

ESTUDIO SIMULADO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO. PARTE I: IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL SISTEMA

Ing. José Antonio Hernández¹, Ing. Ariadna Domínguez Piedrafita², Dr. C. Félix Juan Domínguez Alonso¹

1. Energas S.A., Finca la Cachurra, Varadero, Matanzas, Cuba.

*2. Empresa de Perforación y Extracción de Petróleo de Occidente,
km 40, Vía Blanca, Mayabeque, Cuba.*



*CD de Monografías 2016
(c) 2016, Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”
ISBN: XXX-XXX-XX-XXXX-X*

Resumen.

En este trabajo se muestra el análisis energético de un ciclo combinado del tipo Brayton-Rankine a partir de la implementación de un modelo de simulación en el simulador de procesos ASPEN HYSYS V 7.0. Se muestran a su vez los pasos para la obtención de dicho modelo, así como su validación y empleo para la solución del problema a estudiar. En la ponencia se tienen en cuenta diversas condiciones de operación que incluyen el ciclo combinado en base y el ciclo combinado sin quemado auxiliar o a diferentes porcentajes de uso de los quemadores (en las calderas recuperadoras de calor). Finalmente para seleccionar una condición de operación u otra se plantea necesario marcar las pautas del objetivo que se persigue, declarando si es de interés obtener mayor eficiencia energética o mayor generación de potencia.

***Palabras claves:** Ciclo Combinado; Turbinas de Gas; Simulación; ASPEN HYSYS; Recuperación de Calor; Análisis Energético.*

INTRODUCCIÓN

Hoy día solo los sistemas de más eficiencia y que pueden utilizar combustible alternativo o implican la cogeneración, son los que mantienen los niveles de generación de electricidad ante el alza de los precios y la incertidumbre del suplemento de combustible.

Durante la década de 1970, el mundo empezó a ser consciente de la vulnerabilidad de los recursos energéticos. Esto trajo como consecuencia que se comenzara a estudiar y emplear posteriormente otras fuentes de generación de electricidad a partir de utilizar tecnologías capaces de aprovechar el gas natural asociado al petróleo para la producción de electricidad, empleando turbinas de gas con muy buenos resultados desde el punto de vista de eficiencia energética y de impacto ambiental. (Winterbone 1997) Actualmente estas turbinas se usan en sistemas de cogeneración en la industrias de procesos, o acopladas a una turbina de vapor, conformando un ciclo combinado Brayton-Rankine.

Para la evaluación y análisis de equipos y/o procesos industriales hoy en día existen diversas herramientas computacionales. El Sistema Avanzado para la Simulación de Procesos (ASPEN HYSYS) es una de ellas y entre sus aplicaciones se encuentra el análisis de plantas de potencias, de cogeneración y/o de partes de la misma. El gran volumen de literatura que aborda estos temas permite que se pueda plantear que hay una experiencia acumulada, la cual ha sido aprovechada en el desarrollo de este trabajo. (Montes de Oca, 2008; Díaz, 2007; López, 2007; Domínguez, 2014) Aunque en el proyecto que se muestra a continuación se ha utilizado el simulador de procesos ASPEN HYSYS Versión 7.0, pudieron emplearse otros simuladores generales disponibles en el mercado tales como

ASPEN Plus, CHEMCAD, PRO II, Desing II, etc., pues todos cuentan con módulos computacionales que permiten la correcta implementación del sistema, así como paquetes termodinámicos adecuados para estimar las propiedades de las corrientes involucradas en el proceso.

MATERIALES Y MÉTODOS

El estudio simulado al que se hace referencia en este artículo corresponde a un ciclo combinado del tipo Brayton-Rankine conformado por cinco turbinas de gas y una turbina de vapor.

En diversas literaturas (Dominguez, 2015) se expone un algoritmo de trabajo que permite la simulación de cualquier proceso industrial. Los pasos seguidos para efectuar dicho estudio simulado se muestran a continuación:

- Recopilación de información del proceso que será investigado y definición de los objetivos y alcance del estudio simulado.
- Diseño del Diagrama de Flujo de Información del Procesos (DFI)
- Definir los módulos a utilizar y la información requerida para el cálculo
- Determinación del orden de cálculo de los módulos
- Implementación del modelo en el simulador
- Validación del modelo
- Utilizar el modelo para la solución del problema a estudiar

Paso 1: Recopilación de información del proceso que será investigado y definición de los objetivos y alcance del estudio simulado.

Para complementar este paso fue necesario enmarcar que la simulación que se quiere efectuar corresponde a un ciclo combinado (de 300MW), consistente en cinco turbinas de gas (de 30MW), cada una acoplada a una caldera recuperadora que permite trabajar con quemado suplementario de gas y el vapor producido es utilizado para generar electricidad en una turbina de vapor (de 150MW). La recopilación de datos se efectuó tomando los parámetros que se encontraban tanto en el PLC como en los controles de parámetros o reportes diarios emitidos en la instalación.

