

Proyecto Fin de Carrera

Ingeniería Química

Simulación del comportamiento de un ciclo combinado en función de la calidad del gas

Autor: Agustín de Cárdenas Carrillo de Albornoz

Tutor: Ricardo Arjona Antolín

Dpto. Teoría de la Señal y Comunicaciones
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería Química

Simulación del comportamiento de un ciclo combinado en función de la calidad del gas

Autor:

Agustín de Cárdenas Carrillo de Albornoz

Tutor:

Ricardo Arjona Antolín

Dpto. de Ingeniería Química y Ambiental
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020

Proyecto Fin de Carrera: Simulación del comportamiento de un ciclo combinado en función de la calidad del gas

Autor: Agustín de Cárdenas Carrillo de Albornoz

Tutor: Ricardo Arjona Antolín

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

Agradecer Ricardo Arjona, mi tutor en el proyecto por su ayuda y comprensión.

A mi familia, en especial a mis padres, que no solo durante la realización de este trabajo, sino en todo el trayecto de la carrera me han apoyado y animada, en especial en los momentos duros que esta carrera conlleva.

A mis amigos, en especial a los conocidos durante este trayecto, por su apoyo en las sesiones de estudio, su paciencia al explicarme cosas y las risas y buenos momentos que hemos pasado juntos.

Resumen

En este proyecto se lleva a cabo el proceso de simulado de una central térmica de ciclo combinado gas-vapor con una potencia térmica de 10 MW en el programa Engineering Equation Solver. Comenzando con una introducción a los conceptos termodinámicos básicos de los ciclos de Brayton y Rankin que rigen los comportamientos de los distintos equipos que conforman el ciclo combinado. Posteriormente se explica la simulación, tanto el balance de materia como el de energía, y el método resolutivo que esta sigue. Por último, se lleva a cabo la simulación especificando los datos de operación que se han escogido y se comparan los resultados obtenidos de la simulación con distintos combustibles, en este caso gas natural y un combustible de inferior calidad como es el biogás de vertedero.

Se detecta que el uso de un combustible de mejor o peor calidad no presenta grandes cambios energéticos y de rendimiento. Esto, es debido a las limitaciones que presenta la simulación a la hora de calcular rendimientos térmicos en los equipos de compresión y expansión.

Abstract

In this project, the simulation process of a gas-steam combined cycle power plant with a thermal power of 10 MW is carried out in the Engineering Equation Solver program. Beginning with an introduction to the basic thermodynamic concepts of the Brayton and Rankin cycles that govern the behavior of the various pieces of equipment that make up the combined cycle. Then it explains the simulation, both the balance of matter and energy, and the method of resolution that follows. Finally, the simulation is carried out by specifying the operating data that have been chosen and the results obtained from the simulation are compared with different fuels, in this case natural gas and an inferior quality fuel such as landfill biogas.

It is detected that the use of a better or worse quality fuel does not present great energy and performance changes. This is due to the limitations that the simulation presents when calculating thermal performance in the compression and expansion equipment.

Agradecimientos	1
Resumen	3
Abstract	5
Índice	7
Índice de figuras	8
Índice de tablas	8
1. MARCO TEÓRICO	12
1.1. <i>OBJETIVO DEL PROYECTO</i>	12
1.2. <i>INTRODUCCIÓN A CICLOS COMBINADOS</i>	12
1.3. <i>CICLO COMBINADO GAS-VAPOR</i>	13
1.3.1. Turbina de gas.....	13
1.3.2. Ciclo de vapor.....	14
2. MODELADO DEL CICLO COMBINADO	16
2.1. <i>TURBINA DE GAS</i>	16
2.2. <i>CALDERA DE RECUPERACIÓN</i>	21
2.3. <i>TURBINA DE VAPOR</i>	22
3. SIMULACIÓN CICLO COMBINADO	23
3.1. <i>SIMULACIÓN CICLO COMBINADO CON GAS NATURAL</i>	23
3.2. <i>SIMULACIÓN CICLO COMBINADO CON BIOGÁS</i>	24
3.3. <i>COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS</i>	25
4. CONCLUSIONES	¡Error! Marcador no definido.
5. REFERENCIAS	28
ANEXO A	30
ANEXO B	36

Índice de figuras

Figura 1. Ciclo combinado de potencia.....	12
Figura 2. Ciclo de Brayton ideal frente real.....	14
Figura 3. Esquema turbina de gas.....	14
Figura 4. Ciclo termodinámico de Rankine.....	15
Figura 5. Esquema ciclo de vapor.....	15
Figura 6. Esquema ciclo combinado.....	16
Figura 7. Temperatura gases de combustión frente rendimiento.....	26
Figura 8. Relación de presión frente eficiencia térmica en turbinas.....	27

Índice de tablas

Tabla 1. Composición gas natural.....	23
Tabla 2. Composición biogás.....	24
Tabla 3. Balance de materia, comparativa entre combustibles.....	25
Tabla 4. Balance de energía Turbina de Gas, comparativa entre combustibles.....	25
Tabla 5. Comparación de caudales volumétricos en turbina de gas.....	26
Tabla 6. Balance de energía Ciclo de Vapor, comparativa entre combustibles.....	26
Tabla 7. Comparación de caudales volumétricos en turbina de vapor.....	26
Tabla 8. Comparación potencia y rendimiento modificando el rendimiento térmico de la turbina de vapor	27
Tabla 9. Balance de energía Ciclo Combinado, comparativa entre combustibles.....	27

1. MARCO TEÓRICO

1.1. OBJETIVO DEL PROYECTO

El objetivo del proyecto es la simulación de una central de ciclo combinado gas-vapor con una potencia térmica de 10 MW en el programa Engineering Equation Solver, EES en adelante. La potencia escogida se encuentra en nivel intermedio de plantas similares [1]. Una vez obtenida la simulación se lleva a cabo un estudio de las diferencias presentes al utilizar gas natural y un combustible de peor calidad como es el biogás de procedente de vertedero. Se comparan los balances de materia y energía obtenidos, así como los rendimientos de las partes del sistema de ciclo combinado.

1.2. INTRODUCCIÓN A CICLOS COMBINADOS

En el capítulo se muestran los principios térmicos de un ciclo combinado.

Un ciclo combinado es todo proceso de producción de potencia en el que interactúen dos o más ciclos termodinámicos, buscando una mejora en el rendimiento, en comparación con el rendimiento de estos sistemas por separado.

Este incremento en el rendimiento se debe al aprovechamiento del calor excedente del foco caliente por parte del foco frío. Según Carnot el rendimiento máximo teórico que se puede alcanzar en un proceso termodinámico viene definido por la temperatura de los focos caliente (T_c) y frío (T_f) (Ec. 1) [2]. Un ciclo combinado permite aumentar esa diferencia de temperatura.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Ec.1

Aun así, el rendimiento máximo teórico de un ciclo combinado siempre es inferior al de un único ciclo con el mismo salto de temperatura entre focos. Esto se debe a pérdidas de calor entre ciclo y a la diferencia de temperaturas en el intercambio de calor.

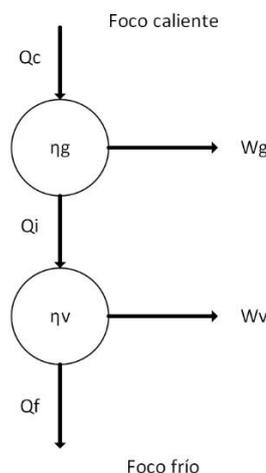


Figura 1. Ciclo combinado de potencia (Figura adaptada. Fuente: [3]).

En la anterior Figura (1.) se representa un ciclo combinado de potencia, donde Q_c es el calor del foco caliente, Q_i el calor intercambiado y Q_f el calor del foco frío. Cada uno de los ciclos, ciclo de gas y ciclo de vapor, tiene un rendimiento y una potencia generada. Por lo tanto, el rendimiento del ciclo combinado vendrá dado por las siguientes ecuaciones (Ec. 2-5) [3]:

$$\eta_{cc} = \frac{W_g + W_v}{Q_c}$$

Ec.2

Por otro lado:

$$W_g = \eta_g \cdot Q_c$$

Ec.3

$$W_v = \eta_v \cdot (1 - \eta_g) \cdot Q_c$$

Ec.4

Se llega a la siguiente expresión, demostrando que el rendimiento del ciclo combinado supera siempre el rendimiento por separado:

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_v - \eta_g \cdot \eta_v$$

Ec.5

1.3. CICLO COMBINADO GAS-VAPOR

El ciclo combinado gas-vapor es el más conocido y aplicado en la industria. Este, se basa en los ciclos termodinámicos de Brayton (foco caliente) y Rankine (foco frío). Se puede dividir en tres secciones fácilmente distinguibles:

- Turbina de gas: es un equipo que consta de un compresor, que se encarga de comprimir el aire para la combustión; seguido de una cámara de combustión, alimentada con el combustible y el aire; y por último una turbina, que se encarga de extraer la energía que la corriente de gases de combustión transporta.
- Caldera de recuperación de calor: se encarga de la generación de vapor a partir del calor presente en los gases a la salida de la turbina.
- Turbina de vapor: es alimentada con el vapor generado por la caldera lo que provoca su movimiento.

1.3.1. Turbina de gas

Se basa en el modelo termodinámico del ciclo de Brayton [4], es el ciclo de alta temperatura. Este ciclo idealmente cuanta con los siguientes procesos reversibles (Figura 2.):

- Compresión adiabática (1-2)
- Calentamiento isobárico (2-3)
- Expansión adiabática (3-4)
- Enfriamiento isobárico (4-1)

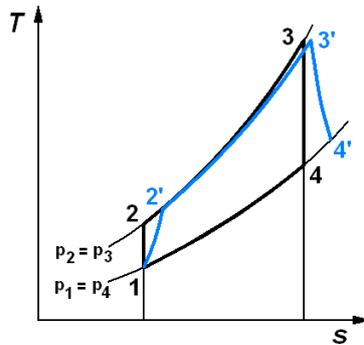


Figura 2. Ciclo de Brayton ideal frente real.

(Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Brayton).

En la figura anterior (Figura 2.) se puede observar, en negro, el recorrido del ciclo ideal. En azul, se representa el ciclo real, esta diferencia se debe a las limitaciones tecnológicas.

