será el trabajo desarrollado por la turbina de alta y baja presión menos el trabajo requerido por las bombas:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{neto} &= \dot{W}_{tap} + \dot{W}_{ibp} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} \\ \dot{W}_{neto} &= 12245.72 + 2490.53 - 97.498 - 1.027 \\ \dot{W}_{neto} &= 14637.73 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

- El calor recuperado es el calor que ingresa a la planta: $\dot{Q}_{rec} = 40615.702 \frac{kJ}{s}$.

3.5. Evaluación de parámetros energéticos del sistema de cogeneración

Además de las tres magnitudes mencionadas anteriormente, se debe conocer dos energías internas para aplicar las fórmulas del capítulo 2 y establecer el valor de parámetros que caractericen al sistema de cogeneración.

- El calor de entrada al ciclo es el que proporciona la caldera:

$$\dot{Q}_{ent} = 63941.702 \frac{kJ}{s}$$

- El calor de salida del ciclo coincide con la entalpía que tiene el fluido en el punto 15, multiplicada por el flujo correspondiente:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sal} &= \dot{m}_{15} \cdot h_{15} \\ \dot{Q}_{sal} &= 16.27(2724.9) \\ \dot{Q}_{sal} &= 44334.12 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

a) **Eficiencia estándar:** Según FERC:

$$Eficiencia = \frac{(Energía\ térmica\ producida) / 2 + Energía\ eléctrica\ producida}{Energía\ del\ combustible}$$

$$Eficiencia = \frac{40615.702 / 2 + 14637.73}{77302.84} = 45.21\%$$

Se debe recordar que dicha eficiencia sólo sirve para afirmar o designar a un sistema como uno de cogeneración, siempre y cuando sea mayor a 42.5%, lo cual lo cumple ajustadamente. Lo que trata de promover esta eficiencia es una mayor generación de energía eléctrica, respecto de la térmica. Para la planta analizada, se podría mejorar dicha eficiencia, haciendo que las turbinas generen mayor trabajo; esto se consigue aumentando la presión de salida de la caldera, ya que 4220 kPa, es considerablemente pequeño respecto a otras calderas. Una modificación de este tipo, mejorará todos los parámetros, ya que el calor de ingreso por el bagazo siempre será el mismo.

Siguiendo la secuencia de parámetros del capítulo 2, se tiene:

Eficiencia de la caldera:

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{Q}_c} = \frac{63941.702}{77302.84} = 82.72\%$$

Eficiencia de recuperación de calor:

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_{sal}} = \frac{40615.702}{44334.12} = 91.61\%$$

Eficiencia térmica del ciclo:

$$\eta_{t\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{ent}} = \frac{14637.73}{63941.702} = 22.9\%$$

b) **Eficiencia eléctrica del sistema de cogeneración**

$$\eta_{e,sc} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_c} = \frac{14637.73}{77302.84} = 18.94\%$$

c) **Eficiencia térmica del sistema de cogeneración**

$$\eta_{t,sc} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_C} = \frac{40615.702}{77302.84} = 52.54\%$$

d) **Eficiencia global del sistema de cogeneración**

$$\eta_{g,sc} = \frac{\dot{W}_n + \dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_C} = \eta_{e,sc} + \eta_{t,sc}$$

$$\eta_{g,sc} = 71.48\%$$

Este parámetro equivale, al coeficiente EFU, como es conocido en Estados Unidos.

e) **Relación trabajo-calor**

$$PHR = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{rec}} = \frac{14637.73}{40615.702} = 0.3604$$

Para continuar con el resto de parámetros se define el “costo evitado”:

$$EC = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\eta_c \cdot \eta_{t_{ciclo}}}$$

$$EC = \frac{40615.702}{(0.8272)(0.229)}$$

$$EC = 214411.44 \frac{kJ}{s}$$

f) **Factor ECP**

$$ECP = \frac{EC}{W_n}$$

$$ECP = \frac{214411.44}{14637.73}$$

$$ECP = 14.648$$

g) Factor FCP

$$FCP = \frac{EC/PCI - \dot{m}_c}{W_n}$$

$$FCP = \frac{214411.44/7577.224 - 10.202}{14637.73}$$

$$FCP = 0.001236 \frac{kg \text{ bagazo}}{kJ}$$

Para determinar el factor CCP, se requiere del costo del combustible, sin embargo en el sistema de cogeneración de la azucarera, se utiliza biomasa, es decir el residuo de la caña de azúcar, por lo que basta con el factor FCP.

El resto de factores no se especifican ya que el sistema de cogeneración fue aplicado directamente, es decir, antes no funcionaba otro sistema. Se debe recordar que los demás factores, generalmente, son usados en centrales de generación.

Capítulo IV

Fundamentos de gasificación

4.1. Aspectos generales de gasificación²⁵

La gasificación, como se vio en el capítulo 2, no es una tecnología reciente, desde 1972 en Estados Unidos se empezó con la gasificación del carbón para producir gas en diversos pueblos. Dicha tecnología resultaba cara en comparación de otras que fueron apareciendo, por lo que se dejó de lado por un tiempo. Sin embargo, actualmente está más difundida esta técnica debido a la necesidad mundial de contar con nuevas fuentes de energía, tal es el caso de la biomasa.

Gasificación, es la oxidación parcial a una temperatura determinada de un combustible sólido o líquido para convertirlo en un combustible gaseoso. El proceso se lleva a cabo a través de un medio gasificante, el cual puede estar en contacto directo o no con el combustible.

Dentro de los agentes o medios encargados de la gasificación se puede considerar en primer lugar al oxígeno, que puede ingresar puro o mezclado con nitrógeno constituyendo aire atmosférico, y en segundo lugar a corrientes de vapor sobrecalentado.

Los principales propósitos de la gasificación son optimizar la conversión del combustible de ingreso en combustible gaseoso, así como obtener un cierto valor de poder calorífico en el producto. Si la gasificación se realiza con aire atmosférico, se obtiene un poder calorífico aproximadamente entre 4 y 8 MJ/m³, que es menor si el medio de gasificación fuera oxígeno, donde se obtienen poderes caloríficos entre 10 y 15 MJ/m³. Esta diferencia se debe a que en el primer caso se encuentra presencia de nitrógeno en el aire atmosférico, el cual dificulta el proceso de gasificación; sin

²⁵ Este apartado ha sido elaborado usando las referencias [1], [21] - [23] y [25]

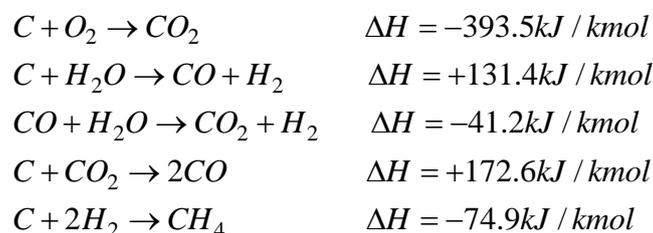
embargo, resulta más factible económicamente. Es conveniente indicar en este punto que el poder calorífico de los combustibles convencionales se encuentra arriba de los 25 MJ/m³.

La gasificación del carbón ofrece algunas ventajas importantes sobre la combustión directa. Por ejemplo, para un caudal determinado de combustible procesado, el volumen de gas obtenido de la gasificación es mucho menor en comparación con la obtenida de un sistema de combustión. La reducción del volumen de gas, necesita equipos o dispositivos más pequeños y por lo tanto resulta menores los costos generales. Para pequeñas potencias, una unidad compuesta por un generador de gas y un motor de encendido por compresión es menos costosa que una que incluye una caldera, el condensador, turbina de vapor, etc. Por lo tanto, la gasificación proporciona una opción atractiva para ubicaciones remotas.

El combustible gaseoso que se obtiene, está compuesto principalmente por monóxido de carbono, hidrógeno, metano y pequeñas cantidades de algunos hidrocarburos. Además de los ya mencionados, según el medio de gasificación que se utilice, se puede encontrar también dióxido de carbono, agua, nitrógeno y contaminantes, como cenizas y partículas pequeñas de carbón.

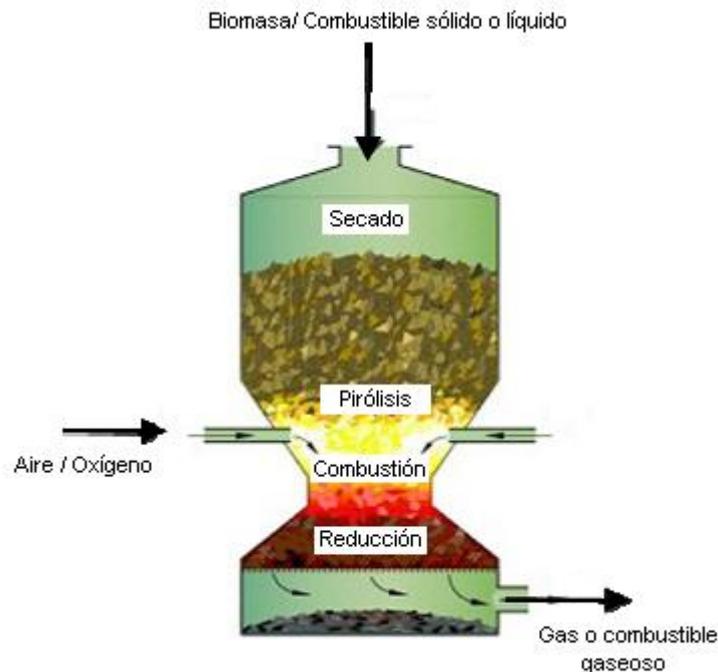
El proceso de gasificación al ser el resultado de un conjunto de reacciones químicas que tienen lugar en el gasificador, depende principalmente del flujo másico de los componentes y de las eficiencias de las reacciones químicas. El flujo está ligado directamente al diseño del gasificador, así como a las características del combustible sólido; mientras que las reacciones dependen de la temperatura y presión a las que trabaja el gasificador.

Las reacciones químicas se llevan a cabo entre la biomasa, la humedad que contiene y el oxígeno del agente gasificante u oxidante. Las reacciones exotérmicas se encargan de proveer el calor necesario para que se lleven a cabo las reacciones endotérmicas. Dentro de las principales reacciones en un gasificador se tiene:



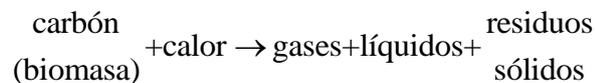
Un sistema de gasificación comprende 4 procesos internos: secado, pirólisis, combustión y reducción. El tercero de ellos es el único proceso exotérmico, mientras que los otros tres se encargan de aprovechar el calor cedido. En la figura 4.1 se muestra un esquema de los procesos al interior de un gasificador, considerando el medio gasificante.

Figura 4.1. Esquema de los procesos internos de un gasificador

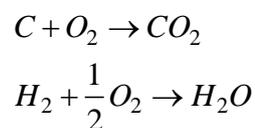


Fuente: Deshmukh, Ranjit [1]

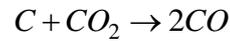
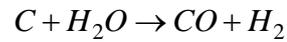
- a) **Secado:** El contenido de humedad en los combustibles sólidos varía entre 30 y 60%, por lo que se requiere reducir evaporando cierta cantidad de agua. Esto se debe a que a mayor humedad, la temperatura de gasificación es menor, ya que para evaporar el agua, se requerirá mayor calor de las reacciones exotérmicas, reduciendo la eficiencia de conversión del gasificador.
- b) **Pirólisis:** También llamada gasificación parcial, que consiste en el proceso donde se separa vapor de agua, líquidos orgánicos, gases no condensables de carbono y residuos sólidos de combustible o biomasa. Se podría resumir de la siguiente forma:



- c) **Combustión:** También denominada oxidación, se trata del proceso más importante, debido a que cede todo el calor necesario en el gasificador. Básicamente se representa por las oxidaciones del carbono y del hidrógeno:

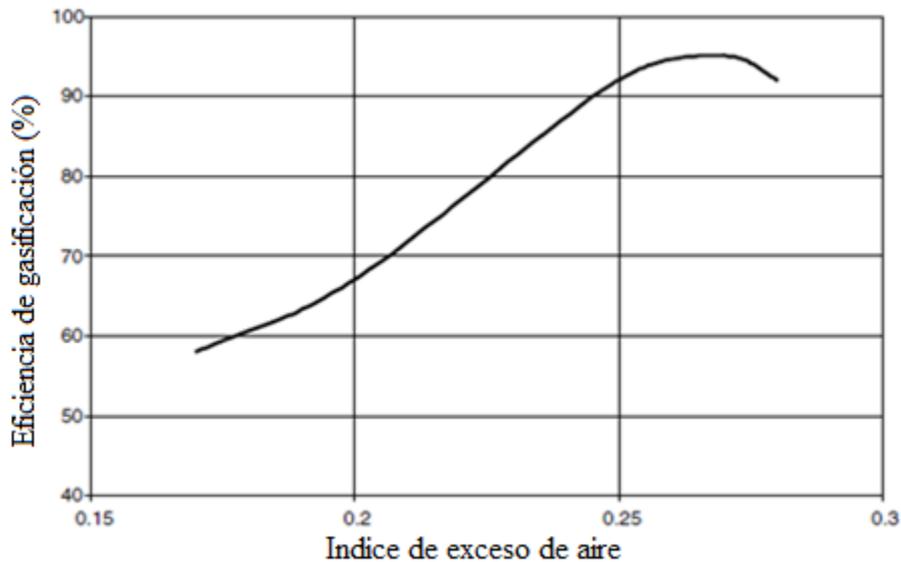


d) Reducción: Llamada propiamente gasificación, que consiste en una serie de reacciones endotérmicas, aprovechando el calor cedido por las reacciones de combustión. Entre las reacciones llevadas a cabo se tienen:



Un parámetro muy importante en un gasificador es la relación de equivalencia (ϕ), que es la fracción del aire estequiométrico²⁶ que ingresa al gasificador como agente oxidante. Su inverso, denominado índice de exceso de aire (λ) normalmente, oscila entre 0.2 y 0.35. Un valor muy pequeño de λ provoca una gasificación incompleta, una excesiva formación de partículas sólidas y un bajo poder calorífico. En cambio, un valor excesivo del índice de exceso de aire provoca que se formen en mayor porcentaje productos de una combustión completa como CO_2 y H_2O en desmedro de CO , H_2 y CH_4 que son los deseados al final de la gasificación. En la figura 4.2 se muestra el comportamiento de la eficiencia de gasificación a partir del índice de exceso de aire.

Figura 4.2. Eficiencia de gasificación versus índice de exceso de aire

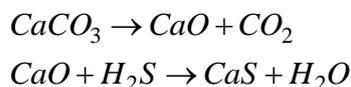


Fuente: Prabir Basu [22]

El gas a la salida del gasificador, además de estar compuesto de los productos requeridos, contiene cenizas, partículas sólidas y en ciertos casos ácido sulfhídrico H_2S si es que el combustible sólido contiene azufre. Por dicho motivo, el gas necesita ser limpiado o separado de los contaminantes, ya que de lo contrario se tendrían grandes dificultades para usar el combustible gaseoso en una aplicación posterior, por ejemplo un motor, o un sistema de turbina de gas.

²⁶ Aire estequiométrico es la cantidad mínima de aire necesario para una combustión completa.

Dentro del sistema de limpieza del gas, se tiene que para remover el H_2S se debe hacer ingresar caliza ($CaCO_3$), que dentro del gasificador produce cal (CaO), para luego convertirse en sulfuro de calcio (CaS), el cual puede desecharse. Las reacciones se muestran a continuación:



Para el caso de remover las partículas sólidas es un poco más complicado, por lo que se cuenta con métodos físicos y químicos, los primeros únicamente separan los residuos, mientras que los segundos los convierten en moléculas más pequeñas. Dentro de los métodos químicos se tiene al craqueo catalítico y craqueo térmico, y para el caso de métodos físicos existen los filtros, ciclones, precipitadores y/o depuradores. Los segundos son más factibles económicamente a comparación de los primeros.

Como última consideración y en forma de resumen para un gasificador, se debe mencionar que existen ciertos factores para mejorar la eficiencia de gasificación, tal es el caso de:

- Aumentar tiempo de residencia, es decir, que exista un mayor tiempo de contacto entre el combustible sólido y el agente oxidante.
- Aumentar la presión del gasificador, para que se produzca mayor cantidad de metano y tenga mejores aplicaciones posteriores el combustible gaseoso.
- El agente oxidante de preferencia debe ser oxígeno, es decir, que la gasificación se realice en ausencia de nitrógeno.
- Mejorar el sistema de limpieza del gas, es decir los filtros o ciclones respectivos.
- El contenido de humedad a la salida del secado y la relación de equivalencia debe encontrarse en los rangos establecidos anteriormente.

4.2. Tipos de gasificadores²⁷

Los gasificadores se pueden clasificar de diversas formas, por ejemplo, si se considera que el criterio de comparación es el agente oxidante, se tendrá gasificadores de aire, de oxígeno, de vapor, etc. También se puede encontrar gasificadores con contacto directo o indirecto entre el combustible y el agente oxidante, si es que se considera al modo de transferencia de calor entre las respectivas corriente como criterio de clasificación.

²⁷ Este apartado ha sido elaborado usando las referencias [1], [21], [22], [23] y [25]

Sin embargo, en el presente trabajo se hará referencia al modo de operación de un gasificador, por lo que se clasifican en gasificadores de lecho fijo y de lecho fluidizado, según la zona de reacción del combustible.

4.2.1. Gasificadores de lecho fijo

Son aquellos gasificadores que suelen tener una rejilla para apoyar el combustible sólido y mantener una zona de reacción estacionaria, haciendo pasar el agente oxidante por la rejilla estática. Dependiendo del sentido del flujo de agente oxidante, se dividen en:

- a) **Gasificadores de corriente descendente:** El combustible y el oxidante, que generalmente es aire, se mueven en la misma dirección, desde la cima hasta el fondo del gasificador. Este diseño fue desarrollado principalmente para aplicaciones en motores de combustión interna que requieren de gas con bajo contenido de alquitrán. Su principal obstáculo es que es difícil diseñarlos para cantidades mayores a 1 MW térmico, debido a la geometría de la garganta o sección de reacción, que se puede observar en la figura 4.3.
- b) **Gasificadores de corriente ascendente:** El combustible se alimenta desde la parte superior y el oxidante en dirección opuesta desde la parte inferior. El combustible es quemado en una caldera de acoplamiento u horno, lo que supone un alto contenido de alquitrán en el gas de salida. Su límite de capacidad es mayor, ya que puede alcanzar 20 MW térmicos.

Como desventajas, se puede mencionar que los gasificadores de lecho fijo no tienen una distribución uniforme de temperatura, lo que conduce a posibilidades de puntos calientes con la fusión de cenizas; y que no son adecuados para sistemas de cogeneración de gran escala.

4.2.2. Gasificadores de lecho fluidizado

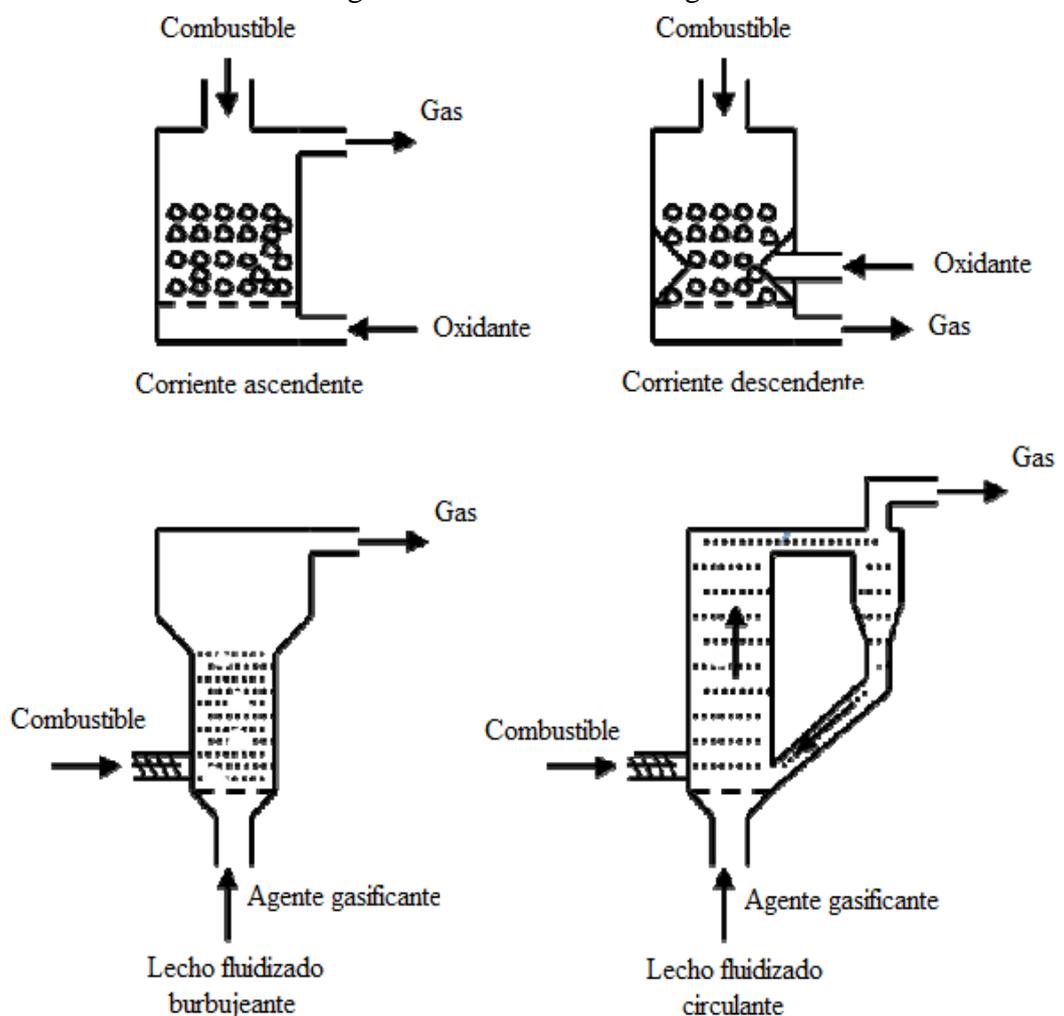
Son aquellos en que el combustible y el agente oxidante son mezclados en un lecho o cama caliente, compuesta de partículas finas de sólidos granulares como arena o alúmina. Las partículas inertes se calientan en el arranque, para luego servir como una fuente de ignición o portador de energía térmica en condiciones estables.

Debido a la mezcla intensa de gas – sólido, las diferentes zonas (secado, pirolisis, oxidación y reducción) no se pueden distinguir, por lo que la temperatura al interior del gasificador es uniforme en todo el lecho. Además, el gas producido contiene un menor contenido de residuos, respecto a los de lecho fijo,

Se pueden dividir de la siguiente manera:

- a) **Lecho fluidizado burbujeante:** La corriente de fluido oxidante, que puede ser aire o vapor, pasa a través del lecho desde abajo; y cada vez se ve forzada a una velocidad mayor hasta que alcanza un punto en que la fuerza de rozamiento entre las partículas y el agente contrarresta el peso de las partículas. Este punto se le denomina de fluidización mínima. Este tipo de gasificadores supera ligeramente este punto, produciéndose burbujas en el interior. Un problema importante es la lenta difusión de oxígeno de las burbujas a la fase de emulsión, lo que crea condiciones de disminución de oxidación en el lecho del gasificador. Tiene un buen control de temperatura, y puede alcanzar grandes cantidades calor transferido. En la figura 4.3 se muestra un esquema de este tipo de gasificador.

Figura 4.3. Clasificación de gasificadores.



Fuente: Deshmukh, Ranjit [1]

- b) **Lecho fluidizado circulante:** El flujo de agente oxidante se incrementa más allá de la velocidad de mínima fluidización, por lo que algunas partículas del lecho son arrastradas con el aire y flujo de vapor. Dada esta circunstancia se necesitan separar las sustancias, por lo que se usa un

ciclón, para que las partículas regresen al lecho móvil. Este esquema se muestra en la figura 4.3. Dentro de sus ventajas sobre los gasificadores anteriores se tiene:

- Mayor eficiencia de conversión y de transferencia de calor, debido al mayor tiempo de residencia.
- Menor cantidad de contaminantes en el gas producido, así como mayor poder calorífico del mismo.
- Genera un gas compacto, incluso a presión atmosférica.

Las temperaturas alcanzadas son mayores con referencia a los gasificadores burbujeantes, así como el precio de los materiales utilizados.

4.3. Gasificación en plantas azucareras²⁸

A partir del análisis energético desarrollado en el capítulo anterior a una planta azucarera de cogeneración, se puede plantear la posibilidad de usar un sistema de gasificación para el bagazo en lugar de uno de combustión directa.