Posteriormente se logró definir como objetivo primordial evaluar las eficiencias de operación de estos sistemas para de esta manera poder accionar y optimizar el mismo desarrollando una herramienta flexible, sencilla y práctica que permita la evaluación energética y exérgica de dicho ciclo combinado.

Paso 2: Diseño del Diagrama de Flujo de Información del Procesos (DFI)

Para el desarrollo del diagrama de flujo de información del proceso en cuestión (figura 1) fue necesario apoyarse en los PID del centro. Dicho diagrama solo contempla una turbina de gas y una caldera recuperadora para simplificar este esquema y facilitar la comprensión del mismo, aunque las demás se implementan en el simulador de procesos de igual manera.

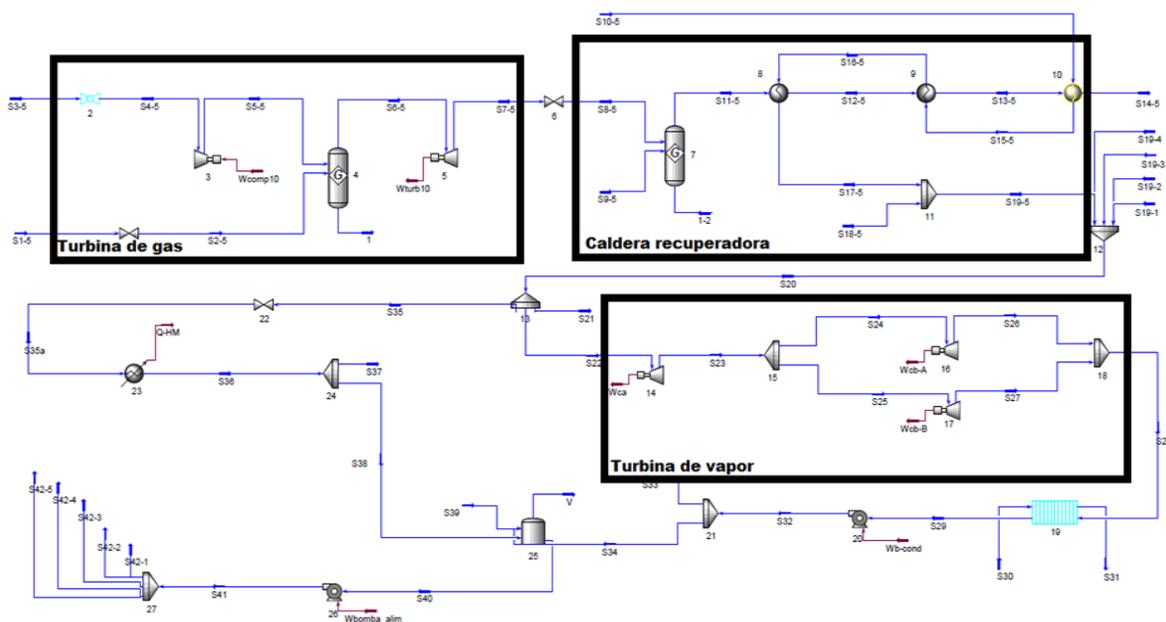


Figura 1 Diagrama de flujo de información (DFI) del proceso del caso de estudio

El símbolo S_{i-j} representa en el diagrama de flujo de información del proceso las corrientes de materia i de entrada y salida de cada módulo. Por otra parte la letra j se emplea para designar en el caso de las turbinas de gas y calderas recuperadoras la numeración del equipo, permitiendo de esta forma diferenciarlos fácilmente.

Paso 3: Definir los módulos a utilizar y la información requerida para el cálculo

Los módulos computacionales del simulador Aspen HYSYS versión 7.0 empleados para dar solución al problema planteado y su correspondencia con los módulos del DFI se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 Relación de módulos del DFI

Equipo Físico	Módulo Computacional	Módulo(s) del DFI
Válvulas	Valve	1, 6 y 22
Filtros de Aire	Valve	2
Compresor de Aire	Compressor	3
Cámara de Combustión	Gibbs Reactor	4
Turbina de Gas	Expander	5
Quemadores Auxiliares	Gibbs Reactor	7
Caldera Recuperadora	Heat Exchanger	8, 9 y 10

Atemperador	Mixer	11
Cabezal de Vapor	Mixer	12
Punto de separación del vapor que se envía al proc. Tecnológico	Tee	13
Representación de pérdidas de vapor en el sistema	Tee	13, 14 y 24
Cilindro de alta presión en la turbina de vapor	Expander	15
Cilindros de baja presión en la turbina de vapor	Expander	16 y 17
Unión del escape de los dos cilindros de baja	Mixer	18
Condensador	Heat Exchanger	19
Bombas de condensado	Pump	20
Intercambiador del proceso tecnológico	Cooler	23
Tanque de alimentación a calderas	Tank	25
bomba de alimentación a calderas	Pump	26
cabezal de agua de alimentación a calderas	Tee	27

Paso 4: Determinación del orden de cálculo de los módulos

Para la determinación del orden de cálculo se seleccionó el módulo por donde se debía comenzar la simulación, empezando por la unidad que poseía las corrientes de entradas definidas y que permitía a su vez el cálculo de los restantes módulos de forma consecutiva. Esto se obtuvo una vez aplicado el método de Steward.