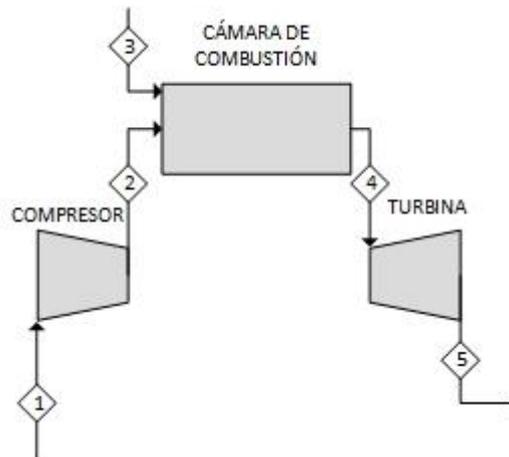


Figura 3. Esquema turbina de gas.

(Figura adaptada. Fuente:[4]).

En la Figura 3. se representa el esquema básico de una turbina de gas. El funcionamiento sigue el siguiente proceso: el aire en condiciones ambientales es introducido a un compresor aumentando su presión y temperatura. Este aire a mayor presión se lleva a una cámara de combustión, donde a su vez se introduce combustible para ser quemado. Los gases de combustión generados son alimentados a una turbina donde se expanden hasta una presión ligeramente superior a la atmosférica. Gracias a esta expansión se produce potencia.

1.3.2. Ciclo de vapor.

Aprovecha el calor excedente de la salida de la turbina de gas para producir vapor y expandirlo en una turbina. Se basa en el ciclo termodinámico de Rankine [5], es el ciclo a baja temperatura y se compone de los siguientes procesos (Figura 4.):

- Expansión isentrópica
- Enfriamiento isobárico
- Compresión isentrópica
- Calentamiento isobárico

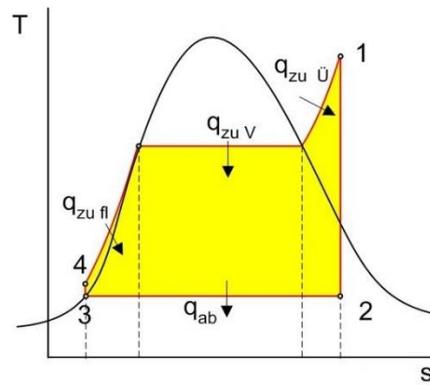


Figura 4. Ciclo termodinámico de Rankine.

(Fuente: [https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo de Rankine](https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_Rankine)).

En la Figura 5. se muestra un esquema simplificado del ciclo de vapor.

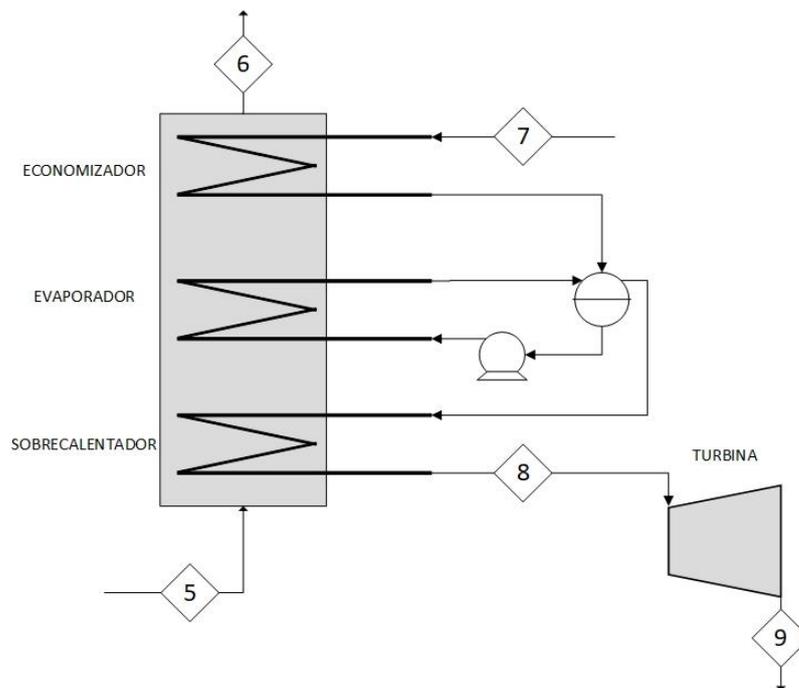


Figura 5. Esquema ciclo de vapor.

(Figura adaptada. Fuente: [3]).

Su funcionamiento es el siguiente: Los gases de salida de la turbina de vapor son llevados a la caldera de recuperación donde ceden parte de su energía al agua convirtiéndola en vapor sobrecalentado. Este vapor se alimenta a la turbina de vapor, donde se expande y genera potencia.

A su vez, la caldera de recuperación está compuesta por cuatro equipos, un economizador, que se encarga de llevar el agua líquida a casi la temperatura de saturación; calderín donde se separa la parte líquida de la parte vapor; un evaporador que se encarga de producir el cambio de fase; por último, un sobrecalentador, con lo que se consigue evitar problemas de condensación en la turbina.

2. MODELADO DEL CICLO COMBINADO

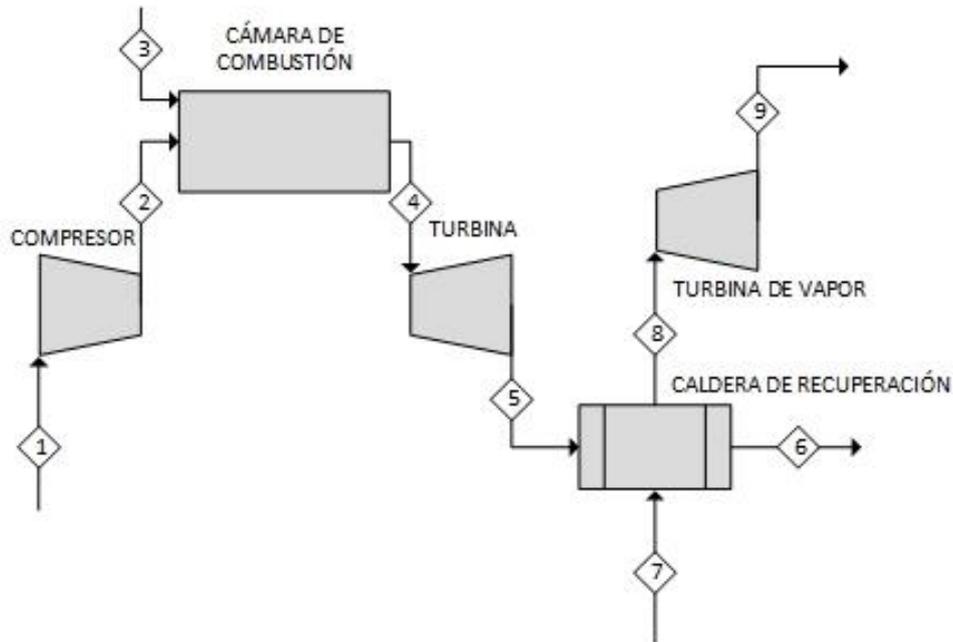


Figura 6. Esquema ciclo combinado (Figura adaptada. Fuente: [6]).

Para realizar el modelo del ciclo combinado en el simulador se ha seguido el esquema de la Figura 6. Simplificando la caldera de recuperación como un único equipo de intercambio de calor.

2.1. TURBINA DE GAS

- Compresor:

Ecuaciones de balance de materia:

El compresor es un equipo con una única entrada y salida. Al no existir reacción química, la composición en la entrada es la misma que en la salida (Ec. 1-3).

$$F_1 = F_{1,O_2} + F_{1,N_2} \tag{Ec.6}$$

$$F_2 = F_{2,O_2} + F_{2,N_2} \tag{Ec.7}$$

$$F_{1,O_2} = F_{2,O_2} \quad ; \quad F_{1,N_2} = F_{2,N_2} \tag{Ec.8}$$

Donde:

- $F_{i,j}$: flujo molar del componente j en la corriente i
- F_i : flujo molar de la corriente i

Ecuaciones de balance de energía:

Ecuación general del balance de energía (Ec. 4), la energía que lleva la corriente de entrada más la energía aportada por el compresor es igual a la energía de la corriente de salida.

$$F_1 \cdot h_1 + W_{compresor} = F_2 \cdot h_2$$

Ec.9

La corriente 1 se encuentra definida completamente, por lo que su entalpía es la suma del producto de entalpía por fracción molar del componente.

$$h_1 = h_{1,O_2} \cdot \left(\frac{F_{1,O_2}}{F_1} \right) + h_{1,N_2} \cdot \left(\frac{F_{1,N_2}}{F_1} \right)$$

Ec.10

Donde:

- $h_{i,j}$: entalpía del compuesto j en condiciones de corriente i
- h_i : entalpía de la corriente i

El compresor no es un dispositivo ideal, por lo que la compresión no se realiza de manera isentrópica. Conociendo el valor del rendimiento isentrópico (Ec. 11) [7] se calcula la temperatura de salida del compresor. Para conocer la temperatura real, se sustituyen en la ecuación de rendimiento isentrópico (Ec.11) los valores de entalpía obtenidos, obteniéndose el valor de la entalpía de la corriente de salida, que, conociendo su presión y composición, se obtiene la temperatura.

$$\eta_{i_{compresor}} = \frac{h_{Salida\ isentrópica} - h_{Entrada}}{h_{Salida\ real} - h_{Entrada}} = \frac{h_{2, isentrópica} - h_1}{h_2 - h_1} \quad Ec. 6$$

Ec.11

Donde:

- $h_{i, isentrópica}$: entalpía de la corriente i en condiciones isentrópicas.