Dentro de las ventajas que se pueden encontrar a partir de la gasificación, sobre la combustión, se tiene:

- El gas presenta mejores propiedades de combustión respecto al sólido.
- Necesita menor cantidad de aire estequiométrico.
- Menor contaminación ambiental.
- El gas producido es fácil de almacenar y tiene un número mayor de aplicaciones.

Teniendo en cuenta las características mencionadas, se puede adaptar una planta azucarera a un sistema de gasificación. El tipo de gasificador más adecuado para convertir el bagazo en combustible gaseoso es uno de lecho fluidizado, ya sea burbujeante o circulante, teniendo en cuenta que usando el primero, la temperatura y presión no es tan alta, la inversión es menor, sin embargo se debe mejorar el sistema de limpieza. En la tabla 4.1 se muestra aproximadamente la composición del combustible gaseoso a partir de bagazo en un sistema de gasificación aplicado a una azucarera.

Al tener un combustible gaseoso a la salida del gasificador, y con la necesidad de mejorar los rendimientos de cogeneración de la planta azucarera, se utilizará un sistema de ciclo combinado, es decir se contará con una turbina de vapor y una de gas para la producción de energía eléctrica, mientras que las necesidades térmicas de la planta se mantendrán constantes. El diagrama de bloques completo de un sistema de

²⁸ Este apartado ha sido elaborado usando las referencias [1] y [25]

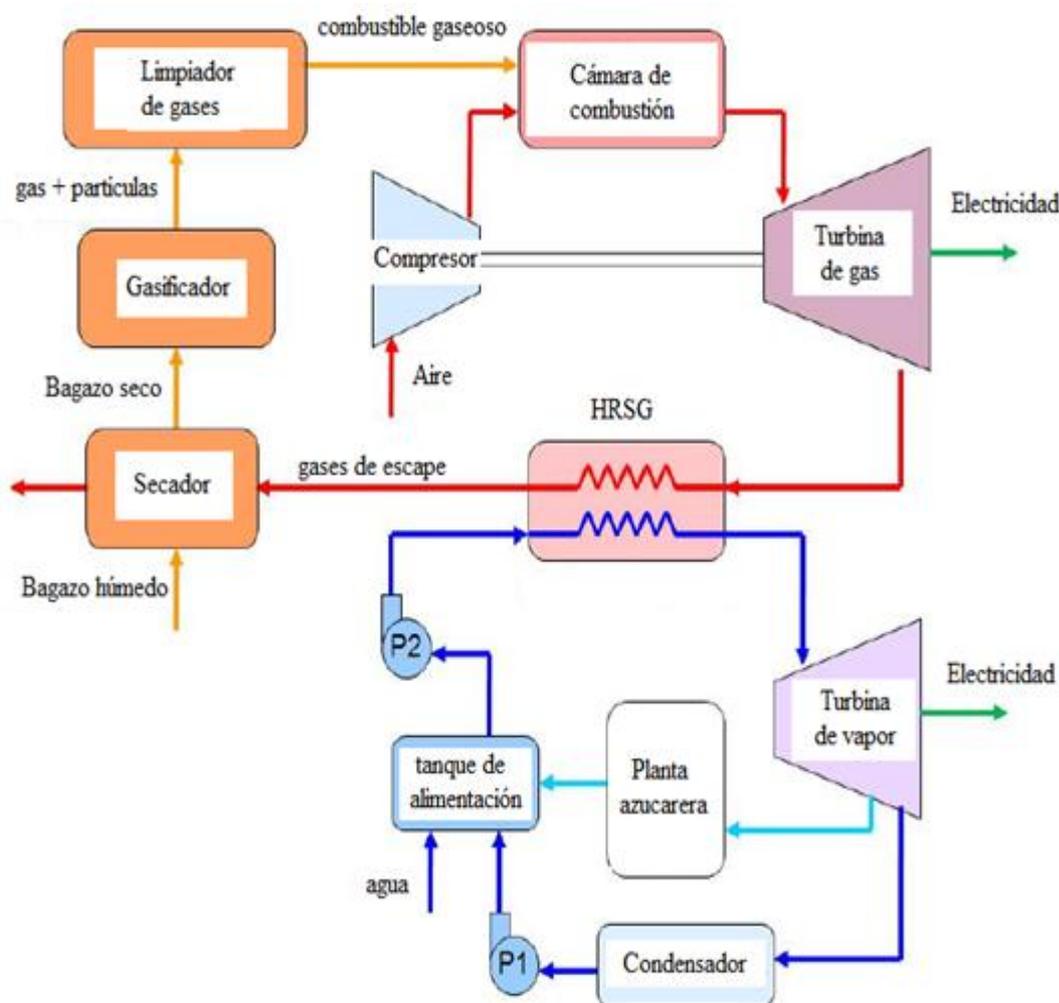
cogeneración con ciclo combinado y gasificación para un planta azucarera se muestra en la figura 4.4.

Tabla 4.1. Composición de combustible gaseoso producido con bagazo

Composición del gas	Porcentaje en volumen
Monóxido de carbono	15 – 20 %
Hidrógeno	15 – 20 %
Dióxido de carbono	8 – 12 %
Metano	1 – 5 %
Nitrógeno	45 – 50 %

Fuente: Deshmukh, Ranjit [1]

Figura 4.4. Diagrama de bloques de sistema de cogeneración con ciclo combinado



Fuente: Deshmukh, Ranjit [1]

El bagazo después de la molienda tiene aproximadamente 50% de contenido en humedad, el cual ingresa a un primer proceso de secado. A la salida del secador, se tiene

bagazo con un rango de humedad entre 15 y 25% de humedad, el cual es idóneo para ingresar al gasificador.

Luego del proceso de gasificación, que consiste en el secado completo del bagazo, pirólisis, oxidación y reducción, se tiene un combustible gaseoso con cenizas y partículas sólidas, el cual necesita ingresar al sistema de limpieza de gas, para eliminar dichos contaminantes.

El combustible gaseoso ingresa a la cámara de combustión, donde se mezcla con aire atmosférico para ser quemado a una determinada presión. Los productos de combustión ingresan a una turbina de gas, para generar potencia eléctrica mientras se expanden hasta la presión de salida.

Es importante mencionar que la temperatura a la salida de la turbina, debe ser lo suficientemente alta, para que pase a través de un “generador de vapor por recuperación de calor” (HRSG), de modo que proporcione el calor suficiente a la corriente de agua que ingresa a este intercambiador de calor para ser evaporada, es decir, el calor proporcionado debe ser el equivalente al que brindaba la caldera en un sistema de cogeneración con turbina de vapor.

Los gases de escape a la salida del HRSG, a una menor temperatura pueden servir también para evaporar el contenido de humedad del bagazo al interior del secador y ser expulsados a la atmósfera con un impacto ambiental menor, ya que la temperatura es menor, reduciendo la contaminación térmica.

En cuanto a la parte inferior del sistema, que le corresponde al ciclo de vapor, el orden de los procesos y dispositivos es similar al que se describió en el capítulo 3, con la diferencia que la caldera fue reemplazada por el HRSG, que se constituye en el dispositivo que une los sistemas de gas y vapor.

El sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación presenta grandes mejoras respecto a un sistema simple. A pesar de requerir una mayor inversión, la electricidad producida en total aumenta considerablemente, ya que la potencia producida por la turbina de gas puede desarrollar hasta el doble de potencia que la turbina de vapor, debido a los rangos de temperatura en que trabaja cada una, por ejemplo, la primera opera a más de 1000°C, mientras que la segunda alrededor de los 450°C.

Con todo lo expuesto, se puede concluir que la alternativa descrita es muy factible, aunque no sea una tecnología muy aplicada, debido a la poca difusión de la gasificación, como a un elevado costo de inversión para los nuevos dispositivos. En el siguiente capítulo se desarrollará el análisis energético completo del sistema para comprobar cuantitativamente cuánto es la mejora respecto a un sistema convencional que usa normalmente una planta azucarera.

También se debe indicar que es mejor planificar desde el inicio de una planta un sistema de cogeneración con ciclo combinado, que modificar uno simple que trabaja previamente con turbina de vapor a uno combinado, ya que se tiene que dejar de lado la caldera, y muchas veces las dimensiones y características de los dispositivos del ciclo inferior varían, debido a que un sistema de gasificación requiere equipos menores que uno de combustión directa.

4.4. Alternativas adicionales para cogenerar y gasificar²⁹

En la sección anterior se describió las ventajas que tiene un ciclo combinado con gasificación aplicado a una planta azucarera, así como los componentes básicos para su implementación. Sin embargo, estas ideas estaban orientadas al planeamiento o diseño de una planta que va a empezar a operar. Dada esta circunstancia y conociendo que la mayoría de azucareras, especialmente en nuestro país, operan con un ciclo de vapor; resultaría bastante complicado hacer el cambio a un sistema con ciclo combinado, debido a la cantidad y precio de los nuevos equipos, así como el dejar de lado la caldera para reemplazarla por un HRSG.

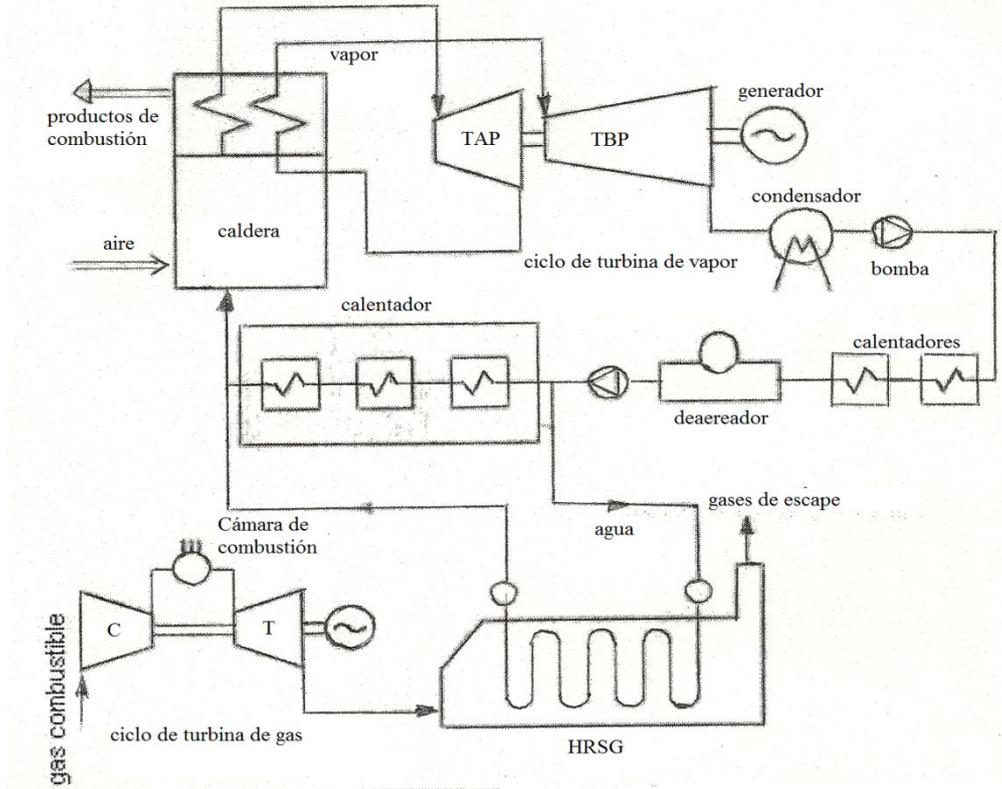
Esta posibilidad de cambio que se plantea, no es del todo convincente para los dueños o inversores de una planta, porque no se puede dejar de utilizar una caldera que ha tenido su propio costo, para instalar una serie de dispositivos que completen el ciclo combinado. Ante esta situación, se buscan alternativas que permitan contar con las ventajas de la gasificación y el ciclo combinado, sin necesidad de dejar de lado a la caldera inicial. A estas técnicas se les denomina sistemas de repotenciación, entre las cuales se tiene:

El precalentamiento de agua de alimentación, sistema que se muestra esquematizado en la figura 4.5, tiene la particularidad de usar un HRSG pequeño con la finalidad de elevar la temperatura del agua de alimentación antes del ingreso a la caldera, pudiendo llegar a reemplazar a los calentadores. En esta configuración la producción de bagazo se reparte entre lo que ingresa al gasificador y lo que ingresa a la caldera, la cual sigue siendo la principal fuente de calor y donde la repartición depende de las capacidades de los dispositivos.

Un segundo caso se puede encontrar, usando un HRSG de mayor capacidad, que no sólo se dedique a calentar agua, sino a evaporarla y convertirla en vapor que puede ingresar a las turbinas, especialmente la de baja presión, compartiendo junto a la caldera la demanda de energía térmica de la planta. El esquema de esta configuración se aprecia en la figura 4.6.

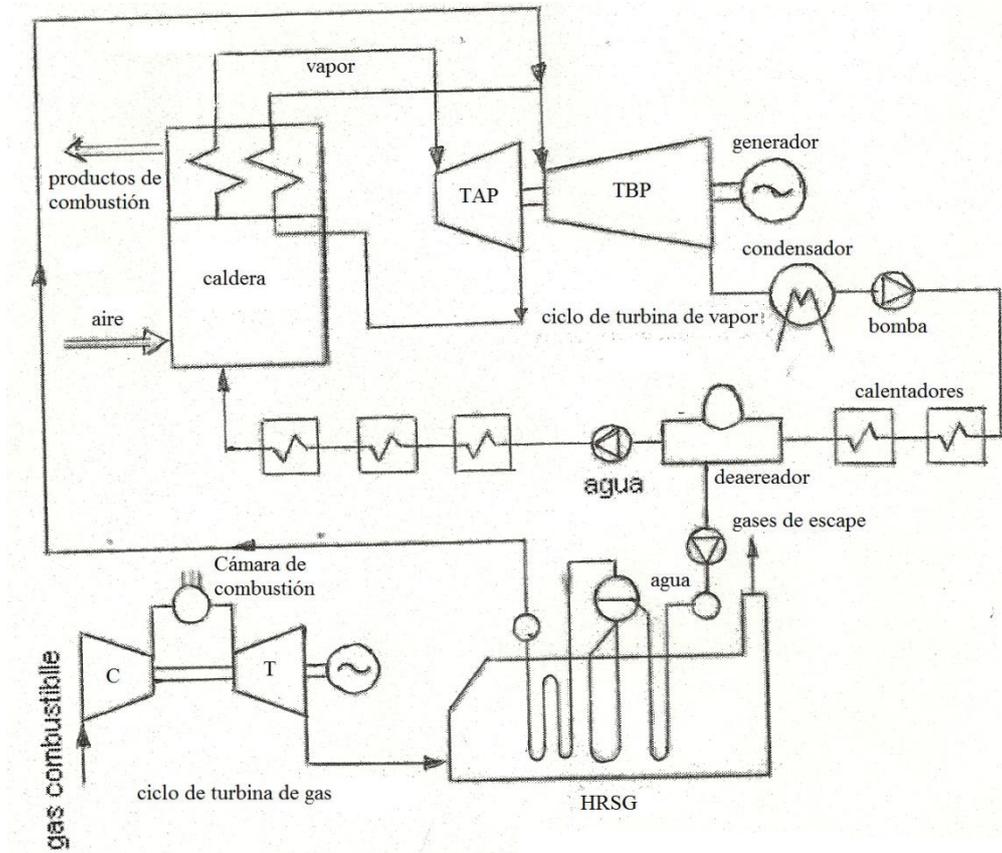
²⁹ Este apartado ha sido elaborado usando las referencias [1], [24] y [25]

Figura 4.5. Repotenciación con precalentamiento de agua de alimentación



Fuente: Giovanni Lozza [24]

Figura 4.6. Repotenciación con generación de vapor de baja presión

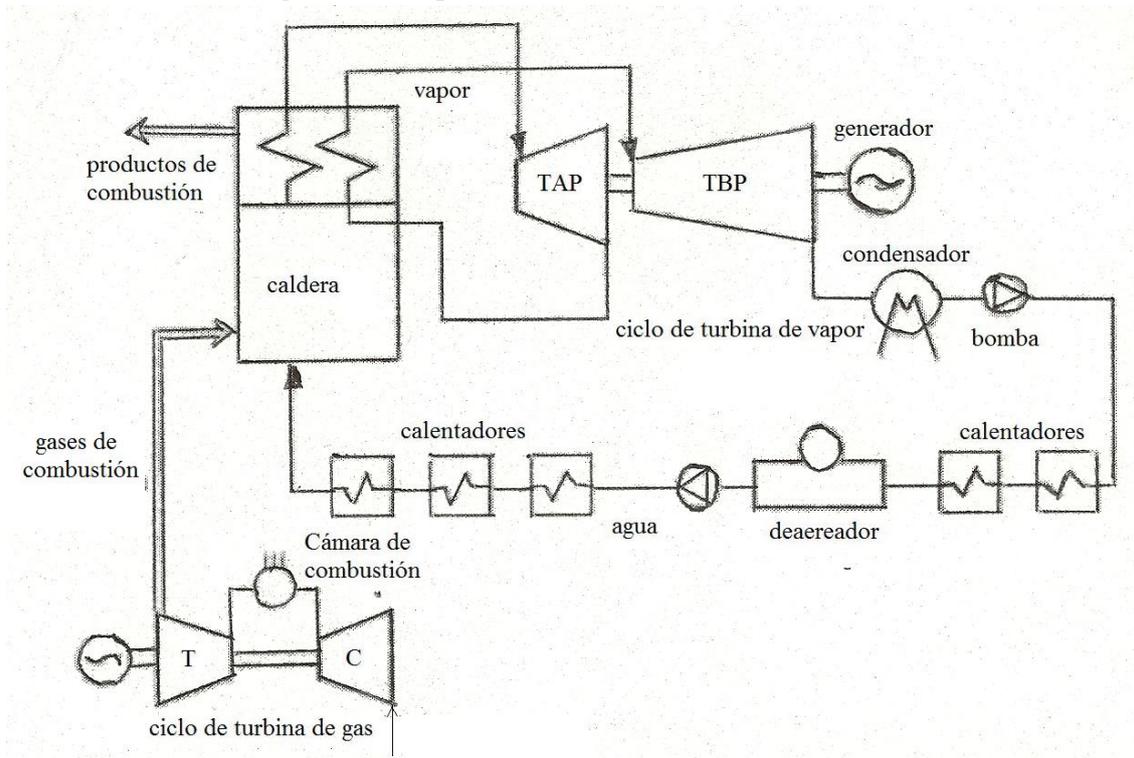


Fuente: Giovanni Lozza [24]

En este último esquema, la producción de bagazo también se tiene que dividir entre lo que ingresa a la caldera y lo que ingresará al gasificador. Su ventaja y diferencia respecto al primero es que el gasificador cobra mayor importancia, al ser de mayor capacidad y condiciones, porque puede trabajar con un flujo másico mayor que implicaría un aumento del trabajo producido por la turbina de gas.

Un tercer caso o esquema se muestra en la figura 4.7, que consiste en usar a la misma caldera como un HRSG, es decir los productos de combustión a la salida de la turbina de gas ingresan a la caldera como oxidante, en reemplazo de aire.

Figura 4.7. Repotenciación con doble combustión



Fuente: Giovanni Lozza [24]

Es conveniente indicar que en esta configuración también se tiene que dividir el flujo de bagazo, tanto para la caldera como para el gasificador. A simple vista puede que parezca un ahorro el no tener que contar con un HRSG e implementar directamente la caldera, sin embargo esto crea inconvenientes como disminución de la eficiencia térmica como de cogeneración y un deterioro mayor de la caldera, que no estaba diseñada para esa forma de trabajo.

A partir de los esquemas discutidos, se puede concluir que el más adecuado para utilizarse es el segundo, porque cuenta con un sistema de gasificación mediano y produce un trabajo neto considerable en la turbina de gas. Es bueno indicarlo, porque en el siguiente capítulo también se mostrarán algunos resultados usando esta configuración.

Capítulo V

Análisis energético de un sistema de cogeneración con gasificación y ciclo combinado

5.1. Puntos característicos del sistema

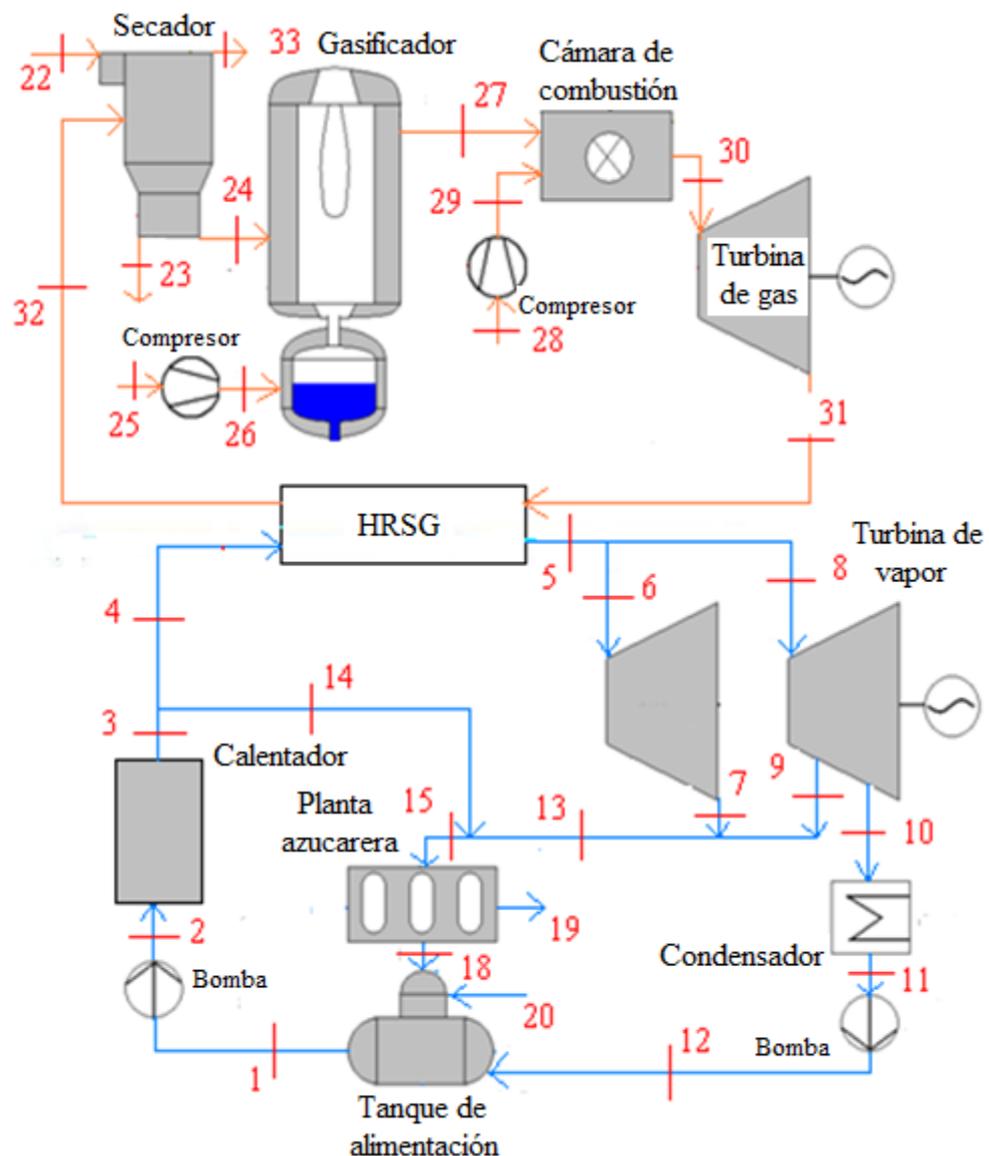
Para estudiar el sistema de gasificación del bagazo en un ciclo combinado, se requiere de componentes similares a los descritos en el capítulo 3 para la turbina de vapor, a excepción de la caldera que se reemplaza por todos los componentes que acompañan a la turbina de gas.

Los puntos característicos del 1 al 20 son iguales a los mencionados en la tabla 3.1, por lo que se describirá los puntos correspondientes al ciclo de gas:

- Por el punto 22, ingresa el bagazo molido y húmedo al secador para reducir su porcentaje de humedad y tener como salidas al punto 23 y 24, que corresponden al agua y bagazo, respectivamente.
- Entre los puntos 25 y 26, se tiene un compresor de aire, que incrementa la presión del aire atmosférico hasta la presión del gasificador.
- El bagazo ingresa al gasificador por el punto 24 y sale convertido en combustible gaseoso por el punto 27, luego de pasar por los procesos de pirólisis y reducción. En el punto 27 se asume que el bagazo gaseoso ya no contiene restos de cenizas y residuos sólidos, ya que fueron eliminados dentro del gasificador, por un limpiador de gases.
- Entre los puntos 28 y 29, se tiene otro compresor de aire, que eleva la presión del aire atmosférico hasta la presión de la cámara de combustión del turbogruppo.