Paso 5: Implementación del modelo en el simulador

Para el caso base de simulación se ha definido que el ciclo combinado se encuentra trabajando en base, lo que significa que el mismo está trabajando a su máxima capacidad de producción de energía eléctrica. Esto implica las cinco turbinas y las cinco calderas con sus quemadores auxiliares en su máxima capacidad de operación.

Las corrientes que se definieron para el estudio de simulación fueron S1 (gas natural), S3 (aire a filtros de aire), S9 (gas natural a quemadores auxiliares), S10 (agua a caldera recuperadora), S18 (agua a atemperador), S30 (agua de mar al condensador) y S39 (agua de reposición), las cuales son medidas en el proceso, lo que garantiza confiabilidad en la información recopilada.

La termodinámica seleccionada para definir el sistema de hidrocarburos y gases de combustión es la ecuación de estado de Peng-Robinson y se ha fundamentado su selección en los criterios referidos en trabajos anteriores (Díaz 2007, López 2007, Montes de Oca et al. 2008, Ortega 2010), donde exponen que garantiza definir adecuadamente las propiedades de las corrientes de gases siendo adecuada para cálculos en sistemas reales de hidrocarburos. Para estimar las propiedades del sistema agua – vapor de agua se utilizó el paquete de propiedades ASME Steam, que también ha sido muy recomendado en la literatura consultada.

Paso 6: Validación del modelo

Una vez puesto a punto el caso base, se obtienen los balances de materia y energía y a partir de estos resultados se realiza la validación del modelo comparando los resultados obtenidos por el modelo de simulación con datos reales, estimándose de esta manera los errores existentes.

Los parámetros operacionales que se han tenido en cuenta para la validación del mismo son:

- Temperatura del gas a la salida de la turbina de gas(T_{S_7})
- Potencia neta de la turbina de gas
- Flujo de gas exhausto de turbina a caldera recuperadora(F_{S_7})
- Temperatura del gas exhausto de la caldera recuperadora($T_{S_{14}}$)
- Temperatura del vapor atemperado a la entrada de la turbina de vapor($T_{S_{22}}$)
- Potencia de la turbina de vapor

Como se aprecia en la tabla 2 los errores relativos se encuentran por debajo del 2%, lo que indica que el modelo reproduce adecuadamente la operación de las turbinas de gas bajo las condiciones de operación estudiadas.

Tabla 2. Análisis comparativo entre los parámetros operacionales y los obtenidos por el modelo para las diversas turbinas de gas.

Turbinas de gas	T_{S_7} (°C)			Potencia neta (MW)		
	Real	HYSYS	Error (%)	Real	HYSYS	Error (%)
GT 1	551,8	553,9	0,38	30,82	30,73	0,29
GT 2	546,3	552,7	1,17	30,14	29,99	0,49
GT 3	555,9	558,3	0,43	30,4	30,26	0,46
GT 4	550,8	551,3	0,09	31,88	31,84	0,13
GT 5	555,3	556,8	0,27	29,48	29,62	0,47

De igual forma se valida el modelo para la sección correspondiente a las calderas recuperadoras, donde se aprecian errores menores del 5%, no siendo el caso de la temperatura de los gases exhaustos en la caldera recuperadora 5, que da un error de un 6,65%. (tabla 3) Al comprobar el resto del balance se observa que existe correspondencia de las demás variables, motivo por el que se puede suponer que este medidor de temperatura se encuentra descalibrado.

Tabla 3. Análisis comparativo entre los parámetros operacionales y los obtenidos por el modelo para las calderas recuperadoras.

Calderas recuperadoras	F_{S7} (kgmole/h)			T_{S14} (°C)		
	Real	HYSYS	Error (%)	Real	HYSYS	Error (%)
CR 1	480 303,3	478 500	0,38	149,17	155,6	4,31
CR 2	459 169,7	468 400	2,01	135,93	135,8	0,09
CR 3	456 889,8	468 200	2,48	151,48	150,6	0,58
CR 4	466 279,7	486 300	4,29	152,34	151,2	0,88
CR 5	458 645,09	470 900	2,67	139,33	148,6	6,65

La validación para la sección correspondiente a la turbina de vapor se muestra en la tabla 4, pudiéndose observar que los errores relativos de los parámetros analizados son menores que el 1%, lo que indica que el modelo reproduce adecuadamente el sistema bajo estas condiciones.

Tabla 4. Análisis comparativo entre los parámetros operacionales y los obtenidos por el modelo para la turbina de vapor.