Se resuelve el problema ideal (Ec. 12-14), con lo que se obtiene la temperatura de salida del proceso isentrópico y por lo tanto su entalpía (Ec. 15).

$$s_1 = s_2$$

Ec.12

$$s_1 = s_{1,O_2} \cdot \left(\frac{F_{1,O_2}}{F_1} \right) + s_{1,N_2} \cdot \left(\frac{F_{1,N_2}}{F_1} \right) - \left(R \cdot \left(\left(\frac{F_{1,O_2}}{F_1} \right) \cdot \ln \left(\frac{F_{1,O_2}}{F_1} \right) + \left(\frac{F_{1,N_2}}{F_1} \right) \cdot \ln \left(\frac{F_{1,N_2}}{F_1} \right) \right) \right)$$

Ec.13

$$s_2 = s_{2,O_2} \cdot \left(\frac{F_{2,O_2}}{F_2} \right) + s_{2,N_2} \cdot \left(\frac{F_{2,N_2}}{F_2} \right) - \left(R \cdot \left(\left(\frac{F_{2,O_2}}{F_2} \right) \cdot \ln \left(\frac{F_{2,O_2}}{F_2} \right) + \left(\frac{F_{2,N_2}}{F_2} \right) \cdot \ln \left(\frac{F_{2,N_2}}{F_2} \right) \right) \right)$$

Ec.14

$$h_{2, isentrópica} = h_{2,O_2, isentrópica} \cdot \left(\frac{F_{2,O_2}}{F_2} \right) + h_{2,N_2, isentrópica} \cdot \left(\frac{F_{2,N_2}}{F_2} \right)$$

Donde:

- s_i : entropía de la corriente i
- $s_{i,j}$: entropía del compuesto j en condiciones de corriente i

Para conocer la temperatura real, se sustituyen en la ecuación de rendimiento isentrópico (Ec.11) los valores de entalpía obtenidos, obteniéndose el valor de la entalpía de la corriente de salida, que, conociendo su presión y composición, se obtiene la temperatura.

$$h_2 = h_{2,O_2} \cdot \left(\frac{F_{2,O_2}}{F_2}\right) + h_{2,N_2} \cdot \left(\frac{F_{2,N_2}}{F_2}\right)$$

Ec.16

- Cámara de combustión:

Ecuaciones del balance de materia:

El dispositivo cuenta con dos corrientes de entrada y una de salida, además se produce una reacción de combustión. La alimentación consta de un combustible (Ec. 17) y un comburente (Ec. 6). La salida está formada por gases generados en la combustión, inertes y excesos (Ec. 18).

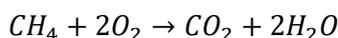
$$F_3 = F_{3,CH_4} + F_{3,CO_2} + F_{3,N_2}$$

Ec.17

$$F_4 = F_{4,O_2} + F_{4,N_2} + F_{4,CH_4} + F_{4,H_2O} + F_{4,CO_2}$$

Ec.18

La combustión sigue la reacción:



Por lo tanto, es inmediato obtener el balance de materia (Ec. 19-23).

$$F_{4,O_2} = F_{2,O_2} - 2 \cdot F_{3,CH_4} \cdot X_r$$

Ec.19

$$F_{4,N_2} = F_{2,N_2} + F_{3,N_2}$$

Ec.20

$$F_{4,CH_4} = F_{3,CH_4} \cdot (1 - X_r)$$

Ec.21

$$F_{4,H_2O} = 2 \cdot F_{3,CH_4} \cdot X_r$$

Ec.22

$$F_{4,CO_2} = F_{3,CH_4} \cdot X_r + F_{3,CO_2}$$

Ec.23

Donde:

- X_r : conversión de metano a dióxido de carbono en la combustión

Ecuaciones de balance de energía:

Ecuación general del balance de energía (Ec. 24) varía respecto a la del compresor al existir una reacción. La suma de las entalpías de formación de las corrientes de entrada es igual a la entalpía de formación de la corriente de salida.

$$F_2 \cdot h_{f2} + F_3 \cdot h_{f3} = F_4 \cdot h_{f4}$$

Ec.24

La entalpía de formación se define según la Ec. 25, con lo que se consigue un mismo sistema de referencia para todos los compuestos.

$$h_{f,i,j} = h_{f,j}^o + h_{i,j} - h_{j,CN}$$

Ec.25

Donde:

- $h_{f,i,j}$: entalpía de formación del compuesto j en condiciones de corriente i
- $h_{f,i,j}^o$: entalpía de formación del compuesto j en condiciones estándar
- $h_{j,CN}$: entalpía del compuesto j en condiciones normales (25°C y 1 atm)

Aplicando al sistema se obtienen las siguientes ecuaciones (Ec. 26-28):

$$h_{f2} = \left(\frac{F_{2,O2}}{F_2}\right) \cdot h_{f2,O2} + \left(\frac{F_{2,N2}}{F_2}\right) \cdot h_{f2,N2}$$

Ec.26

$$h_{f3} = \left(\frac{F_{3,CH4}}{F_3}\right) h_{f3,CH4} + \left(\frac{F_{3,CO2}}{F_3}\right) h_{f3,CO2} + \left(\frac{F_{3,N2}}{F_3}\right) h_{f3,N2}$$

Ec.27

$$h_{f4} = \left(\frac{F_{4,O2}}{F_4}\right) \cdot h_{f4,O2} + \left(\frac{F_{4,N2}}{F_4}\right) \cdot h_{f4,N2} + \left(\frac{F_{4,CH4}}{F_4}\right) \cdot h_{f4,CH4} + \left(\frac{F_{4,H2O}}{F_4}\right) \cdot h_{f4,H2O} + \left(\frac{F_{4,CO2}}{F_4}\right) \cdot h_{f4,CO2}$$

Ec.28

○ Turbina:

Ecuaciones de balance de materia:

Tal y como ocurre en el compresor, en la turbina no hay diferencias en la composición de entrada y salida (Ec. 29-35).

$$F_5 = F_{5,O2} + F_{5,N2} + F_{5,CH4} + F_{5,H2O} + F_{5,CO2}$$

Ec.29

$$F_{4,O2} = F_{5,O2} \quad ; \quad F_{4,N2} = F_{5,N2} \quad ; \quad F_{4,CH4} = F_{5,CH4}$$

Ec.30-32

$$F_{4,H2O} = F_{5,H2O} \quad ; \quad F_{4,CO2} = F_{5,CO2} \quad ; \quad F_4 = F_5$$

Ec.33-35

Ecuaciones de balance de energía:

Ecuación general del balance de energía en la turbina (Ec. 36), la energía a la entrada es igual a la suma de la energía del fluido a la salida más la potencia extraída por la turbina.

$$F_4 \cdot h_4 = W_{turbina} + F_5 \cdot h_5$$

Ec.36

En primer lugar, se define la entalpía a la entrada (Ec. 37).

$$h_4 = h_{4,O_2} \cdot \left(\frac{F_{4,O_2}}{F_4}\right) + h_{4,N_2} \cdot \left(\frac{F_{4,N_2}}{F_4}\right) + h_{4,H_2O} \cdot \left(\frac{F_{4,H_2O}}{F_4}\right) + h_{4,CO_2} \cdot \left(\frac{F_{4,CO_2}}{F_4}\right)$$

Ec.37

Se resuelve el problema tomando el proceso de expansión como isentrópico (Ec. 38-42) [7], tal y como se ha resuelto el compresor.

$$\eta_{i_{Expander}} = \frac{h_{Entrada} - h_{Salida\ real}}{h_{Entrada} - h_{Salida\ isentrópica}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5,isentrópica}}$$

Ec.38

$$s_4 = s_5$$

Ec.39

$$s_4 = s_{4,O_2} \cdot \left(\frac{F_{4,O_2}}{F_4}\right) + s_{4,N_2} \cdot \left(\frac{F_{4,N_2}}{F_4}\right) + s_{4,H_2O} \cdot \left(\frac{F_{4,H_2O}}{F_4}\right) + s_{4,CO_2} \cdot \left(\frac{F_{4,CO_2}}{F_4}\right) -$$

$$- \left(R \cdot \left(\left(\frac{F_{4,O_2}}{F_4}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{4,O_2}}{F_4}\right) + \left(\frac{F_{4,N_2}}{F_4}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{4,N_2}}{F_4}\right) + \left(\frac{F_{4,H_2O}}{F_4}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{4,H_2O}}{F_4}\right) + \left(\frac{F_{4,CO_2}}{F_4}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{4,CO_2}}{F_4}\right) \right) \right)$$

Ec.40

$$s_5 = s_{5,O_2} \cdot \left(\frac{F_{5,O_2}}{F_5}\right) + s_{5,N_2} \cdot \left(\frac{F_{5,N_2}}{F_5}\right) + s_{5,H_2O} \cdot \left(\frac{F_{5,H_2O}}{F_5}\right) + s_{5,CO_2} \cdot \left(\frac{F_{5,CO_2}}{F_5}\right) -$$

$$- \left(R \cdot \left(\left(\frac{F_{5,O_2}}{F_5}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{5,O_2}}{F_5}\right) + \left(\frac{F_{5,N_2}}{F_5}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{5,N_2}}{F_5}\right) + \left(\frac{F_{5,H_2O}}{F_5}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{5,H_2O}}{F_5}\right) + \left(\frac{F_{5,CO_2}}{F_5}\right) \cdot \ln\left(\frac{F_{5,CO_2}}{F_5}\right) \right) \right)$$

Ec.41

$$h_{5,isentrópica} = h_{5,O_2,isentropica} \cdot \left(\frac{F_{5,O_2}}{F_5}\right) + h_{5,N_2,isentropica} \cdot \left(\frac{F_{5,N_2}}{F_5}\right) + h_{5,H_2O,isentropica}$$

$$\cdot \left(\frac{F_{5,H_2O}}{F_5}\right) + h_{5,CO_2,isentropica} \cdot \left(\frac{F_{5,CO_2}}{F_5}\right)$$

Ec.42

Por último, se obtiene la temperatura en la turbina de salida de los gases de combustión. Primero se obtiene la entalpía de la corriente cinco mediante la ecuación del rendimiento isentrópico de la turbina (Ec. 38) y al estar definida totalmente la corriente cinco, y conocida su entalpía, se conoce su temperatura.

$$h_5 = h_{5,O_2} \cdot \left(\frac{F_{5,O_2}}{F_5}\right) + h_{5,N_2} \cdot \left(\frac{F_{5,N_2}}{F_5}\right) + h_{5,H_2O} \cdot \left(\frac{F_{5,H_2O}}{F_5}\right) + h_{5,CO_2} \cdot \left(\frac{F_{5,CO_2}}{F_5}\right)$$

Ec.43

2.2. CALDERA DE RECUPERACIÓN

Ecuaciones de balance de materia:

En este caso hay dos entradas y dos salidas, sin reacción química. Al no mezclarse esas corrientes, el flujo molar tanto del agua como de los gases de combustión no se ve alterado (Ec. 38-46).