- El punto 30 representa la salida de los productos de combustión de la cámara, luego que ha reaccionado el combustible gaseoso de la corriente 27 con el aire atmosférico de la corriente 29.
- Entre los puntos 30 y 31, se presenta la turbina de gas, que genera trabajo y/o energía eléctrica, disminuyendo la presión y temperatura de los productos de combustión.
- Hasta este momento, se tienen productos de combustión en el punto 31 a ciertos valores de presión y temperatura, los cuales deben ser lo suficiente como para ceder el calor que entregaba la caldera en un ciclo simple con turbina de vapor. En la figura 5.1 se puede apreciar ambos sistemas acoplados.

Figura 5.1. Puntos característicos del sistema de gasificación



Fuente: Elaboración propia

- Los gases en el punto 31 ingresan a un generador de vapor por recuperación de calor (HRSG) para entregar a la corriente 4-5 el calor necesario para que el agua proveniente del punto 4 se evapore y continúe el ciclo de vapor, a partir del punto 5. Dada estas circunstancias en el punto 32 se tendrán los mismos productos de combustión pero a una temperatura y presión menor.
- Los gases en el punto 32, antes de ser expulsados a la atmósfera, ingresan al secador descrito al inicio, con el propósito de evaporar el agua del bagazo húmedo.
- En el punto 33, los productos de combustión son expulsados a la atmósfera a una temperatura ligeramente mayor a la del trabajo del secador.

En la tabla 5.1³⁰ se presenta un resumen de los puntos característicos tanto del sistema de turbina de gas como el de vapor.

Tabla 5.1. Descripción de los puntos característicos

Punto	Descripción
1	Agua de ingreso a la bomba, extraída del alimentador
2	Agua a la salida de la bomba e ingreso al calentador
3	Agua de salida del calentador
4	Agua que ingresa al HRSG
5	Vapor a la salida del HRSG
6	Vapor de ingreso a la turbina mecánica
7	Vapor de salida a baja presión de la turbina mecánica
8	Vapor de ingreso a la turbina de generación
9	Vapor de salida a baja presión de la turbina de generación
10	Vapor de salida de turbina de generación para condensar
11	Agua condensada
12	Agua llevada por bomba al tanque de alimentación
13	Mezcla de vapor a baja presión
14	Corriente de agua extraída de la salida del calentador
15	Vapor requerido por la planta azucarera
18	Agua condensada en los procesos de azúcar y etanol
19	Pérdida de vapor y agua en la planta azucarera
20	Agua de reposición al tanque
22	Ingreso de bagazo molido y húmedo
23	Agua extraída del bagazo en el secador

³⁰ No se consideran los puntos 16 y 17 del calentador porque no influyen en el sistema de gas, ni el punto 21 ya que no se cuenta con caldera.

Punto	Descripción
24	Bagazo seco
25	Aire atmosférico a la entrada del compresor I
26	Aire a presión alta de ingreso al gasificador
27	Combustible gaseoso a la salida del gasificador
28	Aire atmosférico a la entrada del compresor II
29	Aire a presión alta de ingreso a la cámara de combustión
30	Productos de combustión que ingresan a la turbina de gas
31	Productos de combustión que ingresan al HRSG
32	Productos de combustión de ingreso al secador
33	Productos de combustión expulsados a la atmósfera

Fuente: Elaboración propia

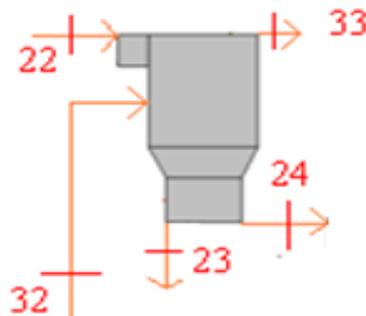
5.2. Análisis energético

Para el análisis de los componentes de todo el sistema de cogeneración con gasificación, se utilizarán las fórmulas 3.1, 3.2 y 3.3 que corresponden a las ecuaciones de la conservación de masa y energía.

Además se utilizarán fracciones de masa x_i y fracciones molares \tilde{x}_i , según convenga en cada componente.

a) Secador

Figura 5.2. Secador



Fuente: Elaboración propia

Aplicando el balance de masa para el esquema mostrado en la figura 5.2:

$$\text{Para la corriente de gases: } \dot{m}_{32} = \dot{m}_{33}$$

Para la corriente de bagazo:

$$\text{bagazo seco: } \dot{m}_{bs22} = \dot{m}_{bs24}$$

$$\text{agua: } \dot{m}_{a22} = \dot{m}_{a24} + \dot{m}_{23}$$

Definiendo a w_b como el contenido de humedad en el bagazo y a m_{ab} como la masa de agua contenida en el bagazo, se tiene:

$$w_b = \frac{m_{ab}}{m_{total}} = \frac{m_{ab}}{m_{ab} + m_{bs}}$$

$$m_{ab} = \frac{m_{bs} \cdot w_b}{1 - w_b}$$

Reemplazando esta última equivalencia en el balance de masa, se pueden hallar los flujos en los puntos 23 y 24, a partir de una humedad asignada para la salida del secador:

$$\dot{m}_{a22} = \dot{m}_{a24} + \dot{m}_{23}$$

$$\frac{\dot{m}_{bs22} \cdot w_{b22}}{1 - w_{b22}} = \frac{\dot{m}_{bs24} \cdot w_{b24}}{1 - w_{b24}} + \dot{m}_{23}$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{bs22} \left(\frac{w_{b22}}{1 - w_{b22}} - \frac{w_{b24}}{1 - w_{b24}} \right) \quad [\text{kg agua/s}]$$

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{a24} + \dot{m}_{bs24} \quad [\text{kg bagazo/s}]$$

Para el balance de energía en el secador, se requiere conocer las propiedades y flujos másicos en el punto 32, sin embargo, por el momento no se cuenta con estos datos ya que primero se deben analizar el resto de componentes. Este problema hace que el sistema tenga un carácter iterativo, ya que a partir de datos del sistema se debe poder satisfacer la demanda de calor en el HRSG, así como la humedad de salida en el secador. Con esta aclaración, se planteará la conservación de la energía en el secador al final de todo el análisis.

b) Compresor de aire I

Por el punto 25, ingresa aire atmosférico, es decir, aire seco más vapor de agua, por lo que se considerará que tiene una humedad relativa ϕ_{25} . Además, se asume que el fluido de trabajo es una mezcla no reactiva de aire-vapor; y que la compresión es adiabática y tiene una eficiencia isentrópica η_{sI} .

La presión de saturación en 25 se determina usando³¹: $p_s = 10^{\left(5.76 - \frac{2147}{T+273}\right)}$, con la que se halla la humedad específica: $w_{25} = \frac{0.622\phi_{25} \cdot p_{s25}}{p_{25} - \phi_{25} \cdot p_{s25}} \left[\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}} \right]$.

³¹ Fórmula extraída de la referencia [1].

Definiendo las fracciones de masa para el aire ingresado, considerando la sigla “as” en referencia al aire seco:

$$x_{as} = \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{as} + \dot{m}_{H_2O}} = \frac{1}{1 + w_{25}}$$

$$x_{H_2O} = 1 - x_{as} = w_{25} \cdot x_{as}$$

Se hallan el calor específico a presión constante y la relación de calores específicos, considerando al aire como mezcla no reactiva:

$$c_{p25} = x_{as} \cdot c_{pas} + x_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$$

$$k_{25} = x_{as} \cdot k_{as} + x_{H_2O} \cdot k_{H_2O}$$

Considerando las presiones límites del compresor, así como la temperatura en el punto 25, se plantea:

$$T_{26s} = T_{25} \left(\frac{p_{26}}{p_{25}} \right)^{\frac{k_{25}-1}{k_{25}}} \quad [\text{K}]$$

$$T_{26} = T_{25} + \left(\frac{T_{26s} - T_{25}}{\eta_{sl}} \right) \quad [\text{K}]$$

Aproximando el trabajo del compresor, así como las entalpías en los puntos:

$$h_{25} = x_{as} \cdot h_{as}(T_{25}) + x_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{25}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aire}} \right]$$

$$\left| \dot{w}_{cl} \right| = c_{p25} (T_{26} - T_{25}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aire}} \right]$$

$$h_{26} = h_{25} + \left| \dot{w}_{cl} \right| \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aire}} \right]$$

El aire comprimido en el punto 26, tiene las siguientes propiedades:

$$p_{s26} = 10^{\left(5.76 - \frac{2147}{T_{26}[\text{K}]} \right)} \quad [\text{bar}]$$

$$w_{26} = w_{25} \quad \left[\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} \right]$$

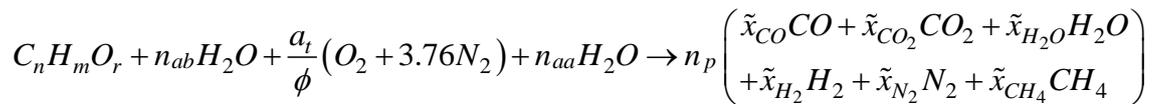
$$\phi_{26} = \frac{w_{26} \cdot p_{26}}{(0.622 + w_{26}) p_{s26}}$$

c) Gasificador

Para el análisis del gasificador, se tomará en cuenta lo siguiente:

- Se asumirá que el bagazo seco tiene la siguiente composición para las reacciones químicas que se llevarán a cabo en el gasificador: $C_nH_mO_r$ ³², donde n, m y r se hallan experimentalmente y toman los valores de 3.73, 6.3 y 2.98, respectivamente.
- Se realizará un análisis molar dentro del gasificador, ya que las propiedades de la entalpía y entropía que se usarán vienen dadas por unidad de mol para cada uno de los compuestos según los polinomios que se presentan en el anexo E.
- Se considerará que la composición del combustible gaseoso viene determinada por CO, CO₂, H₂O, H₂, N₂ y CH₄.

Planteando la reacción química del gasificador:



Donde:

a_t : cantidad teórica de aire para combustión estequiométrica

ϕ : relación de equivalencia

n_{ab} : moles de agua en el bagazo

n_{aa} : moles de agua en el aire

n_p : moles de combustible gaseoso

Se definen algunas relaciones para éstos últimos parámetros, a partir de los resultados del secador y compresor:

$$a_t = n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}$$

$$n_{ab} = \frac{w_{b24}}{1 - w_{b24}} \left(\frac{M_{bagazo}}{M_{H_2O}} \right) \left[\frac{\text{kmol de H}_2\text{O}}{\text{kmol de bagazo seco}} \right]$$

$$n_{aa} = \left(\frac{0.622\phi_{26}P_{s26}}{P_{26} - \phi_{26}P_{s26}} \right) \left(4.76 \frac{a_t}{\phi} \right) \left(\frac{M_{aire}}{M_{H_2O}} \right) \left[\frac{\text{kmol de H}_2\text{O en el aire}}{\text{kmol de bagazo seco}} \right]$$

³² Fórmula extraída de la referencia [1]

Hasta este punto, se cuenta con todos los datos para los reactivos, mientras que en el lado de los productos se tiene 7 incógnitas: n_p , \tilde{x}_{CO} , \tilde{x}_{CO_2} , \tilde{x}_{H_2O} , \tilde{x}_{H_2} , \tilde{x}_{N_2} y \tilde{x}_{CH_4} .

Aplicando balance de masa, para cada uno de los elementos, se tiene:

$$C: n = n_p (\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{CH_4}) \quad \dots(i)$$

$$H: m + 2n_{ab} + 2n_{aa} = n_p (2\tilde{x}_{H_2O} + 2\tilde{x}_{H_2} + 4\tilde{x}_{CH_4}) \quad \dots(ii)$$

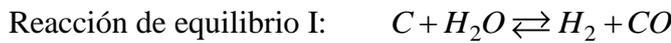
$$O: r + n_{ab} + 2\frac{a_t}{\phi} + n_{aa} = n_p (\tilde{x}_{CO} + 2\tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{H_2O}) \quad \dots(iii)$$

$$N: 3.76(2)\frac{a_t}{\phi} = n_p (2\tilde{x}_{N_2}) \quad \dots(iv)$$

Las fracciones molares en los productos cumplen:

$$\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{H_2O} + \tilde{x}_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} + \tilde{x}_{CH_4} = 1 \quad \dots(v)$$

Con las ecuaciones anteriores es insuficiente determinar la composición de los productos, por lo que se necesita encontrar 2 ecuaciones adicionales que resultan del equilibrio químico de las reacciones indicadas en el capítulo anterior.



Para plantear las ecuaciones de equilibrio, cada una de las constantes de equilibrio K_p se determinan usando el cambio en la energía de Gibbs $\Delta\tilde{G}$:

$$K_p(T) = \sum_{prod} \nu_i \cdot \Delta\tilde{G}_i(T) - \sum_{react} \nu_i \cdot \Delta\tilde{G}_i(T)$$

donde $\Delta\tilde{G}_i(T) = \tilde{h}_i(T) - T \cdot \tilde{s}_i(T)$ y

ν_i el coeficiente estequiométrico

Definiendo las ecuaciones de equilibrio:

$$K_{p1} = \frac{\tilde{x}_{CO} \cdot \tilde{x}_{H_2}}{\tilde{x}_{H_2O}} (p_{27})^{1+1-1-0} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{27}}} \quad \dots(vi)$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{H_2}(T_{27}) + \tilde{G}_{CO}(T_{27}) - \tilde{G}_C(T_{27}) - \tilde{G}_{H_2O}(T_{27})$$

$$K_{p2} = \frac{(\tilde{x}_{CO})^2}{\tilde{x}_{CO_2}} (p_{27})^{2-1-0} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{27}}} \quad \dots(\text{vii})$$

$$\Delta\tilde{G} = 2\tilde{G}_{CO}(T_{27}) - \tilde{G}_C(T_{27}) - \tilde{G}_{CO_2}(T_{27})$$

Observando las ecuaciones (vi) y (vii), se puede notar que las constantes de equilibrio dependen de la temperatura, por lo que será necesario determinar la temperatura de trabajo del gasificador, la cual se puede obtener a partir de la ecuación de la conservación de energía para un proceso reactivo, sin embargo esta ecuación también depende de las 7 variables iniciales, lo que da un carácter iterativo al análisis del gasificador.

$$\begin{aligned} \tilde{q} &= \sum n_p \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_p - \sum n_r \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_r \\ \tilde{q} &= n_p \left[\begin{aligned} &\tilde{x}_{CO} \left(h_f^0 + h(T_{27}) - h^0 \right)_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} \left(h_f^0 + h(T_{27}) - h^0 \right)_{CO_2} + \\ &\tilde{x}_{H_2O} \left(h_f^0 + h(T_{27}) - h^0 \right)_{H_2O} + \tilde{x}_{H_2} \left(h_f^0 + h(T_{27}) - h^0 \right)_{H_2} + \\ &\tilde{x}_{N_2} \left(h_f^0 + h(T_{27}) - h^0 \right)_{N_2} + \tilde{x}_{CH_4} \left(h_f^0 + h(T_{27}) - h^0 \right)_{CH_4} \end{aligned} \right] \\ &\quad - n_{ab} \left(h_f^0 + h(T_{24}) - \bar{h}^{\ominus} \right)_{H_2O} - \left(\bar{h}_f^{\ominus} + \bar{h}(T_{24}) - \bar{h}^{\ominus} \right)_{C_nH_mO_r} - \\ &\quad \frac{a_t}{\phi} \left(\bar{h}_f^{\ominus} + \bar{h}(T_{26}) - \bar{h}^{\ominus} \right)_{O_2} - 3.76 \frac{a_t}{\phi} \left(\bar{h}_f^{\ominus} + \bar{h}(T_{26}) - \bar{h}^{\ominus} \right)_{N_2} - \\ &\quad \bar{n}_{aa} \left(\bar{h}_f^{\ominus} + \bar{h}(T_{26}) - \bar{h}^{\ominus} \right)_{H_2O} \quad (\text{viii}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol bagazo seco}} \right] \end{aligned}$$

Idealmente, el calor rechazado en el gasificador debería ser cero, sin embargo para el análisis se asumirá una eficiencia del gasificador η_{gsf} para simplificar la expresión. Además para las entalpías, se trabajará con los polinomios indicados en el anexo E.

$$h(T) - h^0 = h_i(T) - h_i(298) = h_i \Big|_{298}^T \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right]$$

donde:

$$h_i = \tilde{R}T \left(a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2} T + \frac{a_{i3}}{3} T^2 + \frac{a_{i4}}{4} T^3 + \frac{a_{i5}}{5} T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \right)$$

También se debe tener en cuenta que las entalpías de formación h_f^0 para elementos en su estado estable es cero, a la temperatura de 298 K y presión igual a 1 atmósfera.

Con esto último, se puede escribir la ecuación (viii) de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 (\eta_{gsf}) n_p & \left[\begin{aligned} & \tilde{x}_{CO} \left(h_f^0 + h_{CO} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) + \tilde{x}_{CO_2} \left(h_f^0 + h_{CO_2} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) + \tilde{x}_{H_2O} \left(h_f^0 + h_{H_2O} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) \\ & + \tilde{x}_{H_2} \left(h_{H_2} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) + \tilde{x}_{N_2} \left(h_{N_2} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) + \tilde{x}_{CH_4} \left(h_f^0 + h_{CH_4} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) \end{aligned} \right] \\
 & - n_{ab} \left(h_f^0 + h_{H_2O} \Big|_{298}^{T_{24}} \right) - \left(h_f^0 + h_{C_nH_mO_r} \Big|_{298}^{T_{24}} \right) - \frac{a_t}{\phi} \left(\overline{h_{O_2}} \Big|_{298}^{T_{26}} \right) - 3.76 \frac{a_t}{\phi} \left(\overline{h_{N_2}} \Big|_{298}^{T_{26}} \right) \\
 & - \overline{n_{aa}} \left(\overline{h_f} + \overline{h_{H_2O}} \Big|_{298}^{T_{26}} \right)_{H_2O} = 0 \quad \text{(viii)} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol bagazo seco}} \right]
 \end{aligned}$$

Para determinar todos los parámetros en el gasificador, el cual trabaja a una presión p_{27} que se supone conocida, se debe resolver las ecuaciones de (i) a (viii) usando el método numérico de Newton-Raphson para sistemas y ecuaciones no lineales del siguiente modo:

- Se escoge un valor inicial de temperatura del gasificador $T_{27}^{(0)}$, la cual le da un valor exacto a las constantes de equilibrio k_{p1} y k_{p2} de las ecuaciones (vi) y (vii), respectivamente.
- Con esta idea se resuelve el sistema de 7 ecuaciones no lineales (i) al (vii) mediante Newton-Raphson.
- Con los valores hallados, la ecuación (viii) se convierte en una ecuación no lineal que sólo depende de T_{27} , por lo que puede resolverse por otro Newton Raphson simple, que estima un nuevo valor de temperatura $T_{27}^{(1)}$.
- Con la nueva temperatura, repito los 3 pasos anteriores hasta que converjan en conjunto los dos sistemas, es decir, hasta que $\left| T_{27}^{(i+1)} - T_{27}^{(i)} \right|$ sea menor que el error establecido.

Toda la lógica descrita anteriormente, ha sido programada en MATLAB para su resolución, la cual se presenta en el anexo F bajo el nombre del archivo m-file: “*gasific*”.

Para culminar con dicho componente, se debe especificar que todo este análisis es referido a 1 kmol de bagazo seco que ingresa al gasificador, por lo que se requiere conocer cuántas moles de bagazo seco ingresan al gasificador para determinar los flujos másicos en los puntos 26 y 27.

$$\begin{aligned} \dot{n}_{bag24} &= \frac{\dot{m}_{24}}{M_{C_nH_mO_r}} \left[\frac{\text{kmol bagazo seco}}{s} \right] \\ \dot{n}_{aire26} &= 4.76 \frac{a_t}{\phi} \dot{n}_{bag24} \left[\frac{\text{kmol aire}}{s} \right] \\ \dot{n}_{H_2O26} &= n_{aa} \cdot \dot{n}_{bag24} \left[\frac{\text{kmol } H_2O}{s} \right] \\ \dot{m}_{26} &= \dot{n}_{aire26} \cdot M_{aire} + \dot{n}_{H_2O26} \cdot M_{H_2O} \left[\frac{\text{kg aire}}{s} \right] \\ \dot{m}_{27} &= \dot{n}_{bag24} \cdot n_p \left[\begin{aligned} &\tilde{x}_{CO} \cdot M_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + \tilde{x}_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \\ &+ \tilde{x}_{H_2} \cdot M_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} \cdot M_{N_2} + \tilde{x}_{CH_4} \cdot M_{CH_4} \end{aligned} \right] \\ &= \dot{m}_{24} + \dot{m}_{26} \left[\frac{\text{kg combustible}}{s} \right] \end{aligned}$$

d) Compresor de aire II

El análisis del segundo compresor de aire, es similar al primero en cuanto a expresiones, pero con la diferencia de que el flujo másico será mucho mayor porque la cámara de combustión trabaja con exceso de aire.

Por el punto 28, ingresa aire seco más vapor de agua, por lo se tiene una humedad relativa ϕ_{28} . Se asumirá el compresor como adiabático y con un rendimiento isentrópico η_{sII} .

Al igual que en el compresor I, se determina la presión de saturación, la humedad específica, las fracciones molares y calor específico a presión constante:

$$\begin{aligned} p_{s28} &= 10^{\left(\frac{5.76 - \frac{2147}{T_{28}(\text{°C}) + 273}}{1} \right)} \quad [\text{bar}] \\ w_{28} &= \frac{0.622 \phi_{28} \cdot p_{s28}}{p_{28} - \phi_{28} \cdot p_{s28}} \left[\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}} \right] \\ x_{aire} &= \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{H_2O}} = \frac{1}{1 + w_{28}} \\ x_{H_2O} &= 1 - x_{as} = w_{28} \cdot x_{as} \end{aligned}$$

$$c_{p28} = x_{as} \cdot c_{p_{as}} + x_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$$

$$k_{28} = x_{as} \cdot k_{as} + x_{H_2O} \cdot k_{H_2O}$$

Teniendo en cuenta las presiones a las que trabaja el compresor, se pueden determinar los siguientes parámetros en el punto 29:

$$T_{29s} = T_{28} \left(\frac{p_{29}}{p_{28}} \right)^{\frac{k_{28}-1}{k_{28}}} \quad [\text{K}]$$

$$T_{29} = T_{28} + \left(\frac{T_{29s} - T_{28}}{\eta_{sII}} \right) \quad [\text{K}]$$

$$h_{28} = x_{as} \cdot h_{as}(T_{28}) + x_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{28}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aire}} \right]$$

$$\left| \dot{w}_{cII} \right| = c_{p28} (T_{29} - T_{28}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aire}} \right]$$

$$h_{29} = h_{28} + \left| \dot{w}_{cII} \right| \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aire}} \right]$$

El aire comprimido en el punto 29, tiene las siguientes propiedades:

$$p_{s29} = 10^{\left(5.76 - \frac{2147}{T_{29}[\text{K}]} \right)} \quad [\text{bar}]$$

$$w_{29} = w_{28} \quad \left[\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} \right]$$

$$\phi_{29} = \frac{w_{29} \cdot p_{29}}{(0.622 + w_{29}) p_{s29}}$$

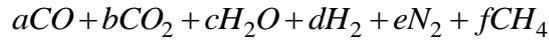
e) Cámara de combustión³³

Para el análisis de la reacción química dentro de la cámara de combustión se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Se realizará un análisis molar dentro de la cámara, al igual que el gasificador.
- El combustible que será quemado es el resultado del gasificador en el punto 27, que reacciona con el aire que proporciona el compresor II.
- Se considera que la composición de los productos de combustión viene determinada por CO, CO₂, O₂, H₂O, H₂, N₂, NO y OH.