Turbina de vapor	T_{S22} (°C)			Potencia neta (MW)		
	Real	HYSYS	Error (%)	Real	HYSYS	Error (%)
ST	513,42	513,6	0,04	150,56	150,9	0,23

Finalmente la validación de los tres sistemas demuestra que el modelo de simulación desarrollado representa al proceso bajo las condiciones estudiadas. De igual forma se debe proceder para otras condiciones de operación, tales como:

Alternativa 1: cinco turbinas de gas, cinco calderas recuperadoras sin quemado auxiliar y el ciclo combinado al 80% de su capacidad nominal.

Alternativa 2: cinco turbinas de gas, cinco calderas recuperadoras con quemadores a carga parcial y el ciclo combinado al 90% de su capacidad nominal.

Alternativa 3: cinco turbinas de gas, cinco calderas recuperadoras con quemadores a carga parcial y el ciclo combinado al 95% de su capacidad nominal.

Si los errores calculados son menores del 5% se puede decir que el modelo reproduce adecuadamente el funcionamiento real de la planta a las condiciones estudiadas; por tanto puede ser utilizado para analizar las diversas alternativas de operación propuestas, con el fin de seleccionar las condiciones de operación más adecuadas del ciclo combinado y con ello lograr la optimización del mismo.

Paso 7: Utilizar el modelo para la solución del problema a estudiar

Como se había planteado anteriormente el trabajo perseguía poder evaluar diversas condiciones de operación para de esta manera seleccionar la más adecuada, y esto se

pretendía lograr evaluando energética y exergéticamente el ciclo combinado con ayuda de un modelo de simulación del mismo.

Para la evaluación energética de sistemas de cogeneración con turbinas de gas se utilizan diferentes indicadores. Entre los más empleados se encuentran la eficiencia energética y el índice de consumo, por lo que para el caso de estudio que nos ocupa (ciclo combinado del tipo Brayton-Rankine) una forma adecuada de realizar la evaluación energética del mismo es considerando las turbinas de gas y de vapor como un sistema único, aunque el análisis de estos sistemas por independientes también puede servir de criterio para dicha evaluación energética. En tal caso, las eficiencias energéticas e índices de consumo para las turbinas de gas, turbina de vapor y ciclo combinado se pueden expresar como se indica en la tabla 5.

Tabla 5. Criterios fundamentales para el análisis energético

<i>Sistema/Criterio</i>	<i>Eficiencia energética</i>	<i>Índice de consumo</i>
Turbinas de gas	$\eta_{GT} = \frac{W_{turbina}}{F_{gas\ natural} * VCI} * 100$	$IC_{GT} = \frac{F_{gas\ natural}}{W_{turbina}}$
Turbina de vapor	$\eta_{ST} = \frac{W_{turbina}}{F_{vapor} * (H_{vapor} - H_{aa})} * 100$	$IC_{ST} = \frac{F_{vapor}}{W_{turbina}}$
Ciclo combinado	$\eta_{CC} = \frac{W_{CC}}{F_{(GT_s+ quemadores)} * VCI} * 100$	$IC_{CC} = \frac{F_{(GT_s+ quemadores)}}{W_{CC}}$

Siendo:

η_{GT} , η_{ST} , η_{CC} : eficiencia energética, %

$W_{turbina}$: potencia neta de la turbina, MW

$F_{gas\ natural}$: flujo de gas natural a cámara de combustión, Sm^3/h

VCI : valor calórico inferior del gas natural ($VCI = 34\ 374 \frac{kJ}{Sm^3}$), kJ/Sm^3

F_{vapor} : flujo de vapor sobrecalentado a la turbina de gas, kg/s

H_{vapor} : entalpía del vapor sobrecalentado, kJ/kg

H_{aa} : entalpía del agua de alimentación, kJ/kg

W_{CC} : potencia neta del ciclo combinado Brayton-Rankine, MW

$F_{(GT_s+ quemadores)}$: flujo de gas natural a turbinas de gas y quemadores auxiliares de las calderas recuperadoras, Sm^3/h

IC_{GT} , IC_{CC} : índices de consumo de las turbinas de gas y el ciclo combinado, Sm^3/MW

IC_{ST} : índice de consumo de la turbina de vapor, ton de vapor/MW

Para implementar estos cálculos en el software de simulación se hizo necesario crear módulos de cálculos (Spreadsheet). Este módulo permite importar parámetros de las corrientes y/o módulos y realizar cálculos de forma similar a como se realizan en cualquier hoja de cálculo.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Empleando la información de los balances de materiales y energías realizados, las potencias netas (tabla 6), así como las ecuaciones de la tabla 5 se calculan las eficiencias térmicas y los índices de consumo de las turbinas de gas, turbina de vapor y ciclo combinado.

Según diversas literaturas la eficiencia energética de un ciclo Brayton simple se encuentra entre un 25-40%. De igual forma se establece que para un ciclo Rankine simple la misma debe estar entre un 30-40% mientras que para el caso del ciclo combinado Brayton-Rankine se estima en el intervalo de 40-55%. (Anheden 2000, Sue y Chuang 2004, Ameri et al. 2008, Aref 2012, Memon et al. 2013, General Electric 2015). Al observar los valores de eficiencia energética obtenidos (tabla 7) se corrobora que tanto las cinco turbinas de gas como la turbina de vapor y el ciclo combinado se encuentran operando adecuadamente, pues dichos valores se corresponden con los definidos en la literatura consultada; siendo la TG 5 la que presenta menor eficiencia termodinámica, pues en la instalación esta es la única máquina a la cual no se le ha modernizado el sistema de entrada de aire (casa de aire).