$$F_6 = F_{6,O_2} + F_{6,N_2} + F_{6,CH_4} + F_{6,H_2O} + F_{6,CO_2} \quad \text{Ec.44}$$

$$F_{6,O_2} = F_{5,O_2} \quad ; \quad F_{6,N_2} = F_{5,N_2} \quad ; \quad F_{6,CH_4} = F_{5,CH_4} \quad \text{Ec.45-47}$$

$$F_{6,H_2O} = F_{7,H_2O} \quad ; \quad F_{6,CO_2} = F_{8,CO_2} \quad ; \quad F_6 = F_5 \quad \text{Ec.48-50}$$

$$F_7 = F_{7,H_2O} \quad ; \quad F_7 = F_8 \quad \text{Ec.50-51}$$

Ecuaciones de balance de energía:

Existen dos corrientes que intercambian energía, por lo tanto, en la corriente de gases de combustión, la entalpía a la entrada es la suma de la entalpía a la salida más el calor intercambiado (Ec. 52). Mientras que la corriente de agua-vapor, la entalpía a la salida, es la suma de la entrada más el calor cedido por el fluido caliente (Ec. 53).

$$F_5 \cdot h_5 = Q_{caldera} + F_6 \cdot h_6 \quad \text{Ec.52}$$

$$F_7 \cdot h_7 + Q_{caldera} = F_8 \cdot h_8 \quad \text{Ec.53}$$

De la corriente de gases de combustión se conoce la temperatura de entrada y la composición, y el cociente UA de la caldera, por lo que falta conocer la temperatura de salida con la Ec. 54 [8].

$$Q_{caldera} = UA \cdot \frac{(T_5 - T_8) - (T_6 - T_7)}{\ln \left(\frac{T_5 - T_8}{T_6 - T_7} \right)} \quad \text{Ec.54}$$

En cambio, en la corriente de agua-vapor se conoce la temperatura y presión tanto de entrada como de salida, son datos impuestos, pero no se conoce el caudal de la corriente. Para conocerlo se resuelve la corriente de gases de combustión y se obtiene el calor intercambiado, pues las entalpías y caudales son conocidos (Ec. 55).

$$h_6 = h_{6,O_2} \cdot \left(\frac{F_{6,O_2}}{F_6} \right) + h_{6,N_2} \cdot \left(\frac{F_{6,N_2}}{F_6} \right) + h_{6,H_2O} \cdot \left(\frac{F_{6,H_2O}}{F_6} \right) + h_{6,CO_2} \cdot \left(\frac{F_{6,CO_2}}{F_6} \right) \quad \text{Ec.55}$$

De la misma forma, se obtienen las entalpías de las corrientes siete y ocho (Ec. 56, 57).

$$h_7 = h_{7,H_2O} \quad ; \quad h_8 = h_{8,H_2O}$$

Volviendo a la Ec. 53, la incógnita que falta por determinar es el caudal molar de agua utilizado.

2.3. TURBINA DE VAPOR

Proceso muy similar a la turbina anterior.

Ecuaciones de balance de materia:

Ecuación general del balance de energía en la turbina (Ec. 58), la energía a la entrada es igual a la suma de la energía del fluido a la salida más la potencia extraída por la turbina.

$$F_8 \cdot h_8 = W_{turbina\ vapor} + F_9 \cdot h_9$$

Ec.58

Se define la entalpía a la entrada (Ec. 57).

Se resuelve el problema tomando el proceso de expansión como isentrópico (Ec. 60), para obtener con la Ec. 59, le entalpía real de la corriente de salida.

$$\eta_{i\text{Expander}} = \frac{h_{\text{Entrada}} - h_{\text{Salida real}}}{h_{\text{Entrada}} - h_{\text{Salida isentrópica}}} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9,\text{isentrópica}}}$$

Ec.59

$$s_8 = s_9$$

Ec.60

Por último, se obtiene la temperatura a la salida de la turbina, mediante la definición de entalpía.

3. SIMULACIÓN CICLO COMBINADO

3.1. SIMULACIÓN CICLO COMBINADO CON GAS NATURAL

Una vez explicado el método de resolución se lleva a cabo la simulación de la planta usando gas natural como combustible y con los siguientes datos de partida:

- Potencia térmica de la planta \rightarrow 10MW.
- Temperatura ambiente \rightarrow 25°C
- Relación de compresión \rightarrow 1/15. La relación de compresión con la que se trabaja en turbinas de gas va de 1/10 a 1/25 [10] y se ha escogido un valor intermedio.
- $T_4 \rightarrow$ 1200°C. Temperatura aproximada a la que trabajan la mayoría de las turbinas de gas [11].
- $X_r \rightarrow$ 1. Debido al gran exceso de oxígeno presente.
- Rendimiento isentrópico del compresor \rightarrow 85%. Rendimiento promedio actual en compresores [3].
- Rendimiento isentrópico de la turbina de gas \rightarrow 92% Rendimiento promedio actual en turbinas [3].
- Rendimiento isentrópico de la turbina de vapor \rightarrow 90%
- $T_8 \rightarrow$ 500°C. Especificaciones de vapor para turbinas de vapor [3].
- $P_8 \rightarrow$ 50 bar. Especificaciones de vapor para turbinas de vapor [3].
- UA \rightarrow 1527,8 kW/°C
- $P_9 \rightarrow$ 3,2 bar. Esta presión realmente debe ser de en torno a 0,1 bar [3] pero el simulador no es capaz de trabajar con esta.
- Composición Gas Natural [12]:

GAS NATURAL	%v/v
Metano	95%
Dióxido de carbono	2%
Nitrógeno	3%

Tabla 1. Composición gas natural.

La composición real del gas natural es más compleja, con muchos más componentes, pero que afectan nada al resultado de la simulación con lo que se ha simplificado.

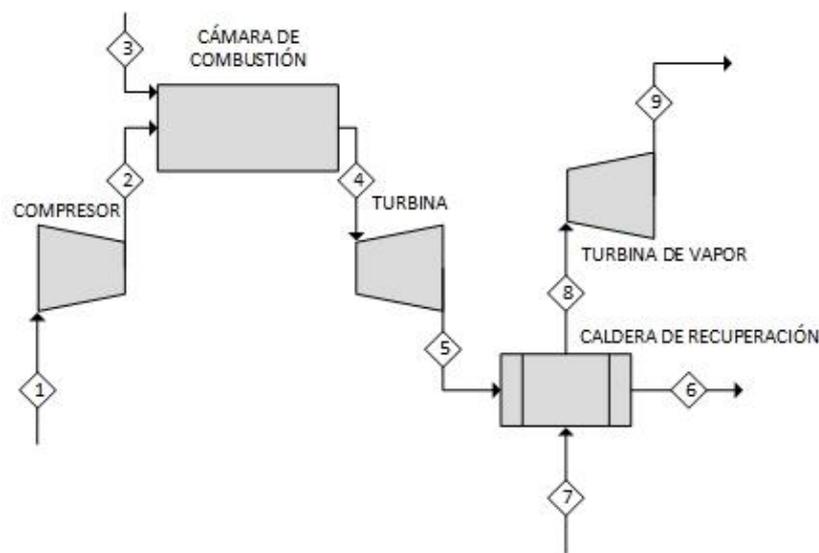


Figura 6. Esquema ciclo combinado.

3.2. SIMULACIÓN CICLO COMBINADO CON BIOGÁS

Una vez simulado el sistema con gas natural se lleva a cabo la simulación con biogás. Además, se toma el valor de exceso de aire introducido en la cámara de combustión de la anterior simulación y se hace trabajar al biogás con ese mismo valor de exceso e incluyendo entonces una incógnita, que en este caso es la temperatura de los gases de combustión (T_4). Al igual que con el gas natural se parte de los siguientes datos:

- Potencia térmica de la planta \rightarrow 10 MW.
- Temperatura ambiente \rightarrow 25°C
- Relación de compresión \rightarrow 1/15
- $X_r \rightarrow$ 1
- Exceso de oxígeno introducido \rightarrow 156,6%
- Rendimiento isentrópico del compresor \rightarrow 85%
- Rendimiento isentrópico de la turbina de gas \rightarrow 92%
- Rendimiento isentrópico de la turbina de vapor \rightarrow 90%
- $T_8 \rightarrow$ 500°C
- $P_8 \rightarrow$ 50 bar
- $UA \rightarrow$ 1527,8 kW/°C
- $P_9 \rightarrow$ 3,2 bar
- Composición Biogás [13]:

BIOGÁS	%v/v
Metano	45%
Dióxido de carbono	40%
Nitrógeno	15%

Tabla 2. Composición biogás.

Este gas también ha sido simplificado, tomando únicamente sus tres componentes mayoritarios.

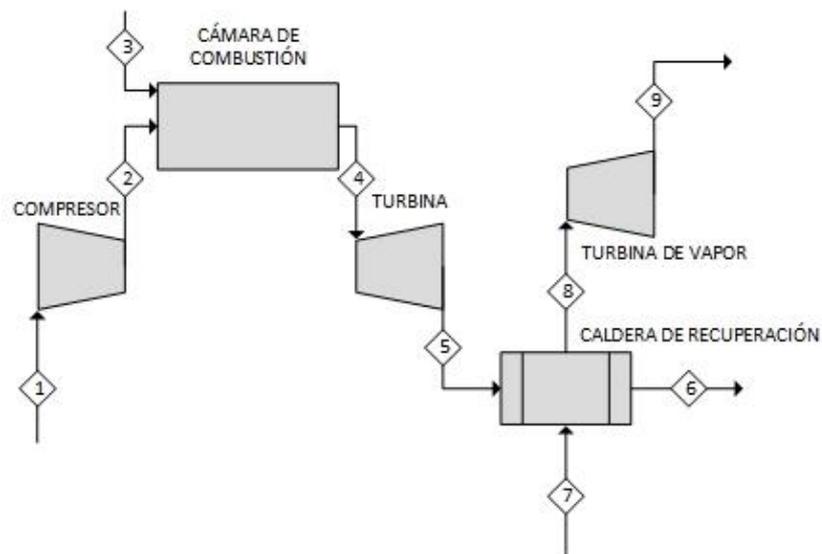


Figura 6. Esquema ciclo combinado.

3.3. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS Y CONCLUSIONES

En primer lugar, en la siguiente tabla (Tabla 3.) se muestra el balance de materia de las líneas de interés resultante en ambas simulaciones:

	GAS NATURAL	BIOGÁS
Caudal molar de aire (kmol/h) (F1)	1309	1290
Caudal molar de combustible (kmol/h) (F3)	56,38	117,3
Caudal molar de gases de combustión (kmol/h) (F4)	1365	1407
Caudal molar de agua (kmol/h) (F7)	290,2	258,8
Exceso de aire (%)	156,6	156,6

Tabla 3. Balance de materia, comparativa entre combustibles.