³³ Este apartado ha sido elaborado usando la referencia [26]

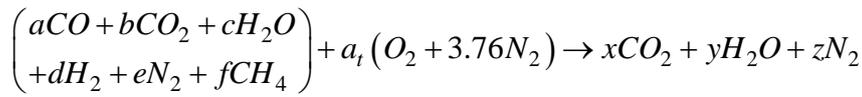
Para plantear la ecuación química que representa la reacción en la cámara, el combustible gaseoso a la salida del gasificador se escribirá como:



Donde:

$$\begin{aligned} a &= n_p \cdot \tilde{x}_{CO} \quad [\text{moles de CO/moles de bagazo seco}] \\ b &= n_p \cdot \tilde{x}_{CO_2} \quad [\text{moles de CO}_2/\text{moles de bagazo seco}] \\ c &= n_p \cdot \tilde{x}_{H_2O} \quad [\text{moles de H}_2\text{O/moles de bagazo seco}] \\ d &= n_p \cdot \tilde{x}_{H_2} \quad [\text{moles de H}_2/\text{moles de bagazo seco}] \\ e &= n_p \cdot \tilde{x}_{N_2} \quad [\text{moles de N}_2/\text{moles de bagazo seco}] \\ f &= \widetilde{n_p} \cdot \tilde{x}_{CH_4} \quad [\text{moles de CH}_4/\text{moles de bagazo seco}] \end{aligned}$$

También se debe conocer la cantidad de aire teórico para quemar completamente al combustible gaseoso, así como su poder calorífico:



$$C: a + b + f = x$$

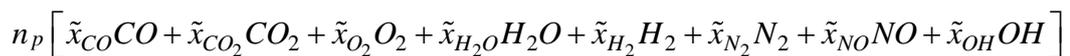
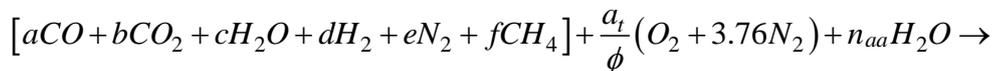
$$H: 2c + 2d + 4f = 2y$$

$$O: a + 2b + c + 2a_t = 2x + y \quad \rightarrow a_t = \frac{a + d + 4f}{2}$$

$$PCI = \sum n_p \left(h_f^0 \right)_p - \sum n_r \left(h_f^0 \right)_r \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol bagazo seco}} \right]$$

$$PCI = (a + b + f) h_{fCO_2}^0 + (c + d + 2f) h_{fH_2O}^0 - a \left(\overline{h_{fCO}} \right) - b \left(\overline{h_{fCO_2}} \right) - c \left(\overline{h_{fH_2O}} \right) - f \left(\overline{h_{fCH_4}} \right)$$

Con estas aclaraciones, escribimos la ecuación química:



Los parámetros son similares al gasificador, por lo que las fórmulas para a_t , ϕ y n_{aa} son las mismas. Aplicando la ecuación de balance de masa para los elementos se tiene:

$$C: a + b + f = n_p (\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2}) \quad \dots(i)$$

$$H: 2c + 2d + 4f + 2n_{aa} = n_p (2\tilde{x}_{H_2O} + 2\tilde{x}_{H_2} + \tilde{x}_{OH}) \quad \dots(\text{ii})$$

$$O: a + 2b + c + 2\frac{a_t}{\phi} + n_{aa} = n_p (\tilde{x}_{CO} + 2\tilde{x}_{CO_2} + 2\tilde{x}_{O_2} + \tilde{x}_{H_2O} + \tilde{x}_{NO} + \tilde{x}_{OH}) \quad \dots(\text{iii})$$

$$N: 2e + 3.76(2)\frac{a_t}{\phi} = n_p (2\tilde{x}_{N_2} + \tilde{x}_{NO}) \quad \dots(\text{iv})$$

Para las fracciones molares de los productos de combustión se cumple:

$$\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{O_2} + \tilde{x}_{H_2O} + \tilde{x}_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} + \tilde{x}_{NO} + \tilde{x}_{OH} = 1 \quad \dots(\text{v})$$

De forma similar al gasificador, no se cuenta con las expresiones suficientes como para conocer la composición de los productos de combustión, ya que se tiene 5 ecuaciones para 9 incógnitas \tilde{x}_{CO} , \tilde{x}_{CO_2} , \tilde{x}_{O_2} , \tilde{x}_{H_2O} , \tilde{x}_{H_2} , \tilde{x}_{N_2} , \tilde{x}_{NO} , \tilde{x}_{OH} y n_p , por lo que se tiene que establecer 4 condiciones de equilibrio, cada una con su respectiva constante calculada mediante el cambio en la energía de Gibbs.

Reacción de equilibrio I:

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$$

$$K_{p1} = \frac{\tilde{x}_{CO_2}}{\tilde{x}_{CO} \cdot \tilde{x}_{O_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-1-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{RT_{30}}} \quad \dots(\text{vi})$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{CO_2}(T_{30}) - \tilde{G}_{CO}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{O_2}(T_{30})$$

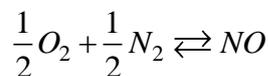
Reacción de equilibrio II:

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$$

$$K_{p2} = \frac{\tilde{x}_{H_2O}}{\tilde{x}_{H_2} \cdot \tilde{x}_{O_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-1-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{RT_{30}}} \quad \dots(\text{vii})$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{H_2O}(T_{30}) - \tilde{G}_{H_2}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{O_2}(T_{30})$$

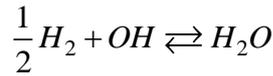
Reacción de equilibrio III:



$$K_{p3} = \frac{\tilde{x}_{NO}}{\tilde{x}_{O_2}^{1/2} \cdot \tilde{x}_{N_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-\frac{1}{2}-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{30}}} \quad \dots(\text{viii})$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{NO}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{O_2}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{N_2}(T_{30})$$

Reacción de equilibrio IV:



$$K_{p4} = \frac{\tilde{x}_{H_2O}}{\tilde{x}_{OH} \cdot \tilde{x}_{H_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-1-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{30}}} \quad \dots(\text{ix})$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{H_2O}(T_{30}) - \tilde{G}_{OH}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{H_2}(T_{30})$$

Las cuatro últimas ecuaciones dependen de la temperatura de la cámara de combustión, por lo que se tendrá que plantear un balance de energía para la reacción química, aumentando una ecuación y una variable al sistema.

$$\begin{aligned} \tilde{q} = & \sum n_p \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_p - \sum n_r \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_r \\ \tilde{q} = & n_p \left[\begin{aligned} & \tilde{x}_{CO} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{CO_2} + \\ & \tilde{x}_{O_2} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{O_2} + \tilde{x}_{H_2O} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{H_2O} + \\ & \tilde{x}_{H_2} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{N_2} + \\ & \tilde{x}_{NO} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{NO} + \tilde{x}_{OH} \left(h_f^0 + h(T_{30}) - h^0 \right)_{OH} \end{aligned} \right] \\ & - a \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{27}) - \overline{h}^\ominus \right)_{CO} - b \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{27}) - \overline{h}^\ominus \right)_{CO_2} - c \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{27}) - \overline{h}^\ominus \right)_{H_2O} \\ & - d \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{27}) - \overline{h}^\ominus \right)_{H_2} - e \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{27}) - \overline{h}^\ominus \right)_{N_2} - f \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{27}) - \overline{h}^\ominus \right)_{CH_4} \\ & - \frac{a_t}{\phi} \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{29}) - \overline{h}^\ominus \right)_{O_2} - 3.76 \frac{a_t}{\phi} \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{29}) - \overline{h}^\ominus \right)_{N_2} \\ & - n_{aa} \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}(T_{29}) - \overline{h}^\ominus \right)_{H_2O} \quad \dots(\text{x}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol bagazo seco}} \right] \end{aligned}$$

Asumiendo una eficiencia para la cámara de combustión η_{comb} , así como el uso de los polinomios para el cálculo de entalpías, la ecuación (x) se puede reducir, como se muestra más adelante.

La solución de las 10 ecuaciones tiene el mismo carácter iterativo que en el gasificador, por lo que sigue la metodología de Newton-Raphson, con las mismas consideraciones que se indicaron anteriormente.

Toda la programación de la cámara de combustión se ha realizado en un archivo M-file de MATLAB, con el nombre de “comb” y que se encuentra en el anexo F.

$$\begin{aligned}
 & (\eta_{comb}) n_p \left[\begin{aligned} & \tilde{x}_{CO} \left(h_f^0 + h_{CO} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) + \tilde{x}_{CO_2} \left(h_f^0 + h_{CO_2} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) + \tilde{x}_{O_2} \left(h_{O_2} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) + \\ & \tilde{x}_{H_2O} \left(h_f^0 + h_{H_2O} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) + \tilde{x}_{H_2} \left(h_{H_2} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) + \tilde{x}_{N_2} \left(h_{N_2} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) + \\ & \tilde{x}_{NO} \left(h_f^0 + h_{NO} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) + \tilde{x}_{OH} \left(h_f^0 + h_{OH} \Big|_{298}^{T_{30}} \right) \end{aligned} \right] \\
 & - a \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}_{CO} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) - b \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}_{CO_2} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) - c \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}_{H_2O} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) - d \left(\overline{h}_{H_2} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) - \\
 & e \left(\overline{h}_{N_2} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) - f \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}_{CH_4} \Big|_{298}^{T_{27}} \right) - \frac{a_t}{\phi} \left(\overline{h}_{O_2} \Big|_{298}^{T_{29}} \right) - 3.76 \frac{a_t}{\phi} \left(\overline{h}_{N_2} \Big|_{298}^{T_{29}} \right) \\
 & - n_{aa} \left(\overline{h}_f^\ominus + \overline{h}_{H_2O} \Big|_{298}^{T_{29}} \right) = 0 \quad \dots(x) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol bagazo seco}} \right]
 \end{aligned}$$

Con la composición de los productos de combustión y sabiendo que el análisis ha sido referido a 1 kmol de bagazo seco, se pueden determinar los flujos másicos en 29 y 30.

$$\begin{aligned}
 \dot{n}_{aire29} &= 4.76 a_t \cdot \dot{n}_{bag24} \left[\frac{\text{kmol aire}}{s} \right] \\
 \dot{n}_{H_2O29} &= n_{aa} \cdot \dot{n}_{bag24} \left[\frac{\text{kmol } H_2O}{s} \right] \\
 \dot{m}_{29} &= \dot{n}_{aire29} \cdot M_{aire} + \dot{n}_{H_2O29} \cdot M_{H_2O} \left[\frac{\text{kg aire}}{s} \right] \\
 \dot{m}_{30} &= \dot{n}_{bag24} \cdot n_p \left[\begin{aligned} & \tilde{x}_{CO} \cdot M_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + \tilde{x}_{O_2} \cdot M_{O_2} + \tilde{x}_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \\ & + \tilde{x}_{H_2} \cdot M_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} \cdot M_{N_2} + \tilde{x}_{NO} \cdot M_{NO} + \tilde{x}_{OH} \cdot M_{OH} \end{aligned} \right] \\
 \dot{m}_{30} &= \dot{m}_{27} + \dot{m}_{29} \left[\frac{\text{kg productos de combustión}}{s} \right]
 \end{aligned}$$

f) Turbina de gas

La composición química de los productos de combustión no cambia, por lo tanto, con éstos y la temperatura en el punto 30 se puede determinar la entalpía y

la relación de calores específicos con la que el fluido ingresa a la turbina, considerándolo como una mezcla y usando los polinomios para cada componente:

$$\begin{aligned}
 h_{30} &= \tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{30}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{30}) + \\
 &\tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{30}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{NO}(T_{30}) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol pc}} \right] \\
 c_{p30} &= \tilde{x}_{CO} \cdot \frac{dh_{CO}}{dT}(T_{30}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot \frac{dh_{CO_2}}{dT}(T_{30}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot \frac{dh_{O_2}}{dT}(T_{30}) + \frac{d\tilde{x}_{H_2O}}{dT} \cdot h_{H_2O}(T_{30}) + \\
 &\tilde{x}_{H_2} \cdot \frac{dh_{H_2}}{dT}(T_{30}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot \frac{d\tilde{h}_{N_2}}{dT}(T_{30}) + \tilde{x}_{NO} \cdot \frac{d\tilde{h}_{NO}}{dT}(T_{30}) + \tilde{x}_{OH} \cdot \frac{d\tilde{h}_{NO}}{dT}(T_{30}) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kmol pc}} \right] \\
 k_{30} &= \frac{c_{p30}}{c_{p30} - \tilde{R}}
 \end{aligned}$$

Conociendo las presiones con las que trabaja la turbina, considerando una expansión adiabática y asumiendo una eficiencia isentrópica η_{st} , se determina la entalpía de los productos de combustión en el punto 31.

$$\begin{aligned}
 T_{31s} &= T_{30} \left(\frac{p_{31}}{p_{30}} \right)^{\frac{k_{30}-1}{k_{30}}} \quad [\text{K}] \\
 h_{31s} &= \tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{31s}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{31s}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{31s}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{31s}) + \\
 &\tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{31s}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{31s}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{31s}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{NO}(T_{31s}) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol pc}} \right] \\
 h_{31} &= h_{30} - \eta_{st} (h_{30} - h_{31s}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol pc}} \right]
 \end{aligned}$$

Para determinar la temperatura real en el punto 31 se resuelve numéricamente la siguiente ecuación, usando el método de Newton-Raphson.

$$\begin{aligned}
 &\tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{31}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{31}) + \\
 &\tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{31}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{NO}(T_{31}) = h_{31}
 \end{aligned}$$

Aplicando los balances de masa y energía, se determina el trabajo entregado por la turbina.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{31} &= \dot{m}_{30} \quad \left[\frac{\text{kg pc}}{\text{s}} \right] \\
 \tilde{w}_t &= h_{30} - h_{31} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol pc}} \right]
 \end{aligned}$$

$$w_t = \frac{\tilde{n}_p \cdot \tilde{w}_t}{M_{C_n H_m O_r}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg bagazo seco}} \right]$$

g) Generador de vapor por recuperación de calor (HRSG)

El HRSG, se encarga de proporcionar al ciclo de vapor el calor suficiente para evaporar todo el flujo de agua, es decir reemplaza a la caldera, por lo que se necesita conocer el calor que entregaba, que se puede obtener de la tabla 3.6:

$$\dot{Q}_{caldera} = 63941.702 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Dentro del análisis, se trabajará con los puntos 31 y 32, para los cuales, los productos de combustión deberán ceder el calor indicado disminuyendo su temperatura y considerando una eficiencia del HRSG (η_{HRSG}). Planteando un balance de energía a dicho fluido, se puede encontrar la entalpía que deberían tener los productos de combustión a la salida del HRSG en el punto 32.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{caldera} &= \eta_{HRSG} \cdot \dot{Q}_{HRSG} \\ \dot{Q}_{caldera} &= \eta_{HRSG} \cdot \dot{n}_{bag\ 24} \cdot \tilde{n}_p \cdot (h_{31} - h_{32}) \\ h_{32} &= h_{31} - \frac{\dot{Q}_{caldera}}{\eta_{HRSG} \cdot \dot{n}_{bag\ 24} \cdot \tilde{n}_p} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol pc}} \right] \end{aligned}$$

A esta entalpía le corresponde una temperatura, la cual debe tener un valor razonable y lógico, es decir, dentro de un rango de trabajo; de lo contrario se puede concluir que el ciclo de gas es incapaz de proporcionar el calor suficiente, con lo que se tendría que cambiar las condiciones de trabajo en el ciclo de gas. Dicha temperatura también debería permitir la evaporación del agua del bagazo en el secador, por lo que tiene que ser mayor a la temperatura del secador, para permitir la transferencia de calor. Para determinarla se tiene que resolver numéricamente la siguiente ecuación usando el método de Newton-Raphson.

$$\begin{aligned} \tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{32}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{32}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{32}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{32}) + \\ \tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{32}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{32}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{32}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{NO}(T_{32}) = h_{32} \end{aligned}$$

En el caso que la temperatura 32 cumpla con que el HRSG proporcione el calor suficiente al ciclo de vapor, pero no cumpla con lo indicado para el secador, se puede reducir el trabajo entregado por la turbina de gas, de modo que los productos de combustión tengan mayor energía en el punto 32.

h) Ajustes en el secador

La función principal del secador es reducir el nivel de humedad en el bagazo de w_{b22} a w_{b24} , evaporando agua y disminuyendo la temperatura de los productos de combustión antes de ser expulsados al ambiente.

Del análisis del secador quedó pendiente el balance de energía, con el cual se podría estimar la temperatura de salida de los gases de combustión, partiendo de la temperatura de salida del bagazo del secador $T_{23} = T_{24}$. Para eso se requerirá de las expresiones obtenidas en el balance de masa del secador.

$$\begin{aligned}
 0 &= \sum_{salidas} \dot{m}_i \cdot h_i - \sum_{entradas} \dot{m}_i \cdot h_i \\
 0 &= \dot{m}_{33} \cdot h_{33} + \dot{m}_{24} \cdot h_{24} + \dot{m}_{23} \cdot h_{23} - \dot{m}_{32} \cdot h_{32} - \dot{m}_{22} \cdot h_{22} \\
 0 &= \dot{m}_{32} (h_{33} - h_{32}) + \dot{m}_{bs22} (h_{bs24} - h_{bs22}) + \dot{m}_{a24} (h_{a24} - h_{a22}) + \\
 &\quad \dot{m}_{23} \cdot (h_{a23} + h_{fg}(T_{23})) - \dot{m}_{a22} \cdot h_{a22} \\
 \text{donde: } h_{fg} &\text{ es el calor de vaporización y } h_{a22} = h_{a23} \\
 0 &= \dot{n}_{bag24} \cdot \tilde{n}_p \cdot (\widetilde{h_{33}} - \widetilde{h_{32}}) + \dot{m}_{bs22} (h_{bs24} - h_{bs22}) + \dot{m}_{a22} (h_{H_2O}(T_{24}) - h_{H_2O}(T_{22})) \\
 &\quad + \dot{m}_{23} \cdot h_{fg}(T_{23}) \\
 \widetilde{h_{33}} = \widetilde{h_{32}} &- \frac{\dot{m}_{23} \cdot h_{fg}(T_{23}) + \dot{m}_{bs22} (h_{bs24} - h_{bs22}) + \dot{m}_{a22} (h_{H_2O}(T_{24}) - h_{H_2O}(T_{22}))}{\dot{n}_{bag24} \cdot \tilde{n}_p} \\
 &\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol pc}} \right]
 \end{aligned}$$

Conociendo h_{33} , se debe resolver numéricamente la siguiente ecuación mediante Newton-Raphson, para determinar la temperatura en el punto 33.

$$\begin{aligned}
 \tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{33}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{33}) + \\
 \tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{33}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{OH}(T_{33}) = h_{33}
 \end{aligned}$$

Resolviendo todo el sistema de ecuaciones planteado, se puede evaluar el sistema de cogeneración, pero se debe tener en cuenta que es importante la selección de parámetros o datos para que se cumpla con todas las condiciones y la turbina de gas pueda entregar mayor potencia mecánica. Todas las expresiones desarrolladas anteriormente cumplen para cualquier caso, sin embargo en las siguientes secciones se resolverá y evaluará el sistema para el caso particular de Agrícola del Chira.

5.3. Propiedades termodinámicas y balances de masa y de energía del sistema

Para resolver el sistema de cogeneración con gasificación y ciclo combinado se requiere de una serie de valores numéricos para ciertas propiedades en cada uno de los componentes estudiados. En la tabla 5.2 se presentan los datos a partir de los cuales se analizará el sistema:

Tabla 5.2. Datos de ingreso al sistema de cogeneración con ciclo combinado

Parámetro	Valor
Flujo másico de bagazo (\dot{m}_{33})	12.9464 kg bagazo/s
Contenido de humedad del bagazo a la entrada del secador (w_{b22})	0.5 kg agua/kg bagazo húmedo
Contenido de humedad del bagazo a la salida del secador (w_{b24})	0.2 kg agua/kg bagazo húmedo
Temperatura del bagazo a la entrada del secador (T_{22})	27°C
Temperatura del bagazo a la salida del secador ($T_{23} = T_{24}$)	50°C
Temperatura del aire a la entrada del compresor I (T_{25})	27°C
Presión del aire a la entrada del compresor I (p_{25})	1 bar
Humedad relativa del aire a la entrada del compresor I (ϕ_{25})	60%
Presión del aire a la salida del compresor I (p_{26})	6 bar
Rendimiento isentrópico del compresor I (η_{sI})	90%
Relación de equivalencia en el gasificador (ϕ)	5
Presión del gasificador (p_{27})	6 bar
Rendimiento del gasificador (η_{gsf})	80%
Temperatura del aire a la entrada del compresor II (T_{28})	27°C
Presión del aire a la entrada del compresor II (p_{28})	1 bar
Humedad relativa del aire a la entrada del compresor II (ϕ_{28})	60%
Presión del aire a la salida del compresor II (p_{29})	6 bar
Rendimiento isentrópico del compresor II (η_{sII})	90%
Relación de equivalencia en la cámara de combustión (ϕ)	0.33
Presión de la cámara de combustión (p_{30})	6 bar
Rendimiento de la cámara de combustión (η_{comb})	95%
Presión a la salida de la turbina (p_{31})	1 bar
Rendimiento isentrópico de la turbina (η_{st})	80%

Fuente: Elaboración propia

Con los datos anteriores se pueden resolver las ecuaciones de la sección 5.2, cuyos resultados se muestran a continuación desde la tabla 5.3 hasta la 5.8 para cada

uno de los componentes. Se debe indicar que las entalpías de los productos de combustión tendrán signo negativo, ya que considera las entalpías de formación de sus componentes.

Tabla 5.3. Resultados del secador

Parámetro	Valor
Flujo másico de bagazo seco en el secador ($\dot{m}_{bs22} = \dot{m}_{bs24}$)	6.4732 kg bagazo seco/s
Flujo másico de agua a la entrada del secador (\dot{m}_{a22})	6.4732 kg agua/s
Flujo másico de agua a la salida del secador (\dot{m}_{a24})	1.6183 kg agua/s
Flujo másico de agua evaporada en el secador (\dot{m}_{23})	4.8549 kg agua/s
Entalpía de los productos de combustión (h_{33})	-45841.49 kJ/kmol
Temperatura de los gases a la salida del secador (T_{33})	290 K

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de ambos compresores son los mismos, según los datos asumidos, por lo que se muestran en una misma tabla.