Tabla 6. Potencias de las turbinas de gas, turbina de vapor y ciclo combinado para el caso base y las diversas alternativas de operación.

	Caso Base		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Turbinas de gas								
	Potencia (MW)		Potencia(MW)		Potencia(MW)		Potencia(MW)	
TG 1	30,73		30,56		31,05		31,57	
TG 2	29,99		28,91		29,44		30,11	
TG 3	30,26		29,02		29,47		30,43	
TG 4	31,84		31,02		31,41		31,94	
TG 5	29,66		29,62		29,65		29,75	
Turbina de vapor								
	Potencia (MW)		Potencia(MW)		Potencia(MW)		Potencia(MW)	
TV	150,9		91,46		120,20		130,70	
	Entalpía (kJ/kg)		Entalpía(kJ/kg)		Entalpía(kJ/kg)		Entalpía(kJ/kg)	
	agua	vapor	agua	vapor	agua	vapor	agua	vapor
	-15730	-12490	-15743,37	-12474,47	-15742,05	-12479,49	-15739,48	-12482,06
Ciclo combinado								
	Potencia (MW)		Potencia(MW)		Potencia(MW)		Potencia(MW)	
CC	303,34		240,60		271,25		284,48	

Tabla 7. Eficiencias térmicas e índices de consumo de las turbinas de gas, turbina de vapor y ciclo combinado para el caso base y las diversas alternativas de operación.

	Caso Base		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Turbinas de gas								
	Eficiencia (%)	Índice de consumo (Sm ³ /MW)	Eficiencia (%)	Índice de consumo (Sm ³ /MW)	Eficiencia (%)	Índice de consumo (Sm ³ /MW)	Eficiencia (%)	Índice de consumo (Sm ³ /MW)
TG 1	28,25	370,76	28,31	369,90	28,24	370,84	28,71	364,82
TG 2	28,24	370,90	28,27	370,53	28,22	371,10	28,31	369,91
TG 3	28,19	371,50	27,56	380,05	27,98	374,25	28,35	369,42
TG 4	28,74	364,37	28,53	367,08	28,89	362,52	28,83	363,26
TG 5	27,70	378,11	28,20	371,35	27,69	378,25	27,78	376,94
Turbina de vapor								
	Eficiencia (%)	Índice de consumo(ton/MW)						
TV	34,94	3,18	34,37	3,20	34,48	3,20	34,62	3,19
Ciclo combinado								
	Eficiencia (%)	Índice de consumo(Sm ³ /MW)	Eficiencia (%)	Índice de consumo(Sm ³ /MW)	Eficiencia (%)	Índice de consumo(Sm ³ /MW)	Eficiencia (%)	Índice de consumo(Sm ³ /MW)
CC	44,83	233,59	45,46	230,40	45,37	230,84	45,09	232,26

Al analizar la eficiencia energética de las diversas alternativas se puede apreciar que al igual que el caso base estas se encuentran en los intervalos establecidos según la literatura, valorando de esta manera el funcionamiento de las máquinas como adecuado para todas las condiciones de operación, por lo que a partir de la información mostrada en las tablas anteriores se resume en la figura 2 el comportamiento de las eficiencias correspondientes a las turbinas de gas, turbina de vapor y ciclo combinado para el caso base y las diferentes alternativas estudiadas.

El estudio de la eficiencia térmica tanto en las alternativas como en el caso base conlleva a la investigación del comportamiento de la misma respecto al porcentaje de carga (porcentaje de utilización de la capacidad nominal) y la potencia generada del ciclo combinado. Cuando se analiza en relación con el porcentaje de carga del ciclo combinado (figura 3), se observa que a medida que aumenta la carga de este, disminuye su eficiencia energética, pues se consume una mayor cantidad de combustible.

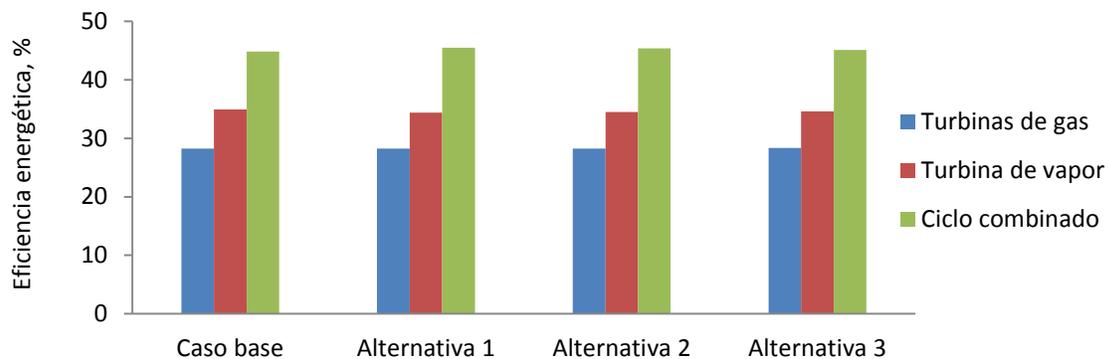


Figura 2. Comportamiento de la eficiencia energética para los sistemas de turbinas de gas, turbina de vapor y ciclo combinado