Como se observa el cambio más significativo se encuentra en el caudal de combustible empleado para obtener la misma potencia térmica, siendo el caudal del biogás más del doble que el de gas natural, pues el poder calorífico de gas natural es significativamente superior, al presentar este último un menor porcentaje de inertes en su composición. El resto de los parámetros solo presenta ligeras variaciones, esto se debe al exceso de aire introducido. Se trabaja con un exceso de aire tan grande con el fin de mantener la temperatura de los gases de combustión en 1200°C en el caso de gas natural. Esto provoca que la diferencia de inertes en las composiciones de ambos combustibles no tenga un peso significativo en la simulación.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos en el balance de energía de la turbina de gas (Tabla 4.):

	GAS NATURAL	BIOGÁS
Temperatura gases de combustión (°C) (T4)	1200	1136
Temperatura gases salida de la turbina (°C) (T5)	589,3	556,1
Potencia consumida compresor (MW)	4,320	4,258
Potencia generada turbina (MW)	8,199	8,107
Potencia generada Turbina de Gas (MW)	3,879	3,849
Rendimiento Turbina de Gas (%)	38,79	38,49

Tabla 4. Balance de energía Turbina de Gas, comparativa entre combustibles.

En la simulación con gas natural, la temperatura de gases de combustión es un parámetro de diseño, en cambio, a la hora de realizar la simulación con biogás se ha utilizado como dato el exceso de aire introducido, esta es la razón de la diferencia que hay entre ambas temperaturas de gases de combustión.

Esta diferencia no debe tomarse como despreciable, pues la temperatura de los gases de combustión afecta directamente al volumen de gases que pasan por la turbina.

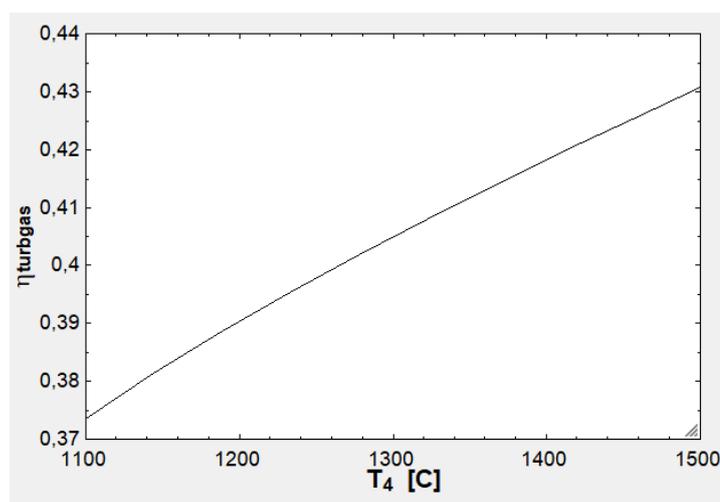


Figura 7. Temperatura gases de combustión frente rendimiento (elaboración propia).

Para demostrar el grado de importancia de este parámetro se ha llevado a cabo la simulación con biogás imponiendo temperaturas desde los 1100°C hasta 1500°C. Con esos datos se ha representado la temperatura frente al rendimiento (Figura 7.) y se observa el incremento en el rendimiento que se obtiene aumentando la salida de los gases de combustión.

Sabiendo esto, al comparar la potencia generada de ambas turbinas se detecta que sólo varía en un 0,03 MW. La diferencia de temperatura entre los caudales ve su efecto mitigado por la diferencia de caudales molares. Estos caudales en unidades volumétricas quedan (Tabla 5.):

	GAS NATURAL	BIOGÁS
Temperatura gases de combustión (°C) (T4)	1200	1136
Caudal gas de combustión (kmol/h) (F4)	1365	1407
Caudal gas de combustión (m³/h) (F4)	3062,01	3019,09

Tabla 5. Comparación de caudales volumétricos en turbina de gas.

Se comparan los resultados obtenidos del ciclo de vapor (Tabla 6.):

	GAS NATURAL	BIOGÁS
Temperatura gases entrada caldera (°C) (T5)	589,3	556,1
Temperatura gases salida caldera (°C) (T6)	192,1	217,7
Temperatura vapor salida turbina (°C) (T9)	169,6	169,6
Calor intercambiado en Caldera (MW)	4,828	4,306
Potencia generada Turbina de Vapor (MW)	0,920	0,820
Rendimiento Turbina de Vapor (%)	18,44	18,44

Tabla 6. Balance de energía Ciclo de Vapor, comparativa entre combustibles.

En el ciclo de vapor cabe destacar la disminución de potencia intercambiada en la caldera de recuperación de calor. Presenta un descenso de 0,522 MW, esto se debe la menor temperatura de los gases de entrada al usar biogás. Al intercambiar menos energía, el caudal volumétrico de vapor que se genera es ligeramente inferior (Tabla 7.).

	GAS NATURAL	BIOGÁS
Temperatura vapor entrada (°C) (T8)	500	500
Caudal molar de agua (kmol/h) (F8)	290,2	258,8
Caudal volumétrico de agua (m³/h) (F8)	341,62	304,66

Tabla 7. Comparación de caudales volumétricos en turbina de vapor.

La diferencia en volumen que representa es de un 11% aproximadamente, esto provoca que el rendimiento de la turbina se vea afectado en igual medida, pues la relación de compresión para la que ha sido diseñada la turbina no se mantiene. En la simulación esto no ocurre, ambos rendimientos permanecen

constantes. Para solucionarlo se disminuye el rendimiento de la turbina manualmente, obteniendo los siguientes resultados (Tabla 8.)

	GAS NATURAL	BIOGÁS
Potencia generada Turbina de Vapor (MW)	0,920	0,738
Rendimiento Turbina de Vapor (%)	18,44	16,59

Tabla 8. Comparación potencia y rendimiento modificando el rendimiento térmico de la turbina de vapor.

En la siguiente figura se representa el cambio que hay en el rendimiento a distintas relaciones de compresión para un mismo volumen de gas (Figura 8.).

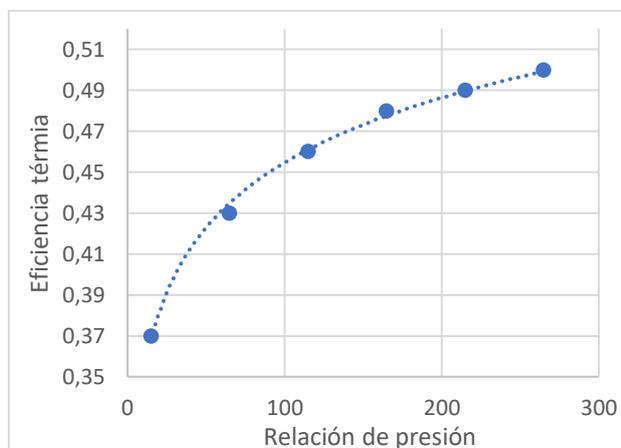


Figura 8. Relación de presión frente eficiencia térmica en turbinas (Figura adaptada. Fuente:[14]).

En ambas simulaciones, se trabaja con relaciones de compresión bajas, lo que explica el bajo rendimiento de la turbina de vapor.

Por último, se presentan los resultados obtenidos del conjunto (Tabla 9.):

	GAS NATURAL	BIOGÁS
Potencia generada Ciclo Combinado (MW)	4,799	4,669
Rendimiento Ciclo Combinado (%)	47,99	46,69

Tabla 9. Balance de energía Ciclo Combinado, comparativa entre combustibles.

En las simulaciones de ambos combustibles, se obtienen potencias y rendimientos del ciclo combinado similares, su mayor diferencia radica en la turbina de vapor, pero esta tiene poco impacto a nivel global debido al bajo rendimiento bajo del equipo, pues se encuentra limitada la presión a la salida por EES. Esto se debe a dos principales razones:

- En primer lugar, la compresión del combustible queda fuera del alcance de la simulación realizada por lo que los cambios en el caudal que este presenta (Tabla 5.), con su consecuente incremento de potencia consumida por ese hipotético compresor, no computa en el resultado de la simulación. Siendo este consumo para nada despreciable al tener que comprimir más del doble de caudal de combustible cuando se utiliza biogás.
- La simulación presenta una serie de limitaciones, esta no puede realizar el cálculo de eficiencia térmica de equipos de compresión y expansión, pues no cuenta con las condiciones fluidomecánicas de los equipos, por lo que la variación ha de ser introducida manualmente.

4. REFERENCIAS

- [1] Sri Hapsari Budisulistiorini, «Electricity Generation from Landfill Gas» Jurnal PRESIPITASI, Vol.3 No. 2, 2007.
- [2] «Ciclo de Carnot» Física estadística y Termodinámica. [En línea] Available: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/termodinamica/carnot/carnot.html>. [Último acceso: 10 Septiembre 2020]
- [3] José Luis Rapun Jiménez «Modelo matemático del comportamiento de ciclos combinados de turbinas de gas y vapor» E.T.S. de I.I. de Madrid, 1999.
- [4] «Ciclo Brayton» Departamento de Física Aplicada III, Universidad de Sevilla.
- [5] Pablo Turmero «Principios fundamentales de los ciclos a vapor, Ciclo Rankine». [En línea] Available: <https://www.monografias.com/trabajos104/principios-fundamentales-ciclos-vapor/principios-fundamentales-ciclos-vapor.shtml>. [Último acceso: 10 Septiembre 2020]
- [6] Malaver de la Fuente M., «La relación de trabajo de retroceso de un ciclo Brayton» Ing. invest. y tecnol. vol.11 no.3 México jul./sep. 2010. [En línea] Available: http://www.scielo.org.mx/scielo.php?pid=S1405-77432010000300002&script=sci_arttext. [Último acceso: 11 Septiembre 2020]
- [7] Luis Jutglar Banyeras, Ángel Luis Miranda Barreras, José Luis González Vicente, «Cálculo aproximado de un rendimiento isentrópico» págs. 529-532, 1980. [En línea] Available: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=6734116>. [Último acceso: 15 Mayo 2020]
- [8] Micheal J. Moran, Howard N. Shapiro, Daise D. Boettner, Margaret B. Bailey, «Fundamentals of Engineering Thermodynamics» 2011.
- [9] Fredy A. Roldan F., Fabio E. Sierra V., Carlos A. Guerrero F., «Modelado del ciclo de Brayton de una turbina a gas en Colombia mediante ecuaciones de estado y relaciones isentrópicas» Universidad Nacional de Colombia, 2011.
- [10] Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux, «Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y proyecto» DIAZ DE SANTOS, Endesa, 2006.
- [11] Marino Sánchez P., Raúl Garduño R. y Rafael Chávez T. «Tendencias tecnológicas para el mejoramiento del desempeño de centrales de ciclo combinado» Boletín IIE, 2001. [En línea] Available: <https://www.osti.gov/etdeweb/biblio/20412693>. [Último acceso: 12 Septiembre 2020].
- [12] «Qué es el gas natural» Union Fenosa Gas. [En línea] Available: https://www.unionfenosagas.com/es/Newsletter/NoticiaNewsletter/NL-marzo-2015-que-es-el-gas-natural?p=NL_MARZO_2015. [Último acceso: 13 Septiembre 2020]
- [13] «Captación de biogás» Cogersa. [En línea] Available: <https://www.cogersa.es/metaspaces/portal/14498/19174#:~:text=Los%20residuos%20org%C3%A1nicos%20eliminados%20en,compuestos%20org%C3%A1nicos%20halogenados%20y%20organosulfurados>. [Último acceso: 13 Septiembre 2020]
- [14] Raúl Lugo, Juan M. Zamora, Martín Salazar y Miguel Toledo, «Relaciones de Presiones Óptimas de los Ciclos Complejos de las Turbinas de Gas» 2009.