Tabla 5.4. Resultados del compresor I y II

Parámetro	Valor
Presión de saturación a la entrada del compresor ($p_{s25} = p_{s28}$)	0.04045 bar
Humedad específica a la entrada del compresor ($w_{25} = w_{28}$)	0.01373 kg agua/kg aire seco
Fracción en masa del aire seco a la entrada (x_{as})	0.98476
Fracción en masa de vapor de agua a la entrada (x_{H_2O})	0.01524
Calor específico a presión constante a la entrada ($c_{p25} = c_{p28}$)	1.0182 kJ/kg K
Relación de calores específicos a la entrada ($k_{25} = k_{28}$)	1.3989
Entalpía del aire a la entrada del compresor ($h_{25} = h_{28}$)	305.62 kJ/kg
Temperatura ideal a la salida del compresor ($T_{25s} = T_{28s}$)	500.29 K
Temperatura real a la salida del compresor ($T_{25} = T_{28}$)	522.53 K
Trabajo por unidad de masa del compresor ($\dot{w}_{cI} = \dot{w}_{cII}$)	226.43 kJ/kg
Entalpía del aire a la salida del compresor ($h_{26} = h_{29}$)	532.05 kJ/kg
Presión de saturación a la salida del compresor ($p_{s26} = p_{s29}$)	44.788 bar
Humedad específica a la salida del compresor ($w_{26} = w_{29}$)	0.01373 kg agua/kg aire seco
Humedad relativa a la salida del compresor ($\varphi_{26} = \varphi_{29}$)	0.33%

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.5. Resultados del gasificador

Parámetro	Valor
Moles de agua en el bagazo a la entrada (n_{ab})	1.3714 kmol vap/kmol bs
Moles de agua en el aire a la entrada (n_{aa})	0.09 kmol vap/kmol bs
Aire teórico (a_t)	3.815 kmol aire/kmol bs
Moles de combustible gaseoso (n_p)	8.4849 kmol/kmol bs
Fracción molar de CO en combustible gaseoso (\tilde{x}_{CO})	0.0206
Fracción molar de CO ₂ en combustible gaseoso (\tilde{x}_{CO_2})	0.2584
Fracción molar de H ₂ O en combustible gaseoso (\tilde{x}_{H_2O})	0.1659
Fracción molar de H ₂ en combustible gaseoso (\tilde{x}_{H_2})	0.0563
Fracción molar de N ₂ en combustible gaseoso (\tilde{x}_{N_2})	0.3381
Fracción molar de CH ₄ en combustible gaseoso (\tilde{x}_{CH_4})	0.1606
Flujo molar de bagazo seco a la entrada (\dot{n}_{bag24})	0.06556 kmol bs/s
Flujo molar de aire seco a la entrada (\dot{n}_{aire26})	0.2381 kmol aire/s
Flujo molar de vapor de agua a la entrada (\dot{n}_{H_2O26})	0.0899 kmol vapor/s
Flujo másico de aire a la entrada (\dot{m}_{26})	6.973 kg/s
Flujo másico a la salida del gasificador (\dot{m}_{27})	15.064 kg/s
Temperatura del gasificador (T_{27})	1207 K
Poder calorífico del combustible gaseoso (PCI)	12745 kJ/kg gas combustible

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.6. Resultados de la cámara de combustión

Parámetro	Valor
Moles de CO en combustible gaseoso (a)	0.1748 kmol CO/kmol bs
Moles de CO ₂ en combustible gaseoso (b)	2.1925 kmolCO ₂ /kmol bs
Moles de H ₂ O en combustible gaseoso (c)	1.4076 kmolH ₂ O/kmol bs
Moles de H ₂ en combustible gaseoso (d)	0.4777 kmol H ₂ /kmol bs
Moles de N ₂ en combustible gaseoso (e)	2.8687 kmol N ₂ /kmol bs
Moles de CH ₄ en combustible gaseoso (f)	1.3627 kmolCH ₄ /kmol bs
Moles de agua en el aire a la entrada (n_{aa})	0.09 kmol vap/kmol bs
Aire teórico (a_t)	3.0516
Moles de productos de combustión (n_p)	52.1217 kmol/kmol bs
Fracción molar de CO en productos de combustión (\tilde{x}_{CO})	0.00037419

Fracción molar de CO ₂ en productos de combustión (\tilde{x}_{CO_2})	0.0712
Fracción molar de O ₂ en productos de combustión (\tilde{x}_{O_2})	0.1138
Fracción molar de H ₂ O en productos de combustión (\tilde{x}_{H_2O})	0.0873
Fracción molar de H ₂ en productos de combustión (\tilde{x}_{H_2})	0.00037419
Fracción molar de N ₂ en productos de combustión (\tilde{x}_{N_2})	0.7145
Fracción molar de NO en productos de combustión (\tilde{x}_{NO})	0.0022
Fracción molar de OH en productos de combustión (\tilde{x}_{OH})	0.0103
Flujo molar de aire seco a la entrada (\dot{n}_{aire29})	2.8568 kmol aire seco/s
Flujo molar de vapor de agua a la entrada (\dot{n}_{H_2O29})	0.01488 kmol vapor/s
Flujo másico de aire a la entrada (\dot{m}_{29})	82.658 kg/s
Flujo másico a la salida de la cámara de combustión (\dot{m}_{30})	97.7225 kg/s
Temperatura de la cámara de combustión (T_{30})	1335 K

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.7. Resultados de la turbina

Parámetro	Valor
Entalpía de los productos de combustión a la entrada (h_{31})	-13605 kJ/kmol
Relación de calores específicos promedio (k_{31})	1.3037
Temperatura ideal a la salida (T_{31s})	879.58 K
Entalpía ideal de los productos de combustión a la salida (h_{31s})	-29908 kJ/kmol
Entalpía real de los productos de combustión a la salida (h_{31})	-26647 kJ/kmol
Temperatura real a la salida (T_{31})	977 K
Flujo másico a la salida (\dot{m}_{31})	97.7225 kg/s
Trabajo de la turbina por unidad de masa (w_t)	679771.21 kJ/kg bs

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.8. Resultados del HRSG

Parámetro	Valor
Entalpía de los productos de combustión a la salida (h_{32})	-45359.86 kJ/kmol
Temperatura a la salida del HRSG (T_{32})	403.33 K
Flujo másico a la salida del HRSG (\dot{m}_{32})	97.7225 kg/s

Fuente: Elaboración propia

Con todos los resultados presentados, se pueden determinar los trabajos de los compresores y la turbina, así como el calor proporcionado por el HRSG en el sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación.

Potencia mecánica consumida por los compresores:

$$\left| \dot{W}_{cl} \right| = m_{26} \cdot \left| \dot{w}_{cl} \right| \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

$$\left| \dot{W}_{clII} \right| = m_{29} \cdot \left| \dot{w}_{clII} \right| \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

Potencia mecánica producida por la turbina:

$$\dot{W}_t = m_{bs} \cdot \dot{w}_t \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

Potencia térmica entregada por el HRSG:

$$\dot{Q}_{HRSG} = n_p \cdot (h_{31} - h_{32}) \cdot \dot{n}_{bag24} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

Potencia neta del sistema:

$$\dot{W}_n = \dot{W}_t - \left| \dot{W}_{cl} \right| - \left| \dot{W}_{clII} \right| \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

En la tabla 5.9 se presentan los resultados del sistema:

Tabla 5.9. Balance del sistema

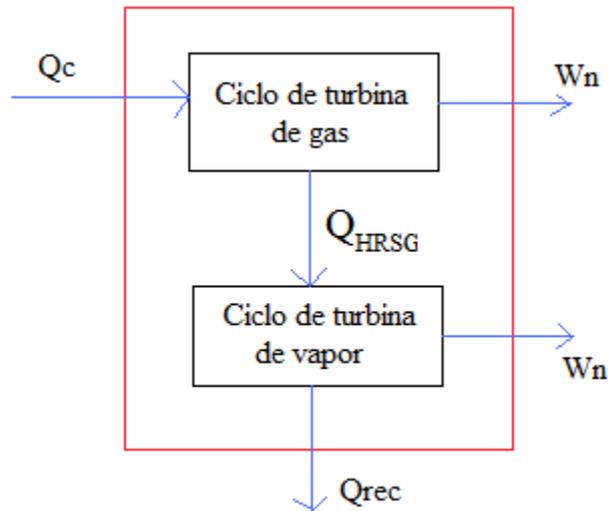
Energías del sistema (kJ/s)	
Potencia mecánica del compresor I (\dot{W}_{cl})	1578.92
Potencia mecánica del compresor II (\dot{W}_{clII})	18716.48
Potencia mecánica de la turbina (\dot{W}_t)	44564.42
Potencia térmica proporcionada por el HRSG (\dot{Q}_{HRSG})	63941.702
Potencia neta del sistema (\dot{W}_n)	24269.03

Fuente: Elaboración propia

5.4. Evaluación de parámetros energéticos del sistema de cogeneración

Para evaluar el sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación, se seguirá el esquema de la figura 5.3.

Figura 5.3. Esquema de sistema de cogeneración



Fuente: Elaboración propia

Para determinar el calor que proporciona el combustible a la entrada del sistema, se utiliza el poder calorífico obtenido en el capítulo 3, sección 4, y el flujo másico de entrada. En este punto es importante indicar que se utiliza toda la producción de bagazo según el anexo B, para evaluar el sistema en su capacidad máxima.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{bs} \cdot PCI$$

$$\dot{Q}_c = 12.946(7577.24)$$

$$\dot{Q}_c = 98097.9 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Del capítulo 3, se extrae los datos para el calor recuperado y el trabajo de la turbina de vapor, el cual es sumado con el trabajo determinado en la turbina de gas, para tener el trabajo neto del sistema.

$$\dot{Q}_{rec} = 40615.702 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_n = 24269.03 + 14637.73 = 38906.76 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Con estos datos, siguiendo la lógica del capítulo 3 cuando se evaluó el sistema con ciclo de vapor, se puede evaluar numéricamente ciertos parámetros:

h) Eficiencia Estándar: Según FERC:

$$Eficiencia = \frac{(Energía\ térmica\ producida)/2 + Energía\ eléctrica\ producida}{Energía\ del\ combustible}$$

$$Eficiencia = \frac{40615.702/2 + 38906.76}{98097.9} = 60.36\%$$

Se debe recordar que dicha eficiencia sólo sirve para afirmar o designar a un sistema como uno de cogeneración, siempre y cuando sea mayor a 42.5%, lo cual lo cumple con un margen mucho mayor que el sistema con ciclo de vapor.

i) Eficiencia eléctrica del sistema de cogeneración

$$\eta_{e,sc} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_C} = \frac{38906.76}{98097.9} = 39.66\%$$

j) Eficiencia térmica del sistema de cogeneración

$$\eta_{t,sc} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_C} = \frac{40615.702}{98097.9} = 41.4\%$$

k) Eficiencia global del sistema de cogeneración

$$\eta_{g,sc} = \frac{\dot{W}_n + \dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_C} = \eta_{e,sc} + \eta_{t,sc}$$

$$\eta_{g,sc} = 81.06\%$$

Este parámetro equivale, al coeficiente EFU, como es conocido en Estados Unidos.

l) Relación trabajo-calor

$$PHR = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{rec}} = \frac{38906.76}{40615.702} = 0.9579$$

Se puede definir el “costo evitado”:

$$EC = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{W}_n / \dot{Q}_c} = \frac{40615.702(98097.9)}{38906.76}$$

$$EC = 102406.76 \frac{kJ}{s}$$

m) Factor ECP

$$ECP = \frac{EC}{W_n}$$

$$ECP = \frac{102406.76}{38906.76}$$

$$ECP = 2.632$$

n) Factor FCP

$$FCP = \frac{EC / PCI^{-m_c}}{W_n}$$

$$FCP = \frac{102406.76 / 7577.24^{-12.94}}{38906.76}$$

$$FCP = 1.478 \cdot 10^{-5} \frac{kg \text{ bagazo}}{kJ}$$

Con los parámetros determinados, se puede evaluar que tan bueno es el sistema de cogeneración. Los principales son los 4 primeros, donde se aprecia claramente un aumento respecto al ciclo de vapor, especialmente en la cantidad de trabajo neto, que es el objetivo primordial en sistemas de cogeneración, ya que la cantidad de calor a recuperar normalmente es constante, por lo que se puede aumentar el trabajo neto, que al final se convierte en energía eléctrica que puede ser exportada o vendida a la red eléctrica, lo que traería mayores beneficios económicos a la industria, a partir de la misma cantidad de bagazo.

5.5. Resultados utilizando otras alternativas de cogeneración

En la sección 4.4 se mencionó tres esquemas de sistemas de cogeneración alternativos para la aplicación de gasificación y ciclo combinado. Estos tenían la particularidad de continuar usando la caldera, para no excluirla del sistema, así como reducir el tamaño y capacidad de los componentes del ciclo de gas, ya que no tendrán

que proporcionar todo el calor necesario, es decir, la entrada de calor al ciclo de vapor lo comparten caldera y ciclo de gas.

Para nuestro caso, se evalúa sólo la segunda configuración, debido a que la caldera ya tiene unos valores de presión y temperatura determinados, además de las razones explicadas en el capítulo anterior.

Se define la fracción de calor, que es la relación entre el calor entregado por el ciclo de gas y el calor total proporcionado al ciclo de vapor; así como la fracción de masa:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{vapor} &= 63941.702 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\ \dot{Q}_{vapor} &= \dot{Q}_{gas} + \dot{Q}_{caldera} \\ f_Q &= \frac{\dot{Q}_{gas}}{\dot{Q}_{vapor}} \\ \dot{m}_{bagazo} &= 12.946 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{bagazo} &= \dot{m}_{bagazo\ gas} + \dot{m}_{bagazo\ caldera} \\ f_m &= \frac{\dot{m}_{bagazo\ gas}}{\dot{m}_{bagazo}}\end{aligned}$$

Para analizar cómo se comporta el sistema alternativo de cogeneración, se parte de asumir un flujo másico de bagazo que ingresa a la caldera, con ello quedan definidos los siguientes parámetros:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bagazo\ gas} &= 12.946 - \dot{m}_{bagazo\ caldera} \\ f_m &= \frac{12.946 - \dot{m}_{bagazo\ caldera}}{12.946} \\ \dot{Q}_{caldera} &= \eta_c \left(\dot{m}_{bagazo\ caldera} \cdot PCI \right) \\ \dot{Q}_{gas} &= 63941.702 - \dot{Q}_{caldera}\end{aligned}$$

Al evaluar un sistema de cogeneración, se requiere conocer el calor de ingreso en el combustible, el calor recuperado y el trabajo neto del sistema:

$$\dot{Q}_c = 98097.9 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{rec} = 40615.702 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_{n_{vapor}} = 14637.73 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

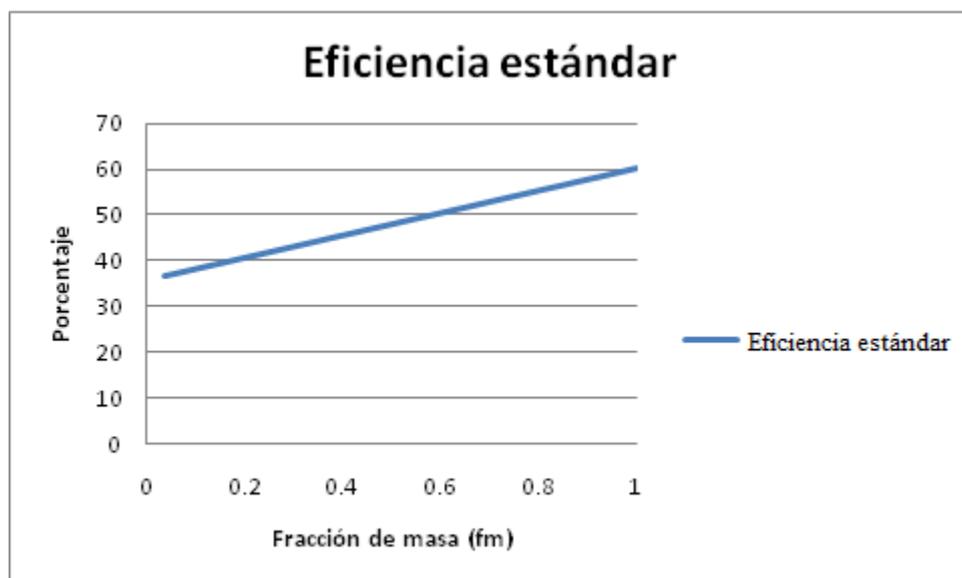
$$\dot{W}_{n_{gas}} = w_{22} \cdot \dot{m}_{bagazo\ gas} \cdot w_t - m_{26} \cdot \left| \dot{w}_{cl} \right| - m_{29} \cdot \left| \dot{w}_{cl} \right|$$

$$\dot{W}_n = \dot{W}_{n_{vapor}} + \dot{W}_{n_{gas}}$$

Con estos parámetros definidos, se graficará el trabajo neto y algunos rendimientos del sistema como el estándar, el eléctrico y el global, en función de la fracción de masa, en las figuras desde la 5.4 hasta 5.6.

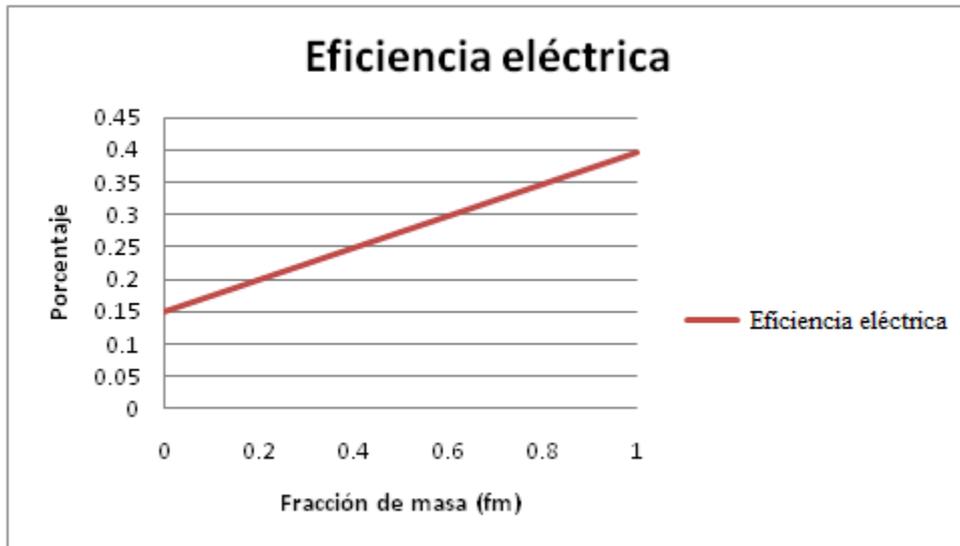
La eficiencia térmica no se grafica ya que es constante para el sistema en análisis, y el resto de parámetros de evaluación dependen directamente de las tres eficiencias principales.

Figura 5.4. Variación de la eficiencia estándar



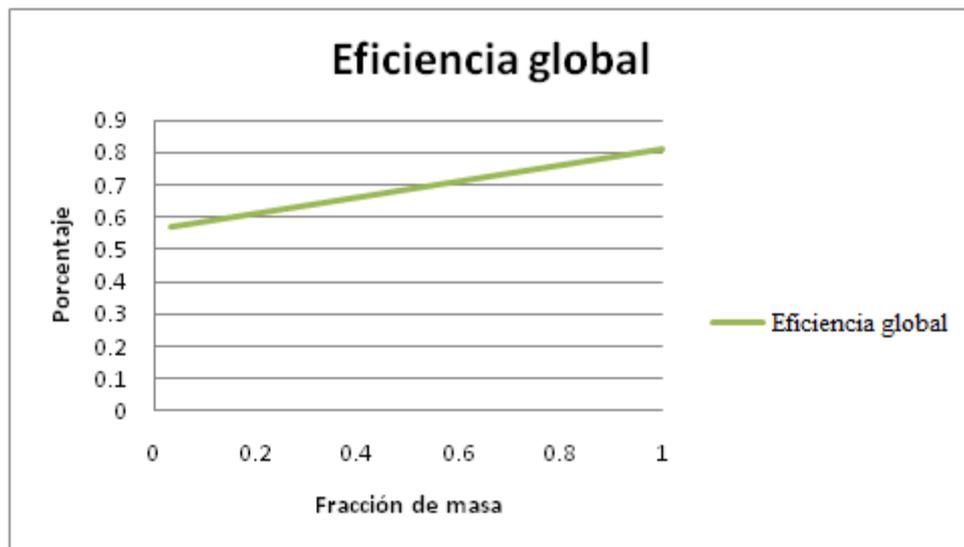
Fuente: Elaboración propia

Figura 5.5. Variación de la eficiencia eléctrica



Fuente: Elaboración propia

Figura 5.6. Variación de la eficiencia global



Fuente: Elaboración propia

Las gráficas anteriores muestran cómo varían las eficiencias de un sistema de cogeneración con gasificación y ciclo combinado, usando todavía una caldera. Cuando la fracción de masa es uno, se tienen los resultados de la sección 5.3 y en el punto más bajo de las tres rectas se tiene el caso de un sistema de cogeneración que opera únicamente con una turbina de vapor con el flujo máximo de bagazo. De esta forma, se puede seleccionar una fracción de masa adecuada para la gasificación y tener valores de eficiencias mayores como se muestra en las figuras.

Conclusiones

Después de realizar un análisis energético, tanto a un sistema convencional de cogeneración como a uno con gasificación y ciclo combinado, se obtienen las siguientes conclusiones respecto a estas tecnologías:

- La importancia de la cogeneración radica en la producción conjunta, de forma secuencial, de dos tipos distintos de energía a partir de una misma fuente primaria; lo que se traduce en un ahorro energético, ya que no hay necesidad de buscar o utilizar otro sistema u otra fuente de energía para generar el segundo tipo.
- Un sistema de cogeneración puede ser utilizado por cualquier planta industrial, sin importar a qué se dediquen o el tamaño de la industria, incluso puede ser aplicado en edificios, residencias, etc., ya que siempre existe demanda de energía eléctrica y térmica. Además, en el caso que produjeran mayor energía a la requerida, está latente la posibilidad de exportar energía eléctrica, es decir, vender el exceso a la red eléctrica nacional, bajo ciertos acuerdos y leyes, a esta modalidad se le denomina generación distribuida, ya que cualquier usuario puede aportar energía eléctrica en determinadas situaciones, sin necesidad de sobrecargar al sistema de generación y distribución.
- El uso de cualquiera de los sistemas de cogeneración implica una mejora significativa en el rendimiento eléctrico y térmico. El primero debido a que al generar uno mismo su propia energía eléctrica, se evita tener las pérdidas de transmisión y distribución, así como el uso de dispositivos que compensen la energía perdida. Mientras que la eficiencia térmica aumenta en menos proporción por que se da un mejor uso a la energía de entrada. Es importante mencionar que para considerar a un sistema como uno de cogeneración debe superar el 42.5% de la eficiencia estándar que es aquella que da prioridad al

trabajo neto o energía eléctrica generada, respecto al calor o cantidad de vapor producido.

$$Eficiencia = \frac{(Energía\ térmica\ producida) / 2 + Energía\ eléctrica\ producida}{Energía\ del\ combustible}$$

- Dentro del uso desmesurado de combustibles fósiles como fuente de energía, aparece el término de biomasa, que no es otra cosa que materia orgánica con energía almacenada, que se puede constituir en biocombustible. Como en el presente trabajo se pretendió estudiar la cogeneración y el uso de biomasa, se tomó como referencia a una planta azucarera que es la que presenta mayores prestaciones, debido a su necesidad de vapor y de energía eléctrica, así como a los residuos orgánicos que deja la molienda de la caña de azúcar, denominado bagazo.
- La gasificación surge con el propósito de mejorar el uso de la energía almacenada en la biomasa, es decir, que el convertir previamente combustibles sólidos en gaseosos para usarlos en turbinas de gas o motores resulta más conveniente que quemar directamente la biomasa para utilizar su calor generado. Además, la gasificación mejora el poder calorífico del gas producto y este valor es controlable, ya que se puede manejar dependiendo del tipo de gasificador y del agente oxidante que se utilice. Para el análisis realizado se indicó que el poder calorífico inferior del bagazo que ingresaba a la caldera en el ciclo de vapor es 7577.24 kJ/kg, mientras que el combustible gaseoso a la salida del gasificador presenta una mejora en su poder calorífico de 12745 kJ/kg.
- Tanto los sistemas de gasificación como de cogeneración ayudan en la conservación del ambiente, reduciendo la cantidad de contaminantes expulsados a la atmósfera, así como sus propiedades que degradan la misma.

Tabla 6.1. Comparación de nivel de emisiones

Compuesto contaminante	Nivel de emisiones máximo en productos de combustión con exceso de aire	Nivel de emisiones de productos de combustión en ciclo combinado y gasificación
<i>CO₂</i>	Máximo 10 %	1.36 %
<i>CO</i>	400 ppm	45.57 ppm
<i>NO</i>	800 ppm	287.22 ppm

Fuente: Elaboración propia

Esto se traduce en que los gases o productos de combustión en cogeneración se expulsan al medio a una menor temperatura que sin el uso de la misma, ya que estos tienen calor o energía que se puede seguir aprovechando; mientras que en gasificación se usan sistemas de limpieza para separar residuos

sólidos, alquitrán, cenizas, así como compuestos de azufre del combustible gaseoso. En la tabla 6.1 se aprecia una comparación entre las emisiones del sistema estudiado y los niveles establecidos para productos de combustión en general.

- Comparando un sistema de ciclo combinado, con uno de ciclo de turbina de vapor, las ventajas del primero sobre el segundo son irrefutables, ya que una turbina de gas puede llegar a entregar el doble del trabajo neto producido por la turbina de vapor, por ejemplo, para el análisis energético realizado la turbina de vapor producía 14.6 MW, mientras que en el ciclo combinado puede generar 38.9 MW³⁴. Esta mejora, de todas formas, cubrirá en cierto tiempo la inversión adicional que se tenga que realizar por los nuevos equipos o dispositivos que supone el ciclo combinado. A esto se le puede sumar la gasificación, obteniendo excelentes resultados.
- En la tabla 6.2 se compara los parámetros energéticos promedio de un sistema de cogeneración en general con el evaluado, donde se puede apreciar las bondades del sistema de ciclo combinado y gasificación:

Tabla 6.2. Comparación de rendimientos

Parámetro energético	Sistema de cogeneración en general	Sistema de ciclo combinado y gasificación
Eficiencia estándar	45 – 65 %	60.36 %
Eficiencia eléctrica	35 %	39.66 %
Eficiencia térmica	45 – 55 %	41.4 %
Eficiencia global	75 – 90 %	81.06 %

Fuente: Elaboración propia

- Si una empresa pretende implementar cualquier planta de cogeneración a partir de biomasa, lo más recomendable es el sistema de ciclo combinado con gasificación, debido a los resultados mostrados en el capítulo V. Sin embargo, la mayoría de plantas en nuestro país principalmente, operan con ciclos simples, produciendo la energía mínima que demandan y dependiendo directamente de una red eléctrica externa. En este caso, se pueden hacer ciertos cambios para adaptarse a una de cogeneración con un combustible fósil o mejor aún con gasificación de biomasa. Estos cambios comprenden el cambio de una caldera por un generador de vapor por recuperación de calor (HRSG), sin embargo pueden trabajar ambos al mismo tiempo, según las dimensiones y capacidad del HRSG y/o gasificador, compartiendo el flujo total y el calor requerido por la planta. Se debe tener en cuenta que a mayor implicancia del HRSG, mayor será el trabajo neto del sistema.

³⁴ 14.6 MW corresponden a la turbina de vapor, mientras que 24.3 MW a la turbina de gas.