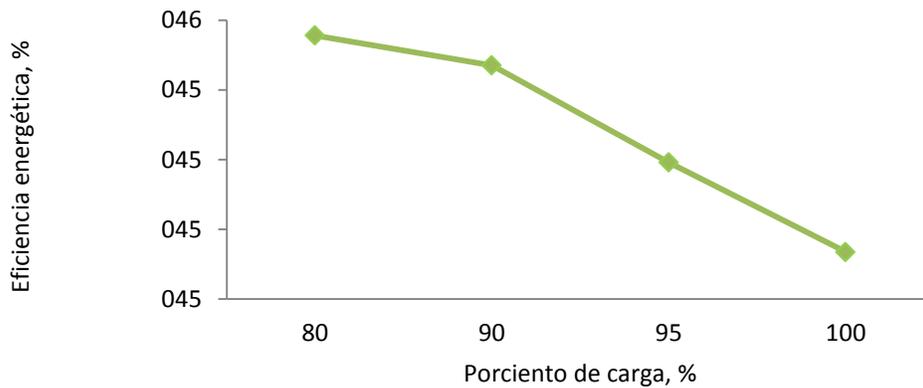


Figura 3. Comportamiento de la eficiencia energética del ciclo combinado respecto al porcentaje de carga del mismo

Esta tendencia se debe al aumento del consumo de gas en los quemadores auxiliares correspondientes a las calderas recuperadoras, pues el potencial energético de este al no pasar a través de las turbinas de gas solo se aprovecha para la generación de potencia en la turbina de vapor, incurriendo de cierta manera en una pérdida para el ciclo Brayton-Rankine.

Si se observa el comportamiento de la eficiencia energética respecto a la potencia neta del ciclo combinado (figura 4), se podrá comprobar que dicho comportamiento es similar al de la figura 3.

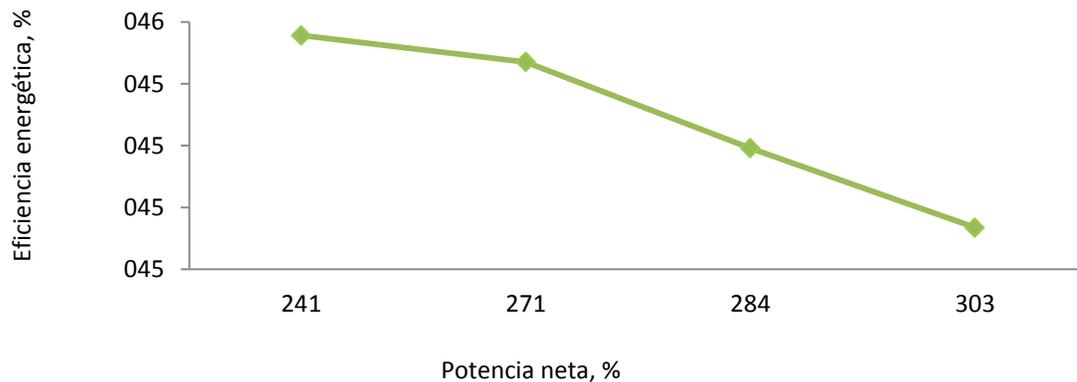


Figura 4. Comportamiento de la eficiencia energética del ciclo combinado respecto a la potencia neta del mismo

Según diversas literaturas un índice de consumo normal para un ciclo Brayton simple se encuentra entre 360-375 Sm³/MW. De igual forma se establece que para un ciclo Rankine simple el mismo debe estar entre 2,5-3,5 ton de vapor/MW, mientras que para el caso del

ciclo combinado Brayton-Rankine se estima en el intervalo de 230-250 Sm³/MW. (Domínguez 2015)