- [15] Lucía Gonzalo Carabias, «Desarrollo de un Modelo de Simulación de Centrales de Ciclo Combinado y Optimización para Diferentes Niveles de Presión» Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, 2017.
- [16] Frank J. Brooks, «GE Gas Turbine Performance Characteristics» GE Power Systems, Schenectady, NY.
- [17] HIH Saravanamuttoo, GFC Rogers, H. Cohen, «Gas Turbine Theory» Prentice Hall, 2001.
- [18] Meherwan P. Boyce, «Gas Turbine Engineering Handbook» 2011.
- [18] Raúl Lugo, Juan M. Zamora, Martín Salazar y Miguel Toledo, «Relaciones de Presiones Óptimas de los Ciclos Complejos de las Turbinas de Gas» 2009.
- [20] Leticia Jiménez Douglas, «Simulación y optimización de un Ciclo Rankine Orgánico (ORC) de pequeña potencia (10 kW)» Universidad de Zaragoza, 2013. [En línea] Available: <https://zagan.unizar.es/record/10288/files/TAZ-TFM-2013-131.pdf>. [Último acceso: 22 Agosto 2020]

ANEXO A

Código de simulación del ciclo combinado con GAS NATURAL

"Capacidad térmica del ciclo combinado"

eta_compresor=1
eta_turbina1=1
eta_turbina2=1

Q_comb=10 {MW}
Q_comb=(F_3_CH4*PCS_comb)/3600000

ratioP=15

"COMPOSICIÓN GAS"

"Gas Natural"

F_3_CH4=0,95*F_3 {kmol/h}
F_3_CO2=0,02*F_3 {kmol/h}
{F_3_N2=0,03*F_3} {kmol/h}

"Compresor"

P_1=1,013 {bar}
T_1=25 {°C}
P_2=ratioP*P_1 {bar}
eta_comp=0,85
R=8,314 {kJ/kmol·K}

"Cámara de combustión"

T_4=1200 {°C}
T_3=25 {°C}
X_r=1
P_3=P_2 {bar}
P_4=P_2 {bar}

"Turbina"

eta_turb=0,92
P_5=1,2 {bar}

"COMPRESOR"

"Composición aire"

y_O2=0,21
y_N2=0,79

"Eficiencia isentrópico"

eta_comp=(h_i2-h_1)/(h_2-h_1)

"h_1"

h_1=y_O2*enthalpy(Oxygen;T=T_1;P=P_1)+y_N2*enthalpy(Nitrogen;T=T_1;P=P_1)
{kJ/kmol}

"h_i2"

s_1=s_i2 {kJ/kmol·K}
s_1=y_O2*entropy(Oxygen;T=T_1;P=P_1)+y_N2*entropy(Nitrogen;T=T_1;P=P_1)-
R*(y_O2*ln(y_O2)+y_N2*ln(y_N2)) {kJ/kmol·K}

$$s_{i2}=y_{O2}*\text{entropy}(\text{Oxygen};T=T_{i2};P=P_2)+y_{N2}*\text{entropy}(\text{Nitrogen};T=T_{i2};P=P_2)-R*(y_{O2}*\ln(y_{O2})+y_{N2}*\ln(y_{N2})) \quad \{\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}\}$$

$$h_{i2}=y_{O2}*\text{enthalpy}(\text{Oxygen};T=T_{i2};P=P_2)+y_{N2}*\text{enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_{i2};P=P_2) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"T_2"

$$h_2=y_{O2}*\text{enthalpy}(\text{Oxygen};T=T_2;P=P_2)+y_{N2}*\text{enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_2;P=P_2) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"W_comp"

$$F_1*h_{1}+W_{\text{comp}}=F_2*h_2$$

$$F_1=F_2 \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$W_{\text{comp}}MW=W_{\text{comp}}/(3600000*\eta_{\text{compresor}}) \quad \{\text{MW}\}$$

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"

"Corriente 3"

$$F_3=F_3_{\text{CH4}}+F_3_{\text{CO2}}+F_3_{\text{N2}} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

"Corriente 4"

$$F_4=F_4_{\text{O2}}+F_4_{\text{N2}}+F_4_{\text{CH4}}+F_4_{\text{H2O}}+F_4_{\text{CO2}} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_4_{\text{N2}}=F_2*y_{\text{N2}}+F_3_{\text{N2}} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_4_{\text{CH4}}=F_3_{\text{CH4}}*(1-X_r) \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_4_{\text{H2O}}=2*F_3_{\text{CH4}}*X_r \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_4_{\text{CO2}}=F_3_{\text{CH4}}*X_r+F_3_{\text{CO2}} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_4_{\text{O2}}=F_2*y_{\text{O2}}-2*F_3_{\text{CH4}}*X_r \quad \{\text{kmol/h}\}$$

"Balance de energía"

$$F_2*h_{f2}+F_3*h_{f3}=F_4*h_{f4}$$

"h_f2"

$$h_{f2}=y_{O2}*h_{f2_{\text{O2}}}+y_{N2}*h_{f2_{\text{N2}}} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f2_{\text{O2}}}=h^0_{f_{\text{O2}}}+h_{2_{\text{O2}}}-h_{\text{O2}} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{2_{\text{O2}}}=\text{Enthalpy}(\text{Oxygen};T=T_2;P=P_2) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_{\text{O2}}}=0 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{\text{O2}}=\text{enthalpy}(\text{Oxygen};T=25;P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f2_{\text{N2}}}=h^0_{f_{\text{N2}}}+h_{2_{\text{N2}}}-h_{\text{N2}} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{2_{\text{N2}}}=\text{Enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_2;P=P_2) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_{\text{N2}}}=0 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{\text{N2}}=\text{enthalpy}(\text{Nitrogen};T=25;P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"h_f3"

$$h_{f3}=(F_3_{\text{CH4}}/F_3)*h_{f3_{\text{CH4}}}+(F_3_{\text{CO2}}/F_3)*h_{f3_{\text{CO2}}}+(F_3_{\text{N2}}/F_3)*h_{f3_{\text{N2}}} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f3_{\text{CH4}}}=h^0_{f_{\text{CH4}}}+h_{3_{\text{CH4}}}-h_{\text{CH4}} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{3_{\text{CH4}}}=\text{Enthalpy}(\text{Methane};T=T_3;P=P_3) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{\text{CH4}}=\text{Enthalpy}(\text{Methane};T=25;P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_{\text{CH4}}}=-74800 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f3_{\text{CO2}}}=h^0_{f_{\text{CO2}}}+h_{3_{\text{CO2}}}-h_{\text{CO2}} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{3_CO2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_3; P=P_3) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f3_N2} = h^0_{f_N2} + h_{3_N2} - h_{N2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{3_N2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_3; P=P_3) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"h_f4"

$$h_{f4} = (F_{4_O2}/F_4) * h_{f4_O2} + (F_{4_N2}/F_4) * h_{f4_N2} + (F_{4_CH4}/F_4) * h_{f4_CH4} + (F_{4_H2O}/F_4) * h_{f4_H2O} + (F_{4_CO2}/F_4) * h_{f4_CO2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f4_O2} = h^0_{f_O2} + h_{4_O2} - h_{O2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{4_O2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_4; P=P_4) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f4_N2} = h^0_{f_N2} + h_{4_N2} - h_{N2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{4_N2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_4; P=P_4) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f4_CH4} = h^0_{f_CH4} + h_{4_CH4} - h_{CH4} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{4_CH4} = \text{enthalpy}(\text{Methane}; T=T_4; P=P_4) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f4_H2O} = h^0_{f_H2O} + h_{4_H2O} - h_{H2O} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{4_H2O} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_4; P=P_4) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{H2O} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=25; P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_H2O} = -241600 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f4_CO2} = h^0_{f_CO2} + h_{4_CO2} - h_{CO2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{4_CO2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_4; P=P_4) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{CO2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=25; P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_CO2} = -393500 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"Exceso de oxígeno"

$$\text{Exc}_{O2} = ((F_{2*y_{O2}})/(2*F_{3_CH4})) - 1$$

"TURBINA DE GAS"