- Para finalizar, si estas tecnologías energéticas como la cogeneración y gasificación a nivel industrial proliferaran en nuestro país, se tenga por seguro que tendría un impacto importante en la matriz energética, pudiendo resultar como una política de gobierno, en la que se pueda pagar primas a empresas que lleguen a participar de la generación distribuida; y así mejorar y descentralizar la administración de nuestros recursos energéticos.

Bibliografía

- [1] Deshmukh, Ranjit (2008). *Thermal Gasification or Direct Combustion? A Technical Assessment of Energy Generation in Indonesian Sugar Factories*. Tesis Magistral. University of Humboldt.
- [2] Cengel, Yunes y Boles, Michael. (2006). *Termodinámica*. Quinta Edición. Mc Graw Hill.
- [3] Petchers, Neil. (2003). *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications*. Estados Unidos. *The Fairmont Press, Inc and Marcel Dekker, Inc*.
- [4] Kolanowski, Bernard (2003). *Small-Scale Cogeneration Handbook*. Segunda Edición. Estados Unidos. *The Fairmont Press, Inc and Marcel Dekker, Inc*.
- [5] Sirchis. (2005) *Combined Production of Heat and Power (Cogeneration)*. *Commission of the European Communities. Elsevier Applied Science. London*.
- [6] Masters, Gilbert (2004). *Renewable and Efficient Electric Power Systems*. *Wiley Interscience*.
- [7] *Cogeneration & On-Site Power*. (Mayo – Junio 2008). Editorial *PennWell*. Volumen 9. Número 3.
- [8] *Cogeneration & On-Site Power*. (Noviembre - Diciembre 2008). Editorial *PennWell*. Volumen 9. Número 6.
- [9] Lozano, Miguel y Ramos, José. (2008) **Análisis Energético y Económico de Sistemas Simples de Cogeneración**. Publicación del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza. España.
- [10] Teixidor, Cristina; Millán, Manuel; Pallisé Joan y Martínez, Juan. (2004). **Ingeniería Ambiental: Valorización Energética**.

- [11] Guerra, Vásquez-Román, Rodríguez-Toral. (2004). **Simulación de Plantas de Cogeneración de Ciclo Combinado usando ASPEN**. Publicación del Departamento de Ingeniería Química del Instituto Tecnológico de Celaya. México.
- [12] Jara, Wilmer. (2007). **Estudio Comparativo de Plantas de Desalinización para Abastecimiento de Agua en la ciudad de Ica**. Publicación de la Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Electrónica y Sistemas de la Universidad Nacional San Luis Gonzaga. Ica, Perú.
- [13] Maza Ortega, Jiménez Calle, Martínez Ramos, Mora García (2006). **Optimización del funcionamiento de una planta de cogeneración para su inclusión en el mercado liberalizado de electricidad**. Publicación del Departamento de Ingeniería Eléctrica de la Universidad de Sevilla. España.
- [14] García, Santiago y Fraile, Diego. (2008). **Cogeneración: Diseño, Operación y Mantenimiento de Plantas**. Ediciones Díaz de Santos. España.
- [15] <http://www.cogen-europe.eu/> (Página Web de cogeneración en países Europeos)
- [16] <http://www.cerney.es/> (Página Web de diseño de calderas)
- [17] <http://www.sancarlos.com.ec/inversancarlos.php> (Página Web Planta azucarera ecuatoriana)
- [18] Payne, William (1997). *Cogeneration Management Reference Guide*. The Fairmont Press. Estados Unidos.
- [19] http://www.fao.org/index_ES.htm (Página Web de la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y Alimentación)
- [20] <http://www.google.com.pe/> (Página Web del Buscador Google)
- [21] Simeon N. Oka. *“Fluidized Bed Combustion”*. Editorial Marcel Dekker, Inc. Laboratorio de Energía Térmica e Instituto de Energía VINCA. Belgrado.
- [22] Prabir Basu. *“Combustion and Gasification in Fluidized Beds”*. Taylor and Francis Group. Halifax, Nova Scotia.
- [23] Marcio L. de Souza-Santos. *“Solid Fuels Combustion and Gasification: Modeling, Simulation and Equipment Operation”*. Editorial Marcel Dekker Inc. State University at Campinas, Sao Paulo, Brasil 2004.
- [24] Giovanni Lozza (2006). *“Turbine a Gas e Cicli Combinati”*. Departamento de Energía del Politécnico de Milan. Segunda Edición. *Progetto Leonardo*. Bologna.

- [25] Peter McKendry (2002). *“Energy Production of Biomass: overview of biomass, conversion technologies and gasification technologies”*. Bioresource Technology 83. Colchester UK.
- [26] Franco Rispoli (2002). *“Appunti integrative di motori a combustione interna volumetrici”*. Departamento de Mecánica y Aeronáutica de la Universidad “La Sapienza” de Roma.

Anexos

Anexo A: Reglamento de cogeneración



Ministerio de Energía y Minas – Dirección General de Electricidad
REGLAMENTO DE COGENERACIÓN



MINISTERIO DE ENERGIA Y MINAS
DIRECCION GENERAL DE ELECTRICIDAD

REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

DECRETO SUPREMO N° 064-2005-EM
(publicado el 29/12/2005)

**REGLAMENTO DE COGENERACIÓN****REGLAMENTO DE COGENERACIÓN****EL PRESIDENTE DE LA REPUBLICA****CONSIDERANDO:**

Que, el uso racional y eficiente de recursos energéticos, así como el cambio de la matriz energética, es de interés nacional, por lo que es conveniente promover el desarrollo de la cogeneración por tratarse de una tecnología que mejora la eficiencia energética, y reduce el consumo de combustibles mediante la producción combinada de energía eléctrica y calor útil;

Que, la cogeneración presenta ventajas técnicas y económicas para los sistemas eléctricos, y contribuye a la reducción del nivel de pérdidas de las redes de transmisión y distribución;

Que, adicionalmente a lo señalado, la promoción del desarrollo de la cogeneración concuerda con los compromisos asumidos por el Estado en el marco del Protocolo de Kyoto de la Convención Marco de la Naciones Unidas sobre el cambio climático, conforme al cual se debe fomentar el desarrollo sostenible a partir de la reducción y limitación de emisiones, promover la eficiencia energética en los sectores de la economía nacional y fomentar reformas que impulsen políticas y medidas que tiendan a limitar o reducir las emisiones de los gases de efecto invernadero;

Que, es necesario contar con una herramienta adecuada al interés nacional y concordante con los compromisos internacionales, que establezca los criterios y condiciones a favor de la inversión y puesta en servicio de centrales de cogeneración;

De conformidad, con el inciso 8) del Artículo 118° de la Constitución Política del Perú;

DECRETA:**Artículo 1°.- Reglamento de Cogeneración**

Apruébese el Reglamento de Cogeneración, que consta de catorce (14) Artículos, el cual forma parte integrante del presente Decreto Supremo.

Artículo 2°.- Adecuación de los procedimientos del COES

El COES propondrá al Ministerio de Energía y Minas, para su aprobación, los procedimientos para determinar los valores de potencia y energía firme de las unidades de las Centrales Cogeneración Calificadas, y adecuará sus procedimientos internos de operación a lo establecido en el presente Decreto Supremo, dentro del plazo máximo de sesenta (60) días calendarios desde su publicación.

Artículo 3°.- Modificación de diversos artículos del Reglamento de la Ley de Concesiones Eléctricas

Modifíquese los artículos 6°, el inciso d) del artículo 58° y el segundo párrafo del artículo 66° del Reglamento de la Ley de Concesiones Eléctricas, los que quedarán redactados conforme a los siguientes textos:



Ministerio de Energía y Minas – Dirección General de Electricidad

REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

“Artículo 6°.- Los titulares de autorización tendrán los mismos derechos y beneficios que los titulares de concesión, así como las obligaciones señaladas en los incisos c), d), e), f), g) y h) del Artículo 31° y el Artículo 32° de la Ley.”

“Artículo 58°.- Los concesionarios y titulares de autorización están obligados a presentar mensualmente a la Dirección, lo siguiente:

(...)

d) Otras informaciones que la Dirección considere pertinente para el cumplimiento de sus funciones.

(...)”

“Artículo 66°.- (...)

La solicitud de autorización debe estar acompañada de una garantía equivalente al 1% del presupuesto del proyecto con un tope de 500 UIT, en caso que la autorización sea solicitada antes del inicio de operación de la central. La garantía debe mantenerse vigente hasta la fecha de inicio de la operación comercial. Se exceptúa de la presentación de esta garantía, las solicitudes de autorización para generación hidráulica y generación eléctrica mediante la cogeneración.

(...)”

Artículo 4°.- Vigencia de la norma

El presente Decreto Supremo entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el diario oficial El Peruano.

Artículo 5°.- Refrendo

El presente Decreto Supremo será refrendado por el Ministro de Energía y Minas.

Dado en la Casa de Gobierno, en Lima, a los

**REGLAMENTO DE COGENERACIÓN****REGLAMENTO DE COGENERACIÓN****Artículo 1°.- Objeto**

El presente Reglamento tiene por objeto definir los criterios a considerar en la Cogeneración, así como establecer los requisitos y condiciones para que las centrales de cogeneración participen en el mercado eléctrico.

Artículo 2°.- Ámbito

Están comprendidas dentro del alcance del presente Reglamento, las Centrales de Cogeneración Calificadas que operen conectadas a los sistemas eléctricos de distribución o transmisión normados por el Decreto Ley N° 25844, Ley de Concesiones Eléctricas, y su Reglamento, aprobado mediante Decreto Supremo N° 009-93-EM.

Los aspectos no previstos en el presente Reglamento, se sujetan a las disposiciones de la Ley de Concesiones Eléctricas, su Reglamento y demás normas aplicables a las actividades eléctricas.

Artículo 3°.- Definiciones y Glosario de Términos

Cuando en el presente Reglamento se utilicen los siguientes términos en singular o plural, tendrán el significado que a continuación se indica:

- 3.1 **Calificación.-** Es el procedimiento por el cual una central de cogeneración adquiere la calidad de Central de Cogeneración Calificada.
- 3.2 **Calor Útil (V).-** Es la energía térmica producida en una central de cogeneración que se destina a la actividad productiva.
- 3.3 **Cogeneración.-** Es el proceso de producción combinada de energía eléctrica y Calor Útil, que forma parte integrante de una actividad productiva, en el cual la energía eléctrica es destinada al consumo de dicha actividad productiva y cuyo excedente es comercializado en el mercado eléctrico.
- 3.4 **Central de Cogeneración Calificada.-** Es la calidad que obtiene una central de cogeneración cuando cumple los requisitos establecidos en los artículos 4° y 5° del presente Reglamento.
- 3.5 **Cogenerador.-** Es la persona natural o jurídica, nacional o extranjera, que es titular de una Central de Cogeneración Calificada. Las personas jurídicas deberán estar constituidas con arreglo a las leyes peruanas.
- 3.6 **Dirección.-** Es la Dirección General de Electricidad del Ministerio de Energía y Minas.
- 3.7 **Ley.-** Es el Decreto Ley N° 25844, Ley de Concesiones Eléctricas.
- 3.8 **Potencia y Energía Entregada al Sistema.-** Son las cantidades de potencia y energía eléctrica producidas por las Centrales de Cogeneración que son inyectadas a un Sistema Eléctrico para ser comercializadas en el mercado de corto plazo o mediante contratos de compra-venta.
- 3.9 **Reglamento.-** Es el Reglamento de la Ley de Concesiones Eléctricas, aprobado por el Decreto Supremo N° 009-93-EM.



Ministerio de Energía y Minas – Dirección General de Electricidad

REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

3.10 **SEIN.**- Es el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

3.11 **COES.**- Es el Comité de Operación Económica del Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

Otros términos no comprendidos en el presente Artículo tendrán el significado establecido en la Ley y el Reglamento. Cuando se haga referencia a un Artículo sin mencionar la norma a la que pertenece, debe entenderse referido al Reglamento de Cogeneración.

Artículo 4°.- Solicitud de Calificación de Centrales de Cogeneración

Para adquirir la calidad de Central de Cogeneración Calificada, el titular de la central de cogeneración debe presentar una solicitud de Calificación a la Dirección, acompañando lo siguiente:

- 4.1 Informe técnico que sustente el cumplimiento de los valores mínimos a que se refiere el Artículo 5°, basándose en las características técnicas de los equipos y en el planeamiento anual de operación de la central de cogeneración.
- 4.2 Balance energético sustentado de la central para las condiciones de operación en máxima capacidad efectiva, indicándose la potencia eléctrica total a ser generada, la potencia mecánica, la potencia térmica utilizable y la potencia suministrada por el combustible, todos expresados en MW; incluyendo un diagrama de Sankey que indique los respectivos flujos de energía.
- 4.3 Memoria descriptiva de las instalaciones de la central, incluyendo diagramas y planos explicativos.
- 4.4 Actividad productiva a la que se destina el Calor Útil producido.
- 4.5 Porcentaje de la potencia y de la energía eléctrica producida que se proyecta entregar al Sistema Eléctrico.
- 4.6 Autorización de generación, cuando la potencia instalada sea superior a 500 kW.

La Dirección se pronunciará sobre la solicitud de Calificación de la central de cogeneración dentro del plazo de treinta (30) días hábiles desde la fecha de presentación. Vencido dicho plazo sin pronunciamiento alguno, se entenderá denegada la solicitud. La Calificación será otorgada mediante Resolución Directoral, la que será publicada por cuenta del Cogenerador. La Calificación entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el diario oficial El Peruano.

Artículo 5°.- Valores mínimos de Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE) y relación entre Energía Eléctrica y Calor Útil (C).

Para efectos de la Calificación, los titulares de las centrales de cogeneración deberán acreditar valores de REE y C iguales o superiores a los indicados en el Cuadro siguiente, según la tecnología empleada y el nivel de tensión de su conexión al Sistema Eléctrico:

Tecnología	REE según tensión de conexión al Sistema Eléctrico	$C = E / V$
------------	----------------------------------------------------	-------------

**REGLAMENTO DE COGENERACIÓN**

	Menor a 1kV	Entre 1k V y 33 kV	Mayor a 33 kV	
Motores de combustión interna	0.52	0.54	0.55	0.97
Turbinas de gas de ciclo combinado	0.52	0.54	0.55	0.86
Turbinas de gas de ciclo simple	0.53	0.55	0.56	0.67
Turbinas de vapor de extracción	0.56	0.58	0.59	0.33
Turbinas de vapor de contrapresión	0.68	0.72	0.73	0.15

El REE se calculará de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

y el valor C se calcula según la siguiente expresión:

$$C = E / V$$

Donde:

- E** = Energía eléctrica generada en bornes de alternador, expresada en MWh.
- Q** = Energía suministrada por el combustible utilizado, calculada en MWh y con base a su poder calorífico inferior.
- V** = Cantidad del calor útil procedente, exclusivamente, de la central de cogeneración, expresada en MWh.

Los valores de REE y C se calculan para las condiciones de operación en máxima capacidad efectiva de la central y una (01) hora de operación continua.

Artículo 6°.- Precio de Gas Natural aplicable a los Cogeneradores

El precio del Gas Natural aplicable a los Cogeneradores para las Centrales de Cogeneración Calificadas, es el mismo precio que corresponde para "Generadores Eléctricos" conforme a la Ley N° 27133, Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas Natural, y su Reglamento aprobado por el Decreto Supremo N° 040-99-EM.

Artículo 7°.- Optimización, operación y producción de energía eléctrica

Tratándose de Centrales de Cogeneración Calificadas integrantes del SEIN, se deberá cumplir con las siguientes reglas para la aplicación de los Artículos 92° a 99°, y 105°, 106° y 124° del Reglamento:

- 7.1 El programa de operación y despacho de las Centrales de Cogeneración Calificadas será establecido según los requerimientos de producción asociada de



REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

Calor Útil, y tendrá prioridad en el despacho sobre las unidades termoeléctricas, incluso cuando el costo variable de las unidades de la Central de Cogeneración Calificada sea superior al costo variable de otra unidad de generación no utilizada. Para tal efecto, el Cogenerador deberá presentar semanalmente su programa de generación a la Dirección de Operaciones del COES, para ser incluido en la programación del despacho.

- 7.2 El costo variable de las unidades de la Central de Cogeneración Calificada, despachadas según el criterio anterior, no será considerado para la determinación del Costo Marginal de Corto Plazo a que se refiere los Artículos 105° y 106° del Reglamento.
- 7.3 La valorización de la energía entregada y retirada por un Cogenerador, será efectuada según los procedimientos establecidos en el Artículo 107° del Reglamento.
- 7.4 Cuando una Central de Cogeneración Calificada no esté operando para producir Calor Útil, podrá ser incluida en el despacho efectuado por el COES, bajo las mismas reglas y procedimientos aplicables a las unidades termoeléctricas. Para este efecto, el Cogenerador deberá informar al COES si la central está o no disponible para operar en estas condiciones. El COES adecuará los procedimientos correspondientes.

Artículo 8°.- Energía y Potencia Firme de Centrales de Cogeneración Calificada

La Energía Firme de cada unidad de las Centrales de Cogeneración Calificadas, será calculada de conformidad con el inciso b) del Artículo 103° del Reglamento.

La Potencia Firme de cada unidad de las Centrales de Cogeneración Calificadas, será calculada de conformidad con el inciso a) del Artículo 110° del Reglamento. Para los fines de determinar los ingresos por potencia, se considerará solamente la Potencia Entregada al Sistema.

Artículo 9°.- Ingresos Adicionales por Potencia Generada en el Sistema

Los Ingresos Adicionales por Potencia Generada en el Sistema de las unidades de la Central de Cogeneración Calificada, serán determinados según los criterios y procedimientos señalados en el Artículo 113° del Reglamento, para lo cual se considerará solamente la Potencia Entregada al Sistema.

Artículo 10°.- Oferta de Cogeneración en el cálculo de Tarifas en Barra

Para el cálculo de las tarifas en barra, la oferta de las Centrales de Cogeneración Calificadas será proyectada como una constante que será igual a los valores históricos de producción de potencia y energía registrados de cada Central en el último año. Para la simulación del despacho se considerará los criterios establecidos en los numerales 7.1 y 7.2 del Artículo 7°.

Artículo 11°.- Acceso a los Sistemas de Transmisión y Distribución

El acceso de Centrales de Cogeneración Calificadas a los sistemas de los concesionarios de transmisión y distribución, se sujeta a lo dispuesto en los Artículos 33° y 34° de la Ley, respectivamente; así como en el Artículo 62° del Reglamento, y demás normas aplicables.

**REGLAMENTO DE COGENERACIÓN****Artículo 12°.- Compensación por Conexión a los Sistemas Transmisión y Distribución**

Es de aplicación a los Cogeneradores lo dispuesto en el Artículo 59° de la Ley, cuando las Centrales de Cogeneración Calificadas tengan una potencia efectiva igual o superior a 1000 kW, sean o no integrantes del COES.

Para efectos de la aplicación del inciso c) del Artículo 137° del Reglamento, se considerará tanto la Potencia Entregada al Sistema por el Cogenerador, como la potencia consumida por el mismo.

Las compensaciones por el uso de los Sistemas Secundarios de Transmisión o los Sistemas de Distribución, se sujetan a lo dispuesto en el Artículo 62° de la Ley y el Artículo 139° del Reglamento.

Artículo 13°.- Comercialización de la Potencia y Energía Entregada al Sistema

13.1 El Cogenerador que opte por integrarse al COES, podrá comercializar su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres, tomando en cuenta lo especificado en los Artículos 101° y 102° del Reglamento. Las transferencias de energía que resulten de la operación económica del Sistema, serán liquidados según los procedimientos del COES.

13.2 El Cogenerador que no sea integrante del COES, debe tener contratada la venta de la totalidad de su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres.

Artículo 14°.- Fiscalización

Corresponde al OSINERG la fiscalización del cumplimiento de las obligaciones del Cogenerador.

El OSINERG efectuará periódicamente pruebas para determinar los valores reales de REE y C de las Centrales de Cogeneración Calificadas, en la cual los valores de E, Q y V indicados en el artículo 5°, serán medidos durante un período ininterrumpido no menor a dos (02) horas de funcionamiento a máxima capacidad efectiva.

El informe de fiscalización correspondiente será notificado por el OSINERG al Cogenerador y a la Dirección.

Si dentro del plazo de treinta (30) días hábiles de ser requerido por la Dirección, el Cogenerador no cumple con subsanar las observaciones formuladas por el OSINERG, la Calificación será cancelada mediante Resolución Directoral. La subsanación será acreditada con un nuevo informe de fiscalización.

Anexo B: Datos técnicos de Agrícola del Chira



Fundada em 1981 e associada a Sugar Processing Corp - USA desde 1992
41093-ET-GE01-4002-01

MC-ROM-0753-000-00-01 Rev. 1

INGENIO AGRICOLA DEL CHIRA



MEMORIA DE CÁLCULO PLANTA DE ETANOL 4.000 TCD

MARZO 2008


Fourteam Engenheiros Associados Ltda
ANEXO 01
ESTUDIO DEL BALANCE MÁSIICO - HÍDRICO - TÉRMICO
25/3/2008
1.122.000 tc/zafra
CLIENTE:
INGENIO AGRICOLA DEL CHIRA
DATOS DE ENTRADA

Zafra	1.122,000	Imbibición % fibra	270
Días de zafra	330,00	Eficiencia de extracción	97,50
Tiempo % aprovechado	85,00	Eficiencia de tratamiento	100,00
Tonelada de caña molida por día	4,000	Eficiencia de fábrica de azúcar	0,00
Pol % caña	13,50	Eficiencia de fermentación	85,00
Fibra % caña	13,50	Eficiencia de destilación	99,50
Pureza % caña	86,00	Perdida lavado %	0,00
Imbibición % caña	36,45	Perdida indeterminada %	1,50
Fracción jugo 1° molino p/ azúcar	0,00	Alcohol hidratado%Absoluto	0,00
Fracción jugo 2° molino p/ azúcar	0,00	Brix % mosto	17,24
Fracción jugo filtrado p/ azúcar	0,00	Fermento%vino sin centrifugar	12,00
Humedad % bagazo	50,00	Fermento%Crema Levaduras in natura	70,00
Pureza % jugo residual	70,00	Fermento%Crema Levaduras tratado	40,00
		Fermento%Vino centrifugado	0,50
Torta (kg/tc)	0,00	Temp. jugo mezclado (°C)	65,00
Agua lavado % Torta	0,00	Temp. jugo filtrado (°C)	60,00
Húmedad % Torta	0,00	Temp. sulfitado (°C)	87,00
Brix % meladura	65,00	Temp. primario azúcar (°C)	100,00
Humedad % azúcar	0,10	Temp. secundario azúcar (°C)	105,00
Pureza % azúcar	99,20	Temp. primario jugo alcohol (°C)	105,00
Pureza % miel final	55,00	Temp. secundario jugo alcohol (°C)	115,00
Brix % miel final	86,00	Temp. CC out (°C)	95,00
Estoque % miel	0,00	Temp. CC intermedia (°C)	95,00
		Temp. CC in (°C)	95,00
Presión man. vapor escape (kgf/cm²)	2,00	Temp. ent. desaireador (°C)	87,87
Presión abs. vapor escape (kgf/cm²)	3,03	Temp. salida desaireador (°C)	110,00
Presión abs. último efecto azúcar (kgf/cm²)	1,04	Temp. agua fría	28,00
Presión abs. último efecto alcohol (kgf/cm²)	1,20		
		Número efectos p/ meladura	0
Presión man vapor direto (kgf/cm²)	42	Número efectos alcohol	2
Temperatura vapor direto (°C)	450	Superficie 2° efecto meladura (m²)	0
Temperatura de los gases (°C)	165	Superficie 3° efecto meladura (m²)	0
Exceso % aire de combustión	40	Superficie 4° efecto meladura (m²)	0
Eficiencia % quema bagazo	95	Superficie 5° efecto meladura (m²)	
		Superficie 6° efecto meladura (m²)	
Consumo específico energía eléctrica (kW/tc)	16,00	Superficie 1° efecto alcohol (m²)	750
Consumo EE para irrigación (kWh)	0	Superficie 2° efecto alcohol (m²)	750
EE para exportación (kWh)	10.648	Superficie 3° efecto alcohol (m²)	
Fracción EE contra Presión %	48,66	Superficie 4° efecto alcohol (m²)	
		Superficie 5° efecto alcohol (m²)	