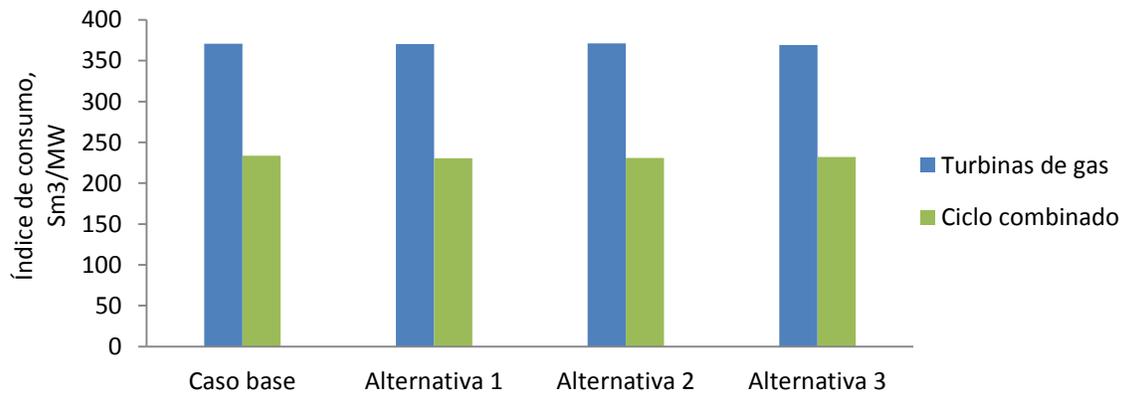


Figura 5. Comportamiento del índice de consumo para los sistemas turbinas de gas y ciclo combinado.

Al analizar los índices de consumo de las diversas alternativas (figura 5 y 6) se puede apreciar que al igual que el caso base estas se encuentran en los intervalos establecidos según la literatura, valorando de esta manera el funcionamiento de las máquinas como adecuado para todas las condiciones de operación.

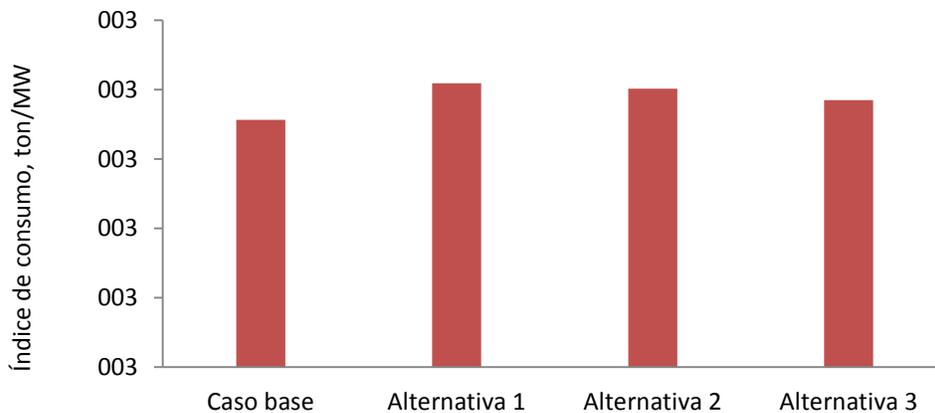


Figura 6. Comportamiento del índice de consumo para el sistema turbina de vapor

El estudio del comportamiento de dicho índice de consumo respecto al porcentaje de carga y a la potencia generada del ciclo combinado es fundamental para una mayor comprensión del sistema en su totalidad. Es por ello que en las figuras 7 y 8 se representa esta relación.

Como se observa en la figura 7 a medida que aumenta la carga del ciclo combinado aumenta su índice de consumo, pues se consume una mayor cantidad de combustible y la eficiencia de este es menor.

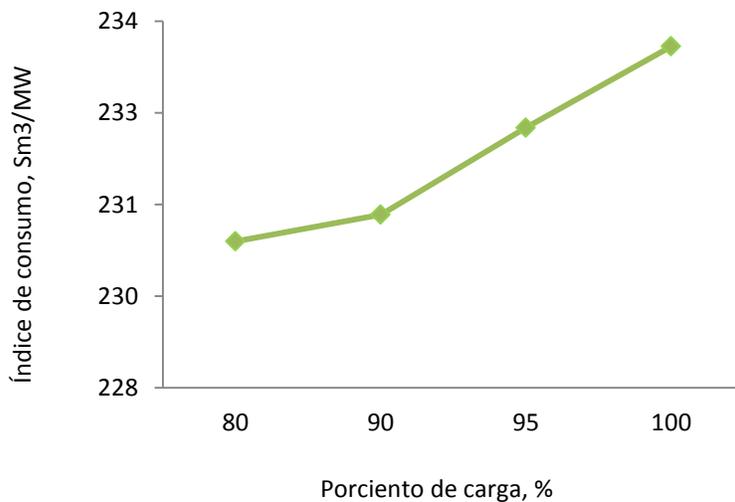


Figura 7 Comportamiento del índice de consumo del ciclo combinado respecto al porcentaje de carga del mismo

Por otra parte si se presta atención el comportamiento de este índice en relación a la potencia neta del ciclo combinado (figura 8) se podrá comprobar que dicho comportamiento es similar al de la figura 7.