"Eficiencia isentrópica"

$$\eta_{\text{turb}} = (h_4 - h_5) / (h_4 - h_{i5})$$

"h_4"

$$h_4 = (F_{4_O2}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_N2}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_CH4}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Methane}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_H2O}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_CO2}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_4; P=P_4) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"h_i5"

$$s_4 = s_{i5} \quad \{\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}\}$$

$$s_4 = (F_{4_O2}/F_4) * \text{entropy}(\text{Oxygen}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_N2}/F_4) * \text{entropy}(\text{Nitrogen}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_CH4}/F_4) * \text{entropy}(\text{Methane}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_H2O}/F_4) * \text{entropy}(\text{Steam}; T=T_4; P=P_4) + (F_{4_CO2}/F_4) * \text{entropy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_4; P=P_4) -$$

$$R * ((F_{4_O2}/F_4) * \ln(F_{4_O2}/F_4) + (F_{4_N2}/F_4) * \ln(F_{4_N2}/F_4) + (F_{4_H2O}/F_4) * \ln(F_{4_H2O}/F_4) + (F_{4_CO2}/F_4) * \ln(F_{4_CO2}/F_4)) \quad \{\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}\}$$

$$s_{i5} = (F_{4_O2}/F_4) * \text{entropy}(\text{Oxygen}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_N2}/F_4) * \text{entropy}(\text{Nitrogen}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_CH4}/F_4) * \text{entropy}(\text{Methane}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_H2O}/F_4) * \text{entropy}(\text{Steam}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_CO2}/F_4) * \text{entropy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_{i5}; P=P_5) -$$

$$R * ((F_{4_O2}/F_4) * \ln(F_{4_O2}/F_4) + (F_{4_N2}/F_4) * \ln(F_{4_N2}/F_4) + (F_{4_H2O}/F_4) * \ln(F_{4_H2O}/F_4) + (F_{4_CO2}/F_4) * \ln(F_{4_CO2}/F_4)) \quad \{\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}\}$$

$$h_{i5} = (F_{4_O2}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_N2}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_CH4}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Methane}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_H2O}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{i5}; P=P_5) + (F_{4_CO2}/F_4) * \text{enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_{i5}; P=P_5) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"T_5"

$$h_5=(F_4_{O2}/F_4)*enthalpy(Oxygen;T=T_5;P=P_5)+(F_4_{N2}/F_4)*enthalpy(Nitrogen;T=T_5;P=P_5)+(F_4_{CH4}/F_4)*enthalpy(Methane;T=T_5;P=P_5)+(F_4_{H2O}/F_4)*enthalpy(Steam;T=T_5;P=P_5)+(F_4_{CO2}/F_4)*enthalpy(CarbonDioxide;T=T_5;P=P_5) \quad \{kJ/kmol\}$$

"W_turb"

$$F_4*h_4=F_4*h_5+W_{turb}$$

$$W_{turb1}=W_{turb}*eta_{turbina1}/3600000$$

"W_Turbina de gas"

$$W_{turbgas}=W_{turb1}-W_{compMW} \quad \{MW\}$$

"Eficiencia de la turbina de gas"

$$eta_{turbgas}=(W_{turbgas}*3600000)/(PCS_{comb}*F_3_{CH4})$$

"H_comb=H_CO2r+2*H_H2Or-H_CH4"

$$PCS_{comb}=-H_{comb} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$H_{comb}=2*h_{f4_{H2Os}}+h_{f4_{CO2}}-h_{f3_{CH4}}-2*h_{f2_{O2}} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{f4_{H2Os}}=h^0_{f_{H2Os}}+h_{4_{H2Os}}-h_{H2Os} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{4_{H2Os}}=Enthalpy(Water;T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{H2Os}=Enthalpy(Water;T=25;P=1,013) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h^0_{f_{H2Os}}=-285500 \quad \{kJ/kmol\}$$

"CALDERA"

$$P_6=P_5 \quad \{bar\}$$

$$F_5=F_4 \quad \{kmol/h\}$$

$$F_6=F_5 \quad \{kmol/h\}$$

$$F_5*h_5=F_6*h_6+Q_{caldera}$$

$$h_6=(F_4_{O2}/F_4)*enthalpy(Oxygen;T=T_6;P=P_6)+(F_4_{N2}/F_4)*enthalpy(Nitrogen;T=T_6;P=P_6)+(F_4_{CH4}/F_4)*enthalpy(Methane;T=T_6;P=P_6)+(F_4_{H2O}/F_4)*enthalpy(Steam;T=T_6;P=P_6)+(F_4_{CO2}/F_4)*enthalpy(CarbonDioxide;T=T_6;P=P_6) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$T_7=25 \quad \{^{\circ}C\}$$

$$P_7=50 \quad \{bar\}$$

$$T_8=500 \quad \{^{\circ}C\}$$

$$P_8=50 \quad \{bar\}$$

$$Q_{caldera}=UA*((\delta T_2-\delta T_1)/(\ln(\delta T_2/\delta T_1))) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$\delta T_2=T_5-T_8$$

$$\delta T_1=T_6-T_7$$

$$F_7=F_8 \quad \{kmol/h\}$$

$$Q_{caldera}+F_7*h_7=F_8*h_8$$

$$h_7=enthalpy(Water;T=T_7;P=P_7) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_8=enthalpy(Steam;T=T_8;P=P_8) \quad \{kJ/kmol\}$$

$UA=140000$ {kJ/K}
 $Q_calderaMW=Q_caldera/3600000$ {MW}

"TURBINA DE VAPOR"

$F_8=F_9$ {kmol/h}
 $P_9=3,2$ {bar}

$\eta_{turb2}=0,9$

"Eficiencia isentrópica"

$\eta_{turb2}=(h_8-h_9)/(h_8-h_{i9})$

"h_{i9}"

$s_8=s_{i9}$ {kJ/kmol·K}
 $s_8=entropy(Steam;T=T_8;P=P_8)$ {kJ/kmol·K}
 $s_{i9}=entropy(Steam;T=T_{i9};P=P_9)$ {kJ/kmol·K}
 $h_{i9}=enthalpy(Steam;T=T_{i9};P=P_9)$ {kJ/kmol}

"T₉"

$h_9=enthalpy(Steam;T=T_9;P=P_9)$ {kJ/kmol}

"W_{turb}"

$W_{turb2}=(F_8 \cdot h_8 - F_9 \cdot h_9)/3600000$ {MW}

$W_{turbvapor}=W_{turb2} \cdot \eta_{turbina2}$ {MW}

"Rendimiento turbina de vapor"

$\eta_{turbvapor}=W_{turbvapor} \cdot 3600000 / (h_8 \cdot F_8)$

"Rendimiento ciclo de vapor"

$\eta_{cv}=W_{turb2} \cdot 3600000 / (F_5 \cdot h_5)$

"POTENCIA TOTAL"

$W_{CC}=W_{turbgas}+W_{turb2}$ {MW}

"Rendimiento CC"

$\eta_{CC}=(W_{CC} \cdot 3600000) / (PCS_{comb} \cdot F_3_{CH4})$

ANEXO B

Código de simulación del ciclo combinado con BIOGÁS DE VERTEDERO

"Capacidad térmica del ciclo combinado"

$$\text{eta_carnotturbgas}=1-(T_5/T_4)$$

$$\text{eta_compresor}=1$$

$$\text{eta_turbina1}=1$$

$$\text{eta_turbina2}=1$$

$$Q_comb=10 \quad \{\text{MW}\}$$

$$Q_comb=(F_3_CH4*PCS_comb)/3600000 \quad \{\text{MW}\}$$

"COMPOSICIÓN GAS"

"Biogás de vertedero"

$$F_3_CH4=0,45*F_3 \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_3_CO2=0,4*F_3 \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$\{F_3_N2=0,15*F_3\} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

"Compresor"

$$P_1=1,013 \quad \{\text{bar}\}$$

$$T_1=25 \quad \{^\circ\text{C}\}$$

$$P_2=15*P_1 \quad \{\text{bar}\}$$

$$\text{eta_comp}=0,85$$

$$R=8,314 \quad \{\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}\}$$

"Cámara de combustión"

$$\{T_4=1200 \quad \{^\circ\text{C}\}\}$$

$$T_4=1135,6 \quad \{^\circ\text{C}\}$$

$$T_3=25 \quad \{^\circ\text{C}\}$$

$$X_r=1$$

$$P_3=P_2 \quad \{\text{bar}\}$$

$$P_4=P_2 \quad \{\text{bar}\}$$

"Turbina"

$$\text{eta_turb}=0,92$$

$$P_5=1,2 \quad \{\text{bar}\}$$

"COMPRESOR"

"Composición aire"

$$y_{O2}=0,21$$

$$y_{N2}=0,79$$

"Eficiencia isentrópico"

$$\text{eta_comp}=(h_{i2}-h_1)/(h_2-h_1)$$

"h₁"

$$h_1=y_{O2}*\text{enthalpy}(\text{Oxygen};T=T_1;P=P_1)+y_{N2}*\text{enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_1;P=P_1) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"h_{i2}"

$$s_1=s_{i2} \quad \{\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}\}$$

$$s_1=y_{O2}*\text{entropy}(\text{Oxygen};T=T_1;P=P_1)+y_{N2}*\text{entropy}(\text{Nitrogen};T=T_1;P=P_1)-R*(y_{O2}*\ln(y_{O2})+y_{N2}*\ln(y_{N2})) \quad \{\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}\}$$

$$s_{i2} = y_{O2} \cdot \text{entropy}(\text{Oxygen}; T=T_{i2}; P=P_{i2}) + y_{N2} \cdot \text{entropy}(\text{Nitrogen}; T=T_{i2}; P=P_{i2}) - R \cdot (y_{O2} \cdot \ln(y_{O2}) + y_{N2} \cdot \ln(y_{N2})) \quad \{\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}\}$$

$$h_{i2} = y_{O2} \cdot \text{enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_{i2}; P=P_{i2}) + y_{N2} \cdot \text{enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_{i2}; P=P_{i2}) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"T_2"

$$h_2 = y_{O2} \cdot \text{enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_2; P=P_2) + y_{N2} \cdot \text{enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_2; P=P_2) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"W_comp"

$$F_1 \cdot h_1 + W_{\text{comp}} = F_2 \cdot h_2$$

$$F_1 = F_2 \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$W_{\text{comp}} \text{MW} = W_{\text{comp}} / (3600000 \cdot \eta_{\text{compresor}}) \quad \{\text{MW}\}$$

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"

"Corriente 3"

$$F_3 = F_{3_CH4} + F_{3_CO2} + F_{3_N2} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

"Corriente 4"

$$F_4 = F_{4_O2} + F_{4_N2} + F_{4_CH4} + F_{4_H2O} + F_{4_CO2} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_{4_N2} = F_2 \cdot y_{N2} + F_{3_N2} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_{4_CH4} = F_{3_CH4} \cdot (1 - X_r) \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_{4_H2O} = 2 \cdot F_{3_CH4} \cdot X_r \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_{4_CO2} = F_{3_CH4} \cdot X_r + F_{3_CO2} \quad \{\text{kmol/h}\}$$

$$F_{4_O2} = F_2 \cdot y_{O2} - 2 \cdot F_{3_CH4} \cdot X_r \quad \{\text{kmol/h}\}$$