Fourteam Engenheiros Associados Ltda **ANEXO 02**

CLIENTE: **INGENIO AGRICOLA DEL CHIRA** **1.122.000 tc/zafra**
BALANCE TÉRMICO **25/3/2008**

Caña Molida (t/h)	166,67	Pol bagazo	1,21
Jugo Mezclado%Caña	108,49		
Bagazo%Caña	27,96		
kg Jugo Mezclado/h	180.810		
kg Pol Jugo Mezclado/h	21.938		
Pol % Jugo Mezclado	12,13		
Pureza Jugo Mezclado	85,14		
Brix Jugo Mezclado	14,25		
kg bagazo	46.607		
kg pol bagazo	562		
Pol % bagazo	1,21		
Art % caña	14,78		
Brix jugo primario	17,90	kg pol jugo secundario	7.313
Pureza jugo primario	86,00	kg jugo secundario/h	85.700
Pol jugo primario	15,39	Pol jugo secundario	8,52
kg pol jugo primario	14.625	Brix jugo secundario	10,21
kg jugo primario/h	95.029	Pureza jugo secundario	83,47
Jugo p/ azúcar		Jugo p/ alcohol	
kg jugo azúcar/h	0	kg jugo alcohol/h	180.810
Pol jugo azúcar	0,00	Pol jugo alcohol	12,13
Brix jugo azúcar	0,00	Brix jugo alcohol	14,25
Pureza jugo azúcar	0,00	Pureza jugo alcohol	85,14
Temp. jugo azúcar (°C)	65,00	Temp. jugo alcohol (°C)	65,00
kg clarificado azúcar/h	0	kg clarificado alcohol/h	180.810
Pol clarificado azúcar	0,00	Pol clarificado alcohol	12,25
kg pol clarificado azúcar/h	0	kg pol clarificado alcohol/h	22.157
Brix clarificado azúcar	0,00	Brix clarificado alcohol	14,25
Pureza clarificado azúcar	0,00	Pureza clarificado alcohol	85,99
Fracción % jugo azúcar	0,00		
Relación Art/Pol	1,09	Litros alcohol absoluto/h	13.085
kg de meladura azúcar	0	Litros alcohol hidratado/h	0
Pol meladura azúcar	0,00	Litros alcohol anhidro/h	13.151
Pureza meladura azúcar	0,00	Litros alcohol absoluto/día	314.041
kg pol meladura azúcar/h	0	Litros alcohol hidratado/día	0
Recuperación Pol Fabricación	0,00	Litros alcohol anhidro/día	315.620
Sacos/h	0,00		
Sacos/día	0	Brix máximo del mosto	17,50
Kg Miel Final Producido/h	0	Factor dilución del mosto (0 a 1)	0,98
Kg Miel Final Producido/día	0	Kg mosto/h	147.225
kg Miel Final Consumido/h	0	Art mosto (%)	16,23
Art Miel Final	0,00	Densidad del Mosto	1,07
		Volumen del Mosto (l/h)	137.307
Sacos / t caña total	0,00	GL del Vino	8,15
Litros alcohol abs. / t caña total	78,51		
Sacos equivalentes/ t caña total	2,66	Crema%Levurado	16,55
Sacos/t caña azúcar	0,00	Mosto%Levurado	71,04
Litros alcohol abs. / t caña alcohol	78,51	GL do Pé	4,66
Litros alcohol abs. do mel / t miel	0,00		
		Volumen Vino Centrifugado/h	161.293
		Volumen Crema Lev Tratado/h	55.966
		Volumen Vino Sin Centrifugar/h	193.273
		Volumen Crema/h	31.980
Ton fibra hora	22,50		
		kg alcohol/kg art	0,43
Fracción alcohol caña	100,00	kg CO2/kg art	0,43
Fracción caña azúcar	0,00	kg CO2/h	10.206
Litros alcohol abs. caña	314.041	moles CO2/h	231.962
Litros alcohol abs. miel	0	Nm³/h de CO2	5.196
Eficiencia en ART (%)	82,04		
Tonelada caña azúcar/día	0		


Fourteam Engenheiros Associados Ltda
ANEXO 3
CLIENTE: INGENIO AGRICOLA DEL CHIRA
1.122.000 tc/zafra
BALANCE TÉRMICO
25/3/2008

	Vapor de Calentamiento	kg vapor/h	kcal/h	kg vapor/tc
1° Calentamiento difusor	V2a	6.245	2.810.945	31,47
2° Calentamiento difusor	V2a	7.714	4.133.742	46,28
Calentamiento agua imbebição	V2a	1.577	844.985	9,46
Calentamiento sulfitación		0	0	0,00
Calentamiento primario azúcar		0	0	0,00
Calentamiento secundario azúcar		0	0	0,00
Calentamiento primario alcohol	V1a	7.730	4.058.870	46,38
Calentamiento secundario alcohol	Esc	3.202	1.653.497	19,21
Calentamiento clarificado alcohol		0	0	0,00
Calentamiento clarificado alcohol		0	0	0,00
Evaporadores primarios	Esc	22.061	14.343.889	132,36
Evaporadores secundarios		0	0	0,00
Tachos masa A		0	0	0,00
Tachos masa C		0	0	0,00
Desaireador	Esc	3.928	2.028.583	23,57
Destileria: Hidratado Columna A	Esc	26.446		158,67
Hidratado Columna B/B1	Esc	3.670		22,02

BALANCE DE VAPOR DE PROCESO

	kg vapor/h	kg vapor / tc
Evaporadores	22.061	132,36
Perdidas escape	2,50	9,36
Sangria de V1	0	-
Sangria de V2	0	-
Sangria de V3	0	-
Sangria de V4	0	-
Sangria de V1a	7.730	46,38
Sangria de V2a	14.536	-
Sangria de V3a	0	-
Sangria de V4a	0	-
Escape Efectivo	60.826	364,96

BALANCE DE VAPOR DIRECTO

	kW	kg vapor/kW	kg vapor/h	kg vapor / tc
1° Preparación Caña	441	-	-	-
2° Preparación Caña	302	-	-	-
3° Preparación Caña	629	-	-	-
Difusor	285	-	-	-
Molino desaguador	98	-	-	-
Molino secador	325	-	-	-
Turbogenerador Parcela Contrapresión	7.491	8,13	60.865	365,19
Turbogenerador Parcela Extracción	-	-	-	-
Turbogenerador Condensación	3.767	4,75	17.895	107,37
Turbo-Exaustores	-	-	-	-
Turbo-Bomba Calderas	166	-	-	-
Deshidratación Tamiz Molecular (6,0 bar)	-	-	413	2,48
Válvula reductora	-	-	-	-
Perdidas	1,50	-	1.206	7,23
Total			80.378	482,27
Alívio Escape			39	



BALANCE DE BAGAJO	UNIDAD	VALOR	
Producción horaria	(kg/h)	46.607	
Consumo del filtro cachaza	(kg/h)	0	
Poder calorífico del bagazo	(kcal/kg)	1.811	
Perdida calor gases	(kcal/kg)	234	
Calor cedido vapor	(kcal/kg)	1.497	
kg vapor/kg bagazo		2,19	
Eficiencia caldera al PCI (%)	(%)	82,7	
Consumo horario bagazo	(kg/h)	36.728	
Sobra/déficit horario	(kg/h)	9.879	
Sobra diaria total	(kg/día)	225.244	
Consumo diario en paradas	(kg/día)	18.667	
Sobra/déficit diario	(kg/día)	206.578	19,4%

ENERGÍA ELÉCTRICA	kWh	kWh/tc		MWh/Zafra
Energía consumo propio	4.913	29,48	EE Propio	33.076
Energía exportación	10.648	63,89	EE Exportación	71.683
Energía total	15.561	93,37	EE Total	104.759

Anexo C

Plano de flujo de vapor de Agrícola del Chira

Anexo D: Tablas de las propiedades termodinámicas del agua

D-1 Agua saturada: Mezcla líquido-vapor

TABLA												
Agua saturada. Tabla de temperaturas												
Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líquido, sat., v _f	Vapor, sat., v _g	Líquido, sat., u _f	Evaporación, u _{fg}	Vapor, sat., u _g	Líquido, sat., h _f	Evaporación, h _{fg}	Vapor, sat., h _g	Líquido, sat., s _f	Evaporación, s _{fg}	Vapor, sat., s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9838
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

TABLA

Agua saturada. Tabla de temperaturas (conclusión)

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líqu. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líqu. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líqu. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.67	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10,556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11,284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12,051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12,858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13,707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14,601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15,541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16,529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17,570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18,666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19,822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21,044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22,064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

TABLA												
Agua saturada. Tabla de presiones												
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líqu. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líqu. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líqu. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

D-2: Vapor sobrecalentado

TABLA													
Vapor de agua sobrecalentado													
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s	
°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	
	P = 0.01 MPa (45.81°C)*				P = 0.05 MPa (81.32°C)				P = 0.10 MPa (99.61°C)				
Sat. [†]	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589	
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741									
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611	
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148	
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356	
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346	
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172	
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452	
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362	
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999	
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424	
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682	
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800	
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800	
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698	
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504	
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229	
	P = 0.20 MPa (120.21°C)				P = 0.30 MPa (133.52°C)				P = 0.40 MPa (143.61°C)				
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955	
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306	
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723	
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804	
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677	
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003	
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933	
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580	
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012	
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274	
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2726	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394	
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396	
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295	
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102	
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828	
	P = 0.50 MPa (151.83°C)				P = 0.60 MPa (158.83°C)				P = 0.80 MPa (170.41°C)				
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616	
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177	
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402	
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345	
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107	
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735	
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692	
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354	
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794	
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82487	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061	
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185	
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189	
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090	
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898	
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625	

TABLA 1												
Vapor de agua sobrecalentado (continuación)												
T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 1.00 MPa (179.88°C)				P = 1.20 MPa (187.96°C)				P = 1.40 MPa (195.04°C)				
Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850	0.16326	2587.8	2783.8	6.5217	0.14078	2591.8	2788.9	6.4675
200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956	0.16934	2612.9	2816.1	6.5909	0.14303	2602.7	2803.0	6.4975
250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265	0.19241	2704.7	2935.6	6.8313	0.16356	2698.9	2927.9	6.7488
300	0.25799	2793.7	3051.6	7.1246	0.21386	2789.7	3046.3	7.0335	0.18233	2785.7	3040.9	6.9553
350	0.28250	2875.7	3158.2	7.3029	0.23455	2872.7	3154.2	7.2139	0.20029	2869.7	3150.1	7.1379
400	0.30661	2957.9	3264.5	7.4670	0.25482	2955.5	3261.3	7.3793	0.21782	2953.1	3258.1	7.3046
500	0.35411	3125.0	3479.1	7.7642	0.29454	3123.4	3477.0	7.6779	0.25216	3121.8	3474.8	7.6047
600	0.40111	3297.5	3698.6	8.0311	0.33395	3296.3	3697.0	7.9456	0.28597	3295.1	3695.5	7.8730
700	0.44783	3476.3	3924.1	8.2755	0.37297	3475.3	3922.9	8.1904	0.31951	3474.4	3921.7	8.1183
800	0.49438	3661.7	4156.1	8.5024	0.41184	3661.0	4155.2	8.4176	0.35288	3660.3	4154.3	8.3458
900	0.54083	3853.9	4394.8	8.7150	0.45059	3853.3	4394.0	8.6303	0.38614	3852.7	4393.3	8.5587
1000	0.58721	4052.7	4640.0	8.9155	0.48928	4052.2	4639.4	8.8310	0.41933	4051.7	4638.8	8.7595
1100	0.63354	4257.9	4891.4	9.1057	0.52792	4257.5	4891.0	9.0212	0.45247	4257.0	4890.5	8.9497
1200	0.67983	4469.0	5148.9	9.2866	0.56652	4468.7	5148.5	9.2022	0.48558	4468.3	5148.1	9.1308
1300	0.72610	4685.8	5411.9	9.4593	0.60509	4685.5	5411.6	9.3750	0.51866	4685.1	5411.3	9.3036
P = 1.60 MPa (201.37°C)				P = 1.80 MPa (207.11°C)				P = 2.00 MPa (212.36°C)				
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2856.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384
P = 2.50 MPa (223.95°C)				P = 3.00 MPa (233.85°C)				P = 3.50 MPa (242.56°C)				
Sat.	0.07995	2602.1	2801.9	6.2558	0.06667	2603.2	2803.2	6.1856	0.05706	2603.0	2802.7	6.1244
225	0.08026	2604.8	2805.5	6.2629								
250	0.08705	2663.3	2880.9	6.4107	0.07063	2644.7	2856.5	6.2893	0.05876	2624.0	2829.7	6.1764
300	0.09894	2762.2	3009.6	6.6459	0.08118	2750.8	2994.3	6.5412	0.06845	2738.8	2978.4	6.4484
350	0.10979	2852.5	3127.0	6.8424	0.09056	2844.4	3116.1	6.7450	0.07680	2836.0	3104.9	6.6601
400	0.12012	2939.8	3240.1	7.0170	0.09938	2933.6	3231.7	6.9235	0.08456	2927.2	3223.2	6.8428
450	0.13015	3026.2	3351.6	7.1768	0.10789	3021.2	3344.9	7.0856	0.09198	3016.1	3338.1	7.0074
500	0.13999	3112.8	3462.8	7.3254	0.11620	3108.6	3457.2	7.2359	0.09919	3104.5	3451.7	7.1593
600	0.15931	3288.5	3686.8	7.5979	0.13245	3285.5	3682.8	7.5103	0.11325	3282.5	3678.9	7.4357
700	0.17835	3469.3	3915.2	7.8455	0.14841	3467.0	3912.2	7.7590	0.12702	3464.7	3909.3	7.6855
800	0.19722	3656.2	4149.2	8.0744	0.16420	3654.3	4146.9	7.9885	0.14061	3652.5	4144.6	7.9156
900	0.21597	3849.4	4389.3	8.2882	0.17988	3847.9	4387.5	8.2028	0.15410	3846.4	4385.7	8.1304
1000	0.23466	4049.0	4635.6	8.4897	0.19549	4047.7	4634.2	8.4045	0.16751	4046.4	4632.7	8.3324
1100	0.25330	4254.7	4887.9	8.6804	0.21105	4253.6	4886.7	8.5955	0.18087	4252.5	4885.6	8.5236
1200	0.27190	4466.3	5146.0	8.8618	0.22658	4465.3	5145.1	8.7771	0.19420	4464.4	5144.1	8.7053
1300	0.29048	4683.4	5409.5	9.0349	0.24207	4682.6	5408.8	8.9502	0.20750	4681.8	5408.0	8.8786

TABLA													
Vapor de agua sobrecalentado (continuación)													
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s	
°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	
P = 4.0 MPa (250.35°C)				P = 4.5 MPa (257.44°C)				P = 5.0 MPa (263.94°C)					
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696	0.04406	2599.7	2798.0	6.0198	0.03945	2597.0	2794.2	5.9737	
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312	0.04733	2651.4	2864.4	6.1429	0.04144	2632.3	2839.5	6.0571	
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639	0.05138	2713.0	2944.2	6.2854	0.04535	2699.0	2925.7	6.2111	
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843	0.05842	2818.6	3081.5	6.5153	0.05197	2809.5	3069.3	6.4516	
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714	0.06477	2914.2	3205.7	6.7071	0.05784	2907.5	3196.7	6.6483	
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386	0.07076	3005.8	3324.2	6.8770	0.06332	3000.6	3317.2	6.8210	
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922	0.07652	3096.0	3440.4	7.0323	0.06858	3091.8	3434.7	6.9781	
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706	0.08766	3276.4	3670.9	7.3127	0.07870	3273.3	3666.9	7.2605	
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214	0.09850	3460.0	3903.3	7.5647	0.08852	3457.7	3900.3	7.5136	
800	0.12292	3650.6	4142.3	7.8523	0.10916	3648.8	4140.0	7.7962	0.09816	3646.9	4137.7	7.7458	
900	0.13476	3844.8	4383.9	8.0675	0.11972	3843.3	4382.1	8.0118	0.10769	3841.8	4380.2	7.9619	
1000	0.14653	4045.1	4631.2	8.2698	0.13020	4043.9	4629.8	8.2144	0.11715	4042.6	4628.3	8.1648	
1100	0.15824	4251.4	4884.4	8.4612	0.14064	4250.4	4883.2	8.4060	0.12655	4249.3	4882.1	8.3565	
1200	0.16992	4463.5	5143.2	8.6430	0.15103	4462.6	5142.2	8.5880	0.13592	4461.6	5141.3	8.5388	
1300	0.18157	4680.9	5407.2	8.8164	0.16140	4680.1	5406.5	8.7616	0.14527	4679.3	5405.7	8.7124	
P = 6.0 MPa (275.59°C)				P = 7.0 MPa (285.83°C)				P = 8.0 MPa (295.01°C)					
Sat.	0.03245	2589.9	2784.6	5.8902	0.027378	2581.0	2772.6	5.8148	0.023525	2570.5	2758.7	5.7450	
300	0.03619	2668.4	2885.6	6.0703	0.029492	2633.5	2839.9	5.9337	0.024279	2592.3	2786.5	5.7937	
350	0.04225	2790.4	3043.9	6.3357	0.035262	2770.1	3016.9	6.2305	0.029975	2748.3	2988.1	6.1321	
400	0.04742	2893.7	3178.3	6.5432	0.039958	2879.5	3159.2	6.4502	0.034344	2864.6	3139.4	6.3658	
450	0.05217	2989.9	3302.9	6.7219	0.044187	2979.0	3288.3	6.6353	0.038194	2967.8	3273.3	6.5579	
500	0.05667	3083.1	3423.1	6.8826	0.048157	3074.3	3411.4	6.8000	0.041767	3065.4	3399.5	6.7266	
550	0.06102	3175.2	3541.3	7.0308	0.051966	3167.9	3531.6	6.9507	0.045172	3160.5	3521.8	6.8800	
600	0.06527	3267.2	3658.8	7.1693	0.055665	3261.0	3650.6	7.0910	0.048463	3254.7	3642.4	7.0221	
700	0.07355	3453.0	3894.3	7.4247	0.062850	3448.3	3888.3	7.3487	0.054829	3443.6	3882.2	7.2822	
800	0.08165	3643.2	4133.1	7.6582	0.069856	3639.5	4128.5	7.5836	0.061011	3635.7	4123.8	7.5185	
900	0.08964	3838.8	4376.6	7.8751	0.076750	3835.7	4373.0	7.8014	0.067082	3832.7	4369.3	7.7372	
1000	0.09756	4040.1	4625.4	8.0786	0.083571	4037.5	4622.5	8.0055	0.073079	4035.0	4619.6	7.9419	
1100	0.10543	4247.1	4879.7	8.2709	0.090341	4245.0	4877.4	8.1982	0.079025	4242.8	4875.0	8.1350	
1200	0.11326	4459.8	5139.4	8.4534	0.097075	4457.9	5137.4	8.3810	0.084934	4456.1	5135.5	8.3181	
1300	0.12107	4677.7	5404.1	8.6273	0.103781	4676.1	5402.6	8.5551	0.090817	4674.5	5401.0	8.4925	
P = 9.0 MPa (303.35°C)				P = 10.0 MPa (311.00°C)				P = 12.5 MPa (327.81°C)					
Sat.	0.020489	2558.5	2742.9	5.6791	0.018028	2545.2	2725.5	5.6159	0.013496	2505.6	2674.3	5.4638	
325	0.023284	2647.6	2857.1	5.8738	0.019877	2611.6	2810.3	5.7596					
350	0.025816	2725.0	2957.3	6.0380	0.022440	2699.6	2924.0	5.9460	0.016138	2624.9	2826.6	5.7130	
400	0.029960	2849.2	3118.8	6.2876	0.026436	2833.1	3097.5	6.2141	0.020030	2789.6	3040.0	6.0433	
450	0.033524	2956.3	3258.0	6.4872	0.029782	2944.5	3242.4	6.4219	0.023019	2913.7	3201.5	6.2749	
500	0.036793	3056.3	3387.4	6.6603	0.032811	3047.0	3375.1	6.5995	0.025630	3023.2	3343.6	6.4651	
550	0.039885	3153.0	3512.0	6.8164	0.035555	3145.4	3502.0	6.7585	0.028033	3126.1	3476.5	6.6317	
600	0.042861	3248.4	3634.1	6.9605	0.038378	3242.0	3625.8	6.9045	0.030306	3225.8	3604.6	6.7828	
650	0.045755	3343.4	3755.2	7.0954	0.041018	3338.0	3748.1	7.0408	0.032491	3324.1	3730.2	6.9227	
700	0.048589	3438.8	3876.1	7.2229	0.043597	3434.0	3870.0	7.1693	0.034612	3422.0	3854.6	7.0540	
800	0.054132	3632.0	4119.2	7.4606	0.048629	3628.2	4114.5	7.4085	0.038724	3618.8	4102.8	7.2967	
900	0.059562	3829.6	4365.7	7.6802	0.053547	3826.5	4362.0	7.6290	0.042720	3818.9	4352.9	7.5195	
1000	0.064919	4032.4	4616.7	7.8855	0.058391	4029.9	4613.8	7.8349	0.046641	4023.5	4606.5	7.7269	
1100	0.070224	4240.7	4872.7	8.0791	0.063183	4238.5	4870.3	8.0289	0.050510	4233.1	4864.5	7.9220	
1200	0.075492	4454.2	5133.6	8.2625	0.067938	4452.4	5131.7	8.2126	0.054342	4447.7	5127.0	8.1065	
1300	0.080733	4672.9	5399.5	8.4371	0.072667	4671.3	5398.0	8.3874	0.058147	4667.3	5394.1	8.2819	

Anexo E: Coeficientes de los polinomios de propiedades termodinámicas

Para el cálculo de calores específicos, entalpía y entropía de elementos y compuestos se utilizan los coeficientes indicados en la tabla E.1.

Tabla E.1. Coeficientes para propiedades termodinámicas

Especie	Temperatura	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7
C	300-1000K	-0,393582	0,00503222	2,1336E-07	-4,481E-09	2,2282E-12	-100,4352	1,457854
	1000-5000K	1,627266	0,00137261	-4,7427E-07	7,8269E-11	-4,693E-15	-755,5066	-9,459775
CH4	300-1000K	2,982465	0,0022277	8,3465E-06	-4,8255E-09	8,3841E-14	-10026,89	4,404673
	1000-5000K	2,091612	0,0091304	-2,7888E-06	4,0232E-10	-2,021E-14	-10161,69	7,506917
CO	300-1000K	3,7101	-0,0016191	3,6924E-06	-2,032E-09	2,3953E-13	-14356	2,9555
	1000-5000K	2,9841	0,0014891	-5,79E-07	1,0365E-10	-6,935E-15	-14245	6,3479
CO2	300-1000K	2,4008	0,0087351	-6,6071E-06	2,0022E-09	6,3274E-16	-48378	0,96951*10
	1000-5000K	4,4608	0,0030012	-1,2393E-06	2,2741E-10	-1,553E-14	-46961	0,93636
H2	300-1000K	3,0574	267,65	-5,8099E-06	5,521E-09	-1,812E-12	-988,9	-2,2997
	1000-5000K	3,1002	0,00051119	5,2644E-08	-3,491E-11	3,6945E-15	-877,38	-1,9629
H2O	300-1000K	4,0701	-0,0011084	4,1521E-06	-2,9637E-09	8,0702E-13	-30280	-0,3227
	1000-5000K	2,7168	0,0029451	-8,0224E-07	1,0227E-10	-4,847E-15	-29906	6,6305
NO	300-1000K	4,045952	-0,00341818	7,9819E-06	-6,1139E-09	1,5919E-12	9745,393	2,997499
	1000-5000K	3,189	0,00133823	-5,2899E-07	9,5919E-11	-6,485E-15	9828,329	6,745813
N2	300-1000K	3,6748	-0,0012082	2,324E-06	-6,3218E-10	-2,258E-13	-1061,2	2,358
	1000-5000K	2,8963	0,0015155	-5,3235E-07	9,9807E-11	-6,522E-15	-905,86	6,1615
OH	300-1000K	3,873714	-0,00133938	1,6348E-06	-5,2134E-10	4,1827E-14	3580,235	0,3420241
	1000-5000K	2,889781	0,00100059	-2,2049E-07	5,1645E-11	-3,941E-16	3885,704	5,556643
O2	300-1000K	3,6256	-0,0018782	7,0555E-06	-6,7635E-09	2,1556E-12	-1047,5	4,3053
	1000-5000K	3,622	0,00073618	-1,9652E-07	3,6202E-11	-2,895E-15	-1202	3,6151

Fuente: Franco Rispoli [26]

A partir de dichos coeficientes, se utiliza los siguientes polinomios que dependen también de la constante universal de los gases (R) y de la temperatura (T) en grados kelvin (K)

$$\begin{aligned}\tilde{c}_{p,i} &= R \cdot (a_{1,i} + a_{2,i}T + a_{3,i}T^2 + a_{4,i}T^3 + a_{5,i}T^4) \\ h_i &= R \cdot \left(a_{1,i}T + a_{2,i} \frac{T^2}{2} + a_{3,i} \frac{T^3}{3} + a_{4,i} \frac{T^4}{4} + a_{5,i} \frac{T^5}{5} + a_{6,i} \right) \\ \tilde{s}_i &= R \cdot \left(a_{1,i} \ln(T) + a_{2,i}T + a_{3,i} \frac{T^2}{2} + a_{4,i} \frac{T^3}{3} + a_{5,i} \frac{T^4}{4} + a_{7,i} \right)\end{aligned}$$

Anexo F: Algoritmos para el sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación

F-1: Programa en Matlab que desarrolla las ecuaciones del gasificador.