"Balance de energía"

$$F_2 \cdot h_{f2} + F_3 \cdot h_{f3} = F_4 \cdot h_{f4}$$

"h_f2"

$$h_{f2} = y_{O2} \cdot h_{f2_O2} + y_{N2} \cdot h_{f2_N2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f2_O2} = h^0_{f_O2} + h_{2_O2} - h_{O2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{2_O2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_2; P=P_2) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_O2} = 0 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{O2} = \text{enthalpy}(\text{Oxygen}; T=25; P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f2_N2} = h^0_{f_N2} + h_{2_N2} - h_{N2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{2_N2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_2; P=P_2) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_N2} = 0 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{N2} = \text{enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=25; P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

"h_f3"

$$h_{f3} = (F_{3_CH4} / F_3) \cdot h_{f3_CH4} + (F_{3_CO2} / F_3) \cdot h_{f3_CO2} + (F_{3_N2} / F_3) \cdot h_{f3_N2} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f3_CH4} = h^0_{f_CH4} + h_{3_CH4} - h_{CH4} \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{3_CH4} = \text{Enthalpy}(\text{Methane}; T=T_3; P=P_3) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{CH4} = \text{Enthalpy}(\text{Methane}; T=25; P=1,013) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h^0_{f_CH4} = -74800 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{f3_CO2}=h^0_{f_CO2}+h_{3_CO2}-h_{CO2} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{3_CO2}=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide};T=T_3;P=P_3) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{f3_N2}=h^0_{f_N2}+h_{3_N2}-h_{N2} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{3_N2}=\text{Enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_3;P=P_3) \quad \{kJ/kmol\}$$

"h_f4"

$$h_{f4}=(F_{4_O2}/F_4)*h_{f4_O2}+(F_{4_N2}/F_4)*h_{f4_N2}+(F_{4_CH4}/F_4)*h_{f4_CH4}+(F_{4_H2O}/F_4)*h_{f4_H2O}+(F_{4_CO2}/F_4)*h_{f4_CO2} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{f4_O2}=h^0_{f_O2}+h_{4_O2}-h_{O2} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{4_O2}=\text{Enthalpy}(\text{Oxygen};T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{f4_N2}=h^0_{f_N2}+h_{4_N2}-h_{N2} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{4_N2}=\text{Enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{f4_CH4}=h^0_{f_CH4}+h_{4_CH4}-h_{CH4} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{4_CH4}=\text{enthalpy}(\text{Methane};T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{f4_H2O}=h^0_{f_H2O}+h_{4_H2O}-h_{H2O} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{4_H2O}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{H2O}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};T=25;P=1,013) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h^0_{f_H2O}=-241600 \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{f4_CO2}=h^0_{f_CO2}+h_{4_CO2}-h_{CO2} \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{4_CO2}=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide};T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_{CO2}=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide};T=25;P=1,013) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h^0_{f_CO2}=-393500 \quad \{kJ/kmol\}$$

"Exceso de oxígeno"

$$\text{Exc}_{O2}=(F_{2*y_{O2}})/(2*F_{3_CH4})-1$$

"TURBINA DE GAS"

"Eficiencia isentrópica"

$$\text{eta}_{\text{turb}}=(h_4-h_5)/(h_4-h_{i5})$$

"h_4"

$$h_4=(F_{4_O2}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Oxygen};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_N2}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_CH4}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Methane};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_H2O}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Steam};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_CO2}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{CarbonDioxide};T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

"h_i5"

$$s_4=s_{i5} \quad \{kJ/kmol \cdot K\}$$

$$s_4=(F_{4_O2}/F_4)*\text{entropy}(\text{Oxygen};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_N2}/F_4)*\text{entropy}(\text{Nitrogen};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_CH4}/F_4)*\text{entropy}(\text{Methane};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_H2O}/F_4)*\text{entropy}(\text{Steam};T=T_4;P=P_4)+(F_{4_CO2}/F_4)*\text{entropy}(\text{CarbonDioxide};T=T_4;P=P_4)-R*((F_{4_O2}/F_4)*\ln(F_{4_O2}/F_4)+(F_{4_N2}/F_4)*\ln(F_{4_N2}/F_4)+(F_{4_H2O}/F_4)*\ln(F_{4_H2O}/F_4)+(F_{4_CO2}/F_4)*\ln(F_{4_CO2}/F_4)) \quad \{kJ/kmol \cdot K\}$$

$$s_{i5}=(F_{4_O2}/F_4)*\text{entropy}(\text{Oxygen};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_N2}/F_4)*\text{entropy}(\text{Nitrogen};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_CH4}/F_4)*\text{entropy}(\text{Methane};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_H2O}/F_4)*\text{entropy}(\text{Steam};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_CO2}/F_4)*\text{entropy}(\text{CarbonDioxide};T=T_{i5};P=P_5)-R*((F_{4_O2}/F_4)*\ln(F_{4_O2}/F_4)+(F_{4_N2}/F_4)*\ln(F_{4_N2}/F_4)+(F_{4_H2O}/F_4)*\ln(F_{4_H2O}/F_4)+(F_{4_CO2}/F_4)*\ln(F_{4_CO2}/F_4)) \quad \{kJ/kmol \cdot K\}$$

$$h_{i5}=(F_{4_O2}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Oxygen};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_N2}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Nitrogen};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_CH4}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Methane};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_H2O}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{Steam};T=T_{i5};P=P_5)+(F_{4_CO2}/F_4)*\text{enthalpy}(\text{CarbonDioxide};T=T_{i5};P=P_5) \quad \{kJ/kmol\}$$

"T_5"

$$h_5=(F_4_O2/F_4)*enthalpy(Oxygen;T=T_5;P=P_5)+(F_4_N2/F_4)*enthalpy(Nitrogen;T=T_5;P=P_5)+(F_4_CH4/F_4)*enthalpy(Methane;T=T_5;P=P_5)+(F_4_H2O/F_4)*enthalpy(Steam;T=T_5;P=P_5)+(F_4_CO2/F_4)*enthalpy(CarbonDioxide;T=T_5;P=P_5) \quad \{kJ/kmol\}$$

"W_turb"

$$F_4*h_4=F_4*h_5+W_turb$$

$$W_turb1=W_turb*eta_turbina1/3600000$$

"W_Turbina de gas"

$$W_turbgas=W_turb1-W_compMW \quad \{MW\}$$

"Eficiencia de la turbina de gas"

$$eta_turbgas=(W_turbgas*3600000)/(PCS_comb*F_3_CH4)$$

"H_comb=H_CO2r+2*H_H2Or-H_CH4"

$$PCS_comb=-H_comb \quad \{kJ/kmol\}$$

$$H_comb=2*h_f4_H2Os+h_f4_CO2-h_f3_CH4-2*h_f2_O2 \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_f4_H2Os=h^0_f_H2Os+h_4_H2Os-h_H2Os \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_4_H2Os=Enthalpy(Water;T=T_4;P=P_4) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_H2Os=Enthalpy(Water;T=25;P=1,013) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h^0_f_H2Os=-285500 \quad \{kJ/kmol\}$$

"CALDERA"

$$P_6=P_5 \quad \{bar\}$$

$$F_5=F_4 \quad \{kmol/h\}$$

$$F_6=F_5 \quad \{kmol/h\}$$

$$F_5*h_5=F_6*h_6+Q_caldera$$

$$h_6=(F_4_O2/F_4)*enthalpy(Oxygen;T=T_6;P=P_6)+(F_4_N2/F_4)*enthalpy(Nitrogen;T=T_6;P=P_6)+(F_4_CH4/F_4)*enthalpy(Methane;T=T_6;P=P_6)+(F_4_H2O/F_4)*enthalpy(Steam;T=T_6;P=P_6)+(F_4_CO2/F_4)*enthalpy(CarbonDioxide;T=T_6;P=P_6) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$T_7=25 \quad \{^{\circ}C\}$$

$$P_7=50 \quad \{bar\}$$

$$T_8=500 \quad \{^{\circ}C\}$$

$$P_8=50 \quad \{bar\}$$

$$Q_caldera=UA*((deltaT2-deltaT1)/(ln(deltaT2/deltaT1))) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$deltaT2=T_5-T_8 \quad \{^{\circ}C\}$$

$$deltaT1=T_6-T_7 \quad \{^{\circ}C\}$$

$$F_7=F_8 \quad \{kmol/h\}$$

$$Q_caldera+F_7*h_7=F_8*h_8$$

$$h_7=enthalpy(Water;T=T_7;P=P_7) \quad \{kJ/kmol\}$$

$h_8 = \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_8; P=P_8)$ {kJ/kmol}

$UA = 140000$ {kJ/°C}

"TURBINA DE VAPOR"

$F_8 = F_9$ {kmol/h}

$P_9 = 3,2$ {bar}

$\eta_{\text{turb2}} = 0,9$

"Eficiencia isentrópica"

$\eta_{\text{turb2}} = (h_8 - h_9) / (h_8 - h_{i9})$

" h_{i9} "

$s_8 = s_{i9}$ {kJ/kmol·K}

$s_8 = \text{entropy}(\text{Steam}; T=T_8; P=P_8)$ {kJ/kmol·K}

$s_{i9} = \text{entropy}(\text{Steam}; T=T_{i9}; P=P_9)$ {kJ/kmol·K}

$h_{i9} = \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{i9}; P=P_9)$ {kJ/kmol}

" T_9 "

$h_9 = \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_9; P=P_9)$ {kJ/kmol}

" W_{turb} "

$W_{\text{turb2}} = (F_8 \cdot h_8 - F_9 \cdot h_9) / 3600000$ {MW}

$W_{\text{turbvapor}} = W_{\text{turb2}} \cdot \eta_{\text{turbina2}}$ {MW}

"Rendimiento turbina de vapor"

$\eta_{\text{turbvapor}} = W_{\text{turbvapor}} \cdot 3600000 / (h_8 \cdot F_8)$

"POTENCIA TOTAL"

$W_{\text{CC}} = W_{\text{turbgas}} + W_{\text{turb2}}$ {MW}

"Rendimiento CC"

$\eta_{\text{CC}} = (W_{\text{CC}} \cdot 3600000) / (\text{PCS}_{\text{comb}} \cdot F_3_{\text{CH4}})$