En la tabla F.1 se presenta las variables y parámetros utilizados con su respectivo símbolo.

Tabla F.1. Variables del gasificador

n	Subíndice del carbono en fórmula empírica del bagazo
m	Subíndice del hidrógeno en fórmula empírica del bagazo
r	Subíndice del oxígeno en fórmula empírica del bagazo
fi	Relación de equivalencia
p	Presión del gasificador
hb	Contenido de humedad en el bagazo
nab	Número de moles de agua en el bagazo
fir	Humedad relativa del aire
pg	Presión de saturación
pv	Presión de vapor
w	Humedad específica del aire
naa	Número de moles de agua en el aire
T	Temperatura del gasificador
c	Fracción molar de carbono en el bagazo
h	Fracción molar de hidrógeno en el bagazo
o	Fracción molar de oxígeno en el bagazo
xco	Fracción molar de monóxido de carbono en el combustible gaseoso
xco2	Fracción molar de dióxido de carbono en el combustible gaseoso
xh2o	Fracción molar de agua en el combustible gaseoso
xh2	Fracción molar de hidrógeno en el combustible gaseoso
xn2	Fracción molar de nitrógeno en el combustible gaseoso
xch4	Fracción molar de monóxido de carbono en el combustible gaseoso
np	Número de moles de combustible gaseoso
kp	Constante de equilibrio
h []	Entalpía
s []	Entropía

Fuente: Elaboración propia

Archivo: gasific.m:

```

clc
clear all
%Subíndices de la composición del bagazo
n=3.73;
m=6.3;
r=2.98;
fi=1/0.2;      %Relación de equivalencia del aire de ingreso
p=6;          %Presión del gasificador
hb=0.2;      %Humedad del bagazo kg agua/kg bag
nab=hb*(n*12+m+16*r)/(18*(1-hb));      %Número de moles de agua en el bagazo
fir1=0.6;    %Humedad relativa del aire entrada del compresor
pg1=10^(5.76-2147/(273.15+27)); %Presión de saturación a temperatura ambiente
pg2=10^(5.76-2147/(273.15+249.38)); %Presión de saturación a temperatura del aire de
                                     ingreso
pv1=fir1*10^(5.76-2147/(273.15+27));%Presión de vapor a temperatura ambiente
w1=0.622*pv1/(1-pv1);      %Humedad especifica a temperatura ambiente
fir2=w1*p/((0.622+w1)*pg2);%Humedad relativa del aire a la entrada del gasificador
pv2=fir2*pg2;      %Presión de vapor a la entrada del gasificador
naa=0.622*pv2*(n+m/4-r/2)*28.84*4.76/((p-pv2)*fi*18); %Número de moles de agua
                                     en el aire de ingreso
T=800;          % Valor inicial de iteración de la temperatura del gasificador
T25=249.38+273.15; %Temperatura a la salida del compresor de aire
T33=50+273.15;  %Temperatura a la salida del secador
M=12*n+m+16*r; %Peso molecular del bagazo
%Fracciones molares en el bagazo seco
c=12*n/M;
h=m/M;
o=16*r/M;
%Valores iniciales en la iteración para las fracciones molares del combustible gaseoso
xco=0.2;
xco2=0.2;
xh2o=0.2;
xh2=0.2;
xn2=0.2;
xch4=0.2;
z=1;          % Valor inicial del inverso del número de moles del combustible gaseoso
q=4;         % Variable para promedio de errores.
f=1000;      % Variable para ecuación de la energía
i=1;        % Contador de iteraciones

% Empieza el bucle 'while' que desarrolla el sistema de ecuaciones por Newton -
Raphson

```

```

while abs(f)>0.001 %Pregunta si la variable de la ecuación de la energía es mayor a
                    la referencia
    if i>1 %Verifica si la iteración es posterior a la primera
    T=T-f/df; %Siguiendo valor de la temperatura según Newton - Raphson
    end %Fin de la sentencia if

```

%Empieza el bucle 'while' que resuelve las fracciones molares del combustible gaseoso para la temperatura T según la iteración

```

while q>0.001 %Pregunta si el error del método numérico cumple la condición

```

%Cálculo de las constantes de equilibrio para la temperatura T

```

    kp1=exp(-(hH2(T)-T*sH2(T)+hCO(T)-T*sCO(T)-hC(T)+T*sC(T)-
              hH2O(T)+T*sH2O(T))/(8.314*T));

```

```

    kp2=exp(-(2*hCO(T)-2*T*sCO(T)-hC(T)+T*sC(T)-
              hCO2(T)+T*sCO2(T))/(8.314*T));

```

%Cálculo de la matriz de derivadas parciales según Newton - Raphson

```

    A=[1 1 0 0 0 1 -n;0 0 2 2 0 4 -m-2*nab-2*naa;1 2 1 0 0 0 -r-nab-naa-
      2*(n+m/4-r/2)/fi;0 0 0 0 1 0 -3.76*(n+m/4-r/2)/fi;1 1 1 1 1 0;xh2 0 -kp1/p
      xco 0 0 0;2*xco -kp2/p 0 0 0 0 0];

```

%Cálculo de las funciones con los valores anteriores y formación del vector B

```

    b1=xco+xco2+xch4-z*n;
    b2=2*xh2o+2*xh2+4*xch4-(m+2*nab+2*naa)*z;
    b3=xco+2*xco2+xh2o-(r+2*(n+m/4-r/2)/fi+nab+naa)*z;
    b4=xn2-3.76*(n+m/4-r/2)*z/fi;
    b5=xco+xco2+xh2o+xh2+xn2+xch4-1;
    b6=xco*xh2-kp1*xh2o/p;
    b7=xco^2-kp2*xco2/p;
    B=[-b1 -b2 -b3 -b4 -b5 -b6 -b7]';

```

%Cálculo del vector D formado por los diferenciales de las incógnitas

```

    D=inv(A)*B;

```

%Nuevos valores de las fracciones molares y del inverso del número de moles

```

    xco=xco+D(1);
    xco2=xco2+D(2);
    xh2o=xh2o+D(3);
    xh2=xh2+D(4);
    xn2=xn2+D(5);
    xch4=xch4+D(6);
    z=z+D(7);

```

%Cálculo del promedio de errores

```

    q=(abs(D(1))+abs(D(2))+abs(D(3))+abs(D(4))+abs(D(5))+abs(D(6))+abs(D(
      7)))/7;

```

```

end %Fin del Segundo bucle 'while', Proporciona la solución del sistema
    para la temperatura T

```

```

np=1/z; %Cálculo del número de moles en el combustible para la temperatura T

```

%Se evalúa la solución del sistema en la ecuación de la energía.

$$f = \tilde{q} = \eta_{gas} \cdot \sum n_p \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_p - \sum n_r \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_r$$

f=0.8*np*(xco*(-110530+hCO(T)-hCO(298))+xco2*(-393520+hCO2(T)-hCO2(298))+xh2o*(-241820+hH2O(T)-hH2O(298))+xh2*(hH2(T)-hH2(298))+xn2*(hN2(T)-hN2(298))+xch4*(-74850+hCH4(T)-hCH4(298)))-naa*(-241820+hH2O(T25)-hH2O(298))-(n+m/4-r/2)*(hO2(T25)-hO2(298))/fi-3.76*(n+m/4-r/2)*(hN2(T25)-hN2(298))/fi-nab*(-241820+hH2O(T33)-hH2O(298))-(-475447+c*(hC(T33)-hC(298))/12+h*(hH2(T33)-hH2(298))/2+o*(hO2(T33)-hO2(298))/32);

%Se calcula la derivada de la ecuación de la energía respecto de la temperatura

df=np*(xco*cpCO(T)+xco2*cpCO2(T)+xh2o*cpH2O(T)+xh2*cpH2(T)+xn2*cpN2(T)+xch4*cpCH4(T));

i=i+1; %Aumenta el contador de iteraciones

end %Fin del primer bucle 'while', el cual termina cuando se cumple la ecuación de la energía para las fracciones molares y temperatura calculadas internamente

%Se imprime la solución del sistema de ecuaciones del gasificador

xco

xco2

xh2o

xh2

xn2

xch4

np=1/z

Tc=T

%Cálculo del calor rechazado y entalpías

qr=0.2*np*(xco*(-110530+hCO(T)-hCO(298))+xco2*(-393520+hCO2(T)-hCO2(298))+xh2o*(-241820+hH2O(T)-hH2O(298))+xh2*(hH2(T)-hH2(298))+xn2*(hN2(T)-hN2(298))+xch4*(-74850+hCH4(T)-hCH4(298)))

T31=27+273.15;

h31b=c*(hC(T31))/12+h*(hH2(T31))/2+o*(hO2(T31))/32

h33b=c*(hC(T33))/12+h*(hH2(T33))/2+o*(hO2(T33))/32

h33v=(hH2O(T33))/18

h31v=(hH2O(T31))/18

F-2: Programa en Matlab, que desarrolla las ecuaciones de la cámara de combustión.

En la tabla F.2 se presenta las variables y parámetros utilizados con su respectivo símbolo.

Tabla F.2. Variables de la cámara de combustión

a	Número de moles de monóxido de carbono en combustible gaseoso
b	Número de moles de dióxido de carbono en combustible gaseoso
c	Número de moles de agua en combustible gaseoso
d	Número de moles de hidrógeno en combustible gaseoso
e	Número de moles de nitrógeno en combustible gaseoso
f	Número de moles de metano en combustible gaseoso
fi	Relación de equivalencia
at	Aire teórico para la combustión
p	Presión del gasificador
naa	Número de moles de agua en el aire
T	Temperatura de la cámara de combustión
T3	Temperatura del gasificador
xco	Fracción molar de monóxido de carbono en los productos de combustión
xco2	Fracción molar de dióxido de carbono en los productos de combustión
xo2	Fracción molar de oxígeno en los productos de combustión
xh2o	Fracción molar de agua en los productos de combustión
xh2	Fracción molar de hidrógeno en los productos de combustión
xn2	Fracción molar de nitrógeno en los productos de combustión
xno	Fracción molar de monóxido de nitrógeno en los productos de combustión
xoh	Fracción molar de hidroxilo en los productos de combustión
np	Número de moles de productos de combustión
kp	Constante de equilibrio
h []	Entalpía
s []	Entropía

Fuente: Elaboración propia

Archivo: comb3.m:

```

clc
clear all
gasific;          %Carga el programa del gasificador, tomando la solución determinada
%Cálculo del número de moles por componente en el combustible gaseoso
a=xco*np;
b=xco2*np;
c=xh2o*np;

```

```

d=xh2*np;
e=xn2*np;
f=xch4*np;
fi=1/3;      %Relación de equivalencia del aire de ingreso
at=(a+4*f+d)/2;      %Aire teórico para la combustión completa
p=6;      %Presión de la cámara de combustión
naa=0.622*pv2*at*28.84/((p-pv2)*fi*18); %Número de moles de agua en el aire de
                                     ingreso
T=1700;      % Valor inicial de iteración de la temperatura de la cámara de combustión
T3=Tc;      %Temperatura del gasificador
% Valores iniciales en la iteración para las fracciones molares de los productos de
combustión
xco=0.15;
xco2=0.15;
xo2=0.15;
xh2o=0.15;
xh2=0.15;
xn2=0.15;
xno=0.15;
xoh=0.15;
z=1;      % Valor inicial del inverso del número de moles de los productos de
combustión
q=4;      % Variable para promedio de errores.
g=1000;   % Variable para ecuación de la energía
i=1;      %Contador

```

% Empieza el bucle 'while' que desarrolla el sistema de ecuaciones por Newton - Raphson

```

while abs(g)>1      % Pregunta si la variable de la ecuación de la energía es mayor a
                   la referencia
    if i>1          % Verifica si la iteración es posterior a la primera
        T=T-g/dg;  %Siguiente valor de la temperatura según Newton - Raphson
    end            %Fin de la sentencia if

```

%Empieza el bucle 'while' que resuelve las fracciones molares de los productos de combustión para la temperatura T según la iteración

```

while q>0.001 %Pregunta si el error del método numérico cumple la condición
% Cálculo de las constantes de equilibrio para la temperatura T
kp1=exp(-(hCO2(T)-T*sCO2(T)-hCO(T)+T*sCO(T)-0.5*(hO2(T)-
T*sO2(T)))/(8.314*T));
kp2=exp(-(hH2O(T)-T*sH2O(T)-hH2(T)+T*sH2(T)-0.5*(hO2(T)-
T*sO2(T)))/(8.314*T));

```

```

kp3=exp(-(hNO(T)-T*sNO(T)-0.5*(hN2(T)-T*sN2(T))-0.5*(hO2(T)-
T*sO2(T)))/(8.314*T));
kp4=exp(-(hH2O(T)-T*sH2O(T)-0.5*(hH2(T)-T*sH2(T))-(hOH(T)-
T*sOH(T)))/(8.314*T));
% Cálculo de la matriz de derivadas parciales según Newton - Raphson
A=[1 1 0 0 0 0 0 0 -(a+b+f);0 0 0 2 2 0 0 1 2*(-c-d-2*f-naa);1 2 2 1 0 0 1 1 -a-
2*b-c-2*at/fi-naa;0 0 0 0 0 2 1 0 -2*(3.76*at/fi+e);1 1 1 1 1 1 1 1 0;-
2*p*xco*xo2*kp1^2 2*xco2 -p*(kp1^2)*(xco^2) 0 0 0 0 0 0;0 0 -
p*(kp2^2)*(xh2^2) 2*xh2o -2*p*xh2*xo2*kp2^2 0 0 0 0;0 0 -xn2*(kp3^2) 0
0 -xo2*(kp3^2) 2*xno 0 0;0 0 0 2*xh2o -p*(kp4^2)*(xoh^2) 0 0 -
2*p*xh2*xoh*kp4^2 0];
% Cálculo de las funciones con los valores anteriores y formación del vector B
b1=xco+xco2-z*(a+b+f);
b2=2*xh2o+2*xh2+xoh-2*(c+d+2*f+naa)*z;
b3=xco+2*xco2+2*xo2+xh2o+xno+xoh-(a+2*b+c+2*at/fi+naa)*z;
b4=2*xn2+xno-2*(3.76*at/fi+e)*z;
b5=xco+xco2+xo2+xh2o+xh2+xn2+xno+xoh-1;
b6=xco^2-p*(kp1^2)*(xco^2)*(xo2);
b7=xh2o^2-p*(kp2^2)*(xh2^2)*(xo2);
b8=xno^2-(kp3^2)*xo2*xn2;
b9=xh2o^2-p*(kp4^2)*(xoh^2)*(xh2);
B=[-b1 -b2 -b3 -b4 -b5 -b6 -b7 -b8 -b9]';
% Cálculo del vector D formado por los diferenciales de las incógnitas
D=inv(A)*B;
% Nuevos valores de las fracciones molares y del inverso del número de moles
xco=xco+D(1);
xco2=xco2+D(2);
xo2=xo2+D(3);
xh2o=xh2o+D(4);
xh2=xh2+D(5);
xn2=xn2+D(6);
xno=xno+D(7);
xoh=xoh+D(8);
z=z+D(9);
% Cálculo del promedio de errores
q=(abs(D(1))+abs(D(2))+abs(D(3))+abs(D(4))+abs(D(5))+abs(D(6))+abs(D(
7))+abs(D(8))+abs(D(9)))/9;
end % Fin del Segundo bucle 'while', Proporciona la solución del sistema
para la temperatura T

```

np=1/z; %Cálculo del número de moles de productos de combustión para la temperatura T

%Se evalúa la solución del sistema en la ecuación de la energía.

$$g = \tilde{q} = \sum n_p \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_p - \sum n_r \left(h_f^0 + h(T) - h^0 \right)_r$$

```

g=np*(xco*(-110530+hCO(T)-hCO(298))+xco2*(-393520+hCO2(T)-
hCO2(298))+xo2*(hO2(T)-hO2(298))+xh2o*(-241820+hH2O(T)-
hH2O(298))+xh2*(hH2(T)-hH2(298))+xn2*(hN2(T)-hN2(298))+xno*(90000+hNO(T)-
hNO(298))+xoh*(39460+hOH(T)-hOH(298)))-a*(-110530+hCO(T3)-hCO(298))-b*(-
393520+hCO2(T3)-hCO2(298))-c*(-241820+hH2O(T3)-hH2O(298))-d*(hH2(T3)-
hH2(298))-e*(hN2(T)-hN2(298))-f*(-74850+hCH4(T3)-hCH4(298))-at*(hO2(T25)-
hO2(298))/fi-3.76*at*(hN2(T25)-hN2(298))/fi-naa*(-241820+hH2O(T25)-hH2O(298));
%Se calcula la derivada de la ecuación de la energía respecto de la temperatura
dg=np*(xco*cpCO(T)+xco2*cpCO2(T)+xo2*cpO2(T)+xh2o*cpH2O(T)+xh2*cpH2(T)
+xn2*cpN2(T)+xno*cpNO(T)+xoh*cpOH(T));
i=i+1;      %Aumenta el contador de iteraciones
end        %Fin del primer bucle 'while', el cual termina cuando se cumple la
          ecuación de la energía para las fracciones molares y temperatura
          calculadas internamente
%Se imprime la solución del sistema de ecuaciones de la cámara de combustión
xco
xco2
xo2
xh2o
xh2
xn2
xno
xoh
np=1/z
Tg=T

```

F-3: Programa en Matlab, que desarrolla las ecuaciones de la turbina de gas.

En la tabla F.3 se presenta las variables y parámetros utilizados con su respectivo símbolo.

Tabla F.3. Variables de la turbina de gas

T	Temperatura de la cámara de combustión
h4	Entalpía a la entrada de la turbina
p4	Presión a la entrada de la turbina
p5	Presión a la salida de la turbina
cp	Calor específico a presión constante de los productos de combustión
k	Relación de calores específicos de los productos de combustión
T5	Temperatura a la salida de la turbina
h5	Entalpía a la salida de la turbina
wt	Trabajo de la turbina por unidad de mol

Fuente: Elaboración propia

Archivo: turb.m:

```

clc
clear all
comb3;          %Carga el programa de la cámara de combustión, tomando su solución
T=Tg;          %Asigna la temperatura de la cámara como temperatura de entrada
%Cálculo de la entalpía de los productos de combustión a la entrada de la turbina
h4=xco*hCO(T)+xco2*hCO2(T)+xo2*hO2(T)+xh2o*hH2O(T)+xh2*hH2(T)+xn2*hN
2(T)+xno*hNO(T)+xoh*hOH(T)
p4=6;          %Presión a la entrada de la turbina
p5=1;          %Presión a la salida de la turbina

%Cálculo del calor específico promedio y relación promedio de calores específicos
A=0;          %Sumador de calores específicos
i=0;          %Contador
for t=800:20:1400    %Rango de temperaturas entre 800 K y 1400 K
    cp=xco*cpCO(t)+xco2*cpCO2(t)+xo2*cpO2(t)+xh2o*cpH2O(t)+xh2*cpH2(t)+
    xn2*cpN2(t)+xno*cpNO(t)+xoh*cpOH(t);
    A=A+cp;
    i=i+1;
end            %Fin del bucle for
cp=A/i;        %calor específico promedio
k=cp/(cp-8.314); %relación de calores específico promedio

T5=T*(p5/p4)^((k-1)/k)    % Temperatura ideal a la salida de la turbina

```

%Cálculo de la entalpía ideal y real a la salida de la turbina

$$h_{5i} = x_{co} \cdot h_{CO}(T_5) + x_{co2} \cdot h_{CO2}(T_5) + x_{o2} \cdot h_{O2}(T_5) + x_{h2o} \cdot h_{H2O}(T_5) + x_{h2} \cdot h_{H2}(T_5) + x_{n2} \cdot h_{N2}(T_5) + x_{no} \cdot h_{NO}(T_5) + x_{oh} \cdot h_{OH}(T_5)$$

$$h_{5r} = h_4 - 0.8 \cdot (h_4 - h_{5i})$$

%Cálculo de la temperatura real a la salida de la turbina

T5r=800; % Valor inicial de iteración para la temperatura real a la salida

y=2; % Variable para la función $y = h(T) - h_{5r}$

while y>0.001 %Pregunta si el error del método numérico cumple la condición

 %Se evalúa 'y' para la temperatura actual

$$y = x_{co} \cdot h_{CO}(T_{5r}) + x_{co2} \cdot h_{CO2}(T_{5r}) + x_{o2} \cdot h_{O2}(T_{5r}) + x_{h2o} \cdot h_{H2O}(T_{5r}) + x_{h2} \cdot h_{H2}(T_{5r}) + x_{n2} \cdot h_{N2}(T_{5r}) + x_{no} \cdot h_{NO}(T_{5r}) + x_{oh} \cdot h_{OH}(T_{5r}) - h_{5r};$$

 %Se evalúa la derivada de 'y'

$$dy = x_{co} \cdot cp_{CO}(T_{5r}) + x_{co2} \cdot cp_{CO2}(T_{5r}) + x_{o2} \cdot cp_{O2}(T_{5r}) + x_{h2o} \cdot cp_{H2O}(T_{5r}) + x_{h2} \cdot cp_{H2}(T_{5r}) + x_{n2} \cdot cp_{N2}(T_{5r}) + x_{no} \cdot cp_{NO}(T_{5r}) + x_{oh} \cdot cp_{OH}(T_{5r});$$

 %Se calcula nuevo valor de temperatura según Newton - Raphson

 T5r=T5r-y/dy;

end %Fin del bucle while

T5r %Imprime la temperatura real a la salida de la turbina

wt=h4-h5r %Calcula e imprime el trabajo real entregado por la turbina de gas

F-4: Programa en Matlab, que desarrolla las ecuaciones del generador de vapor por recuperación de calor (HRSG).

En la tabla F.4 se presenta las variables y parámetros utilizados con su respectivo símbolo.

Tabla F.4. Variables del HRSG

h6	Entalpía de productos de combustión a la salida del HRSG
T6	Temperatura a la salida del HRSG
h30	Entalpía de productos de combustión a la salida del secador
T30	Temperatura a la salida del secador

Fuente: Elaboración propia

Archivo: hrsg.m:

```

clc
clear all
turb;          %Carga el programa de la turbina de gas, tomando su solución

%Cálculo de la temperatura a la salida del HRSG
h6=-45359.85662; %Entalpía a la salida del HRSG
T6=400;        % Valor inicial de iteración de la temperatura a la salida del HRSG
y=2;          % Variable para la función  $y = h(T) - h_6$ 
while y>0.001 %Pregunta si el error del método numérico cumple la condición
    %Se evalúa 'y' para la temperatura actual
    y=xco*hCO(T6)+xco2*hCO2(T6)+xo2*hO2(T6)+xh2o*hH2O(T6)+xh2*hH2(T6)+xn2*hN2(T6)+xno*hNO(T6)+xoh*hOH(T6)-h6;
    %Se evalúa la derivada de 'y'
    dy=xco*cpCO(T6)+xco2*cpCO2(T6)+xo2*cpO2(T6)+xh2o*cpH2O(T6)+xh2*cpH2(T6)+xn2*cpN2(T6)+xno*cpNO(T6)+xoh*cpOH(T6);
    %Se calcula nuevo valor de temperatura según Newton - Raphson
    T6=T6-y/dy;
end           %Fin del bucle while
T6           %Imprime la temperatura a la salida del HRSG

%Cálculo de la temperatura a la salida del secador
h30=-48900.01555; %Entalpía a la salida del secador
T30=300;        % Valor inicial de iteración de la temperatura a la salida del HRSG
y=2;          % Variable para la función  $y = h(T) - h_{30}$ 
while y>0.001 Pregnta si el error del método numérico cumple la condición

```

```
%Se evalúa 'y' para la temperatura actual
y=xco*hCO(T30)+xco2*hCO2(T30)+xo2*hO2(T30)+xh2o*hH2O(T30)+xh2*h
H2(T30)+xn2*hN2(T30)+xno*hNO(T30)+xoh*hOH(T30)-h30;
%Se evalúa la derivada de 'y'
dy=xco*cpCO(T30)+xco2*cpCO2(T30)+xo2*cpO2(T30)+xh2o*cpH2O(T30)+
xh2*cpH2(T30)+xn2*cpN2(T30)+xno*cpNO(T30)+xoh*cpOH(T30);
%Se calcula nuevo valor de temperatura según Newton - Raphson
T30=T30-y/dy;
end %Fin del bucle while
T30 %Imprime la temperatura a la salida del secador
```