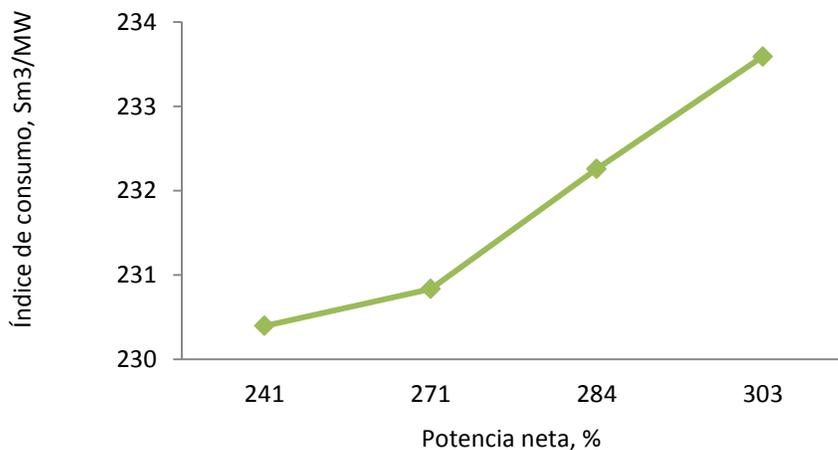


Figura 8. Comportamiento del índice de consumo del ciclo combinado respecto a la potencia neta del mismo

Esta tendencia se debe a que al aumentar el flujo de gas a los quemadores auxiliares de las calderas recuperadoras se obtiene, como es de esperarse, un mayor flujo de vapor producido; lográndose generar más potencia en la turbina de vapor y por consiguiente en el ciclo combinado; y como se expresó anteriormente el incremento del flujo de gas deviene en un aumento del índice de consumo del ciclo. (figura 7)

Como bien se conoce la potencia generada por el ciclo combinado es el resultado del aporte de energía tanto del ciclo Brayton como del ciclo Rankine. Es por ello que en la figura 9 se muestra el porcentaje que le corresponde a cada ciclo por su contribución a la producción energética en el ciclo combinado. Se ha tenido en cuenta solo el ciclo trabajando con los quemadores auxiliares de las calderas recuperadoras a su máxima y mínima capacidad (caso base y alternativa 1).

Obsérvese en la figura 9, que para el caso base en el cual la potencia generada del ciclo combinado es de 303,3 MW tanto la energía aportada por el ciclo Brayton como la aportada por el ciclo Rankine poseen aproximadamente el mismo porcentaje, tributando cada ciclo por independiente cerca del 50% de toda la energía producida por el sistema.

Mientras, la alternativa 1 con una potencia generada por el ciclo combinado de 240,6 MW muestra que la energía aportada por el ciclo Brayton es superior a la aportada por el ciclo Rankine, siendo estas de un 60% y un 40% respectivamente.

Para diferentes porcentajes de utilización de quemadores deben obtenerse valores intermedios entre los mostrados para el caso base y los mostrados en la alternativa 1, pues estos están en correspondencia con la máxima y mínima capacidad de producción del ciclo combinado cuando tiene operando en base las cinco turbinas de gas.

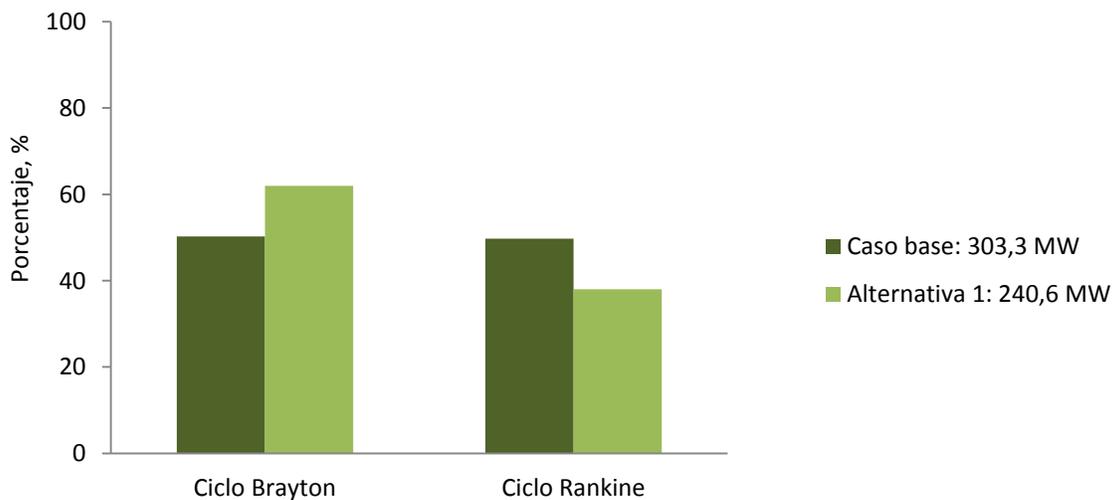


Figura 9. Aporte de potencia de los ciclos Brayton y Rankine a la producción energética del ciclo combinado

Aunque como ya se ha demostrado el ciclo combinado es más eficiente termodinámicamente cuando se trabaja sin quemadores auxiliares (alternativa 1), desde el punto de vista de producción energética, el ciclo con quemadores auxiliares al 100% de su capacidad es más ventajoso (caso base). Por ello se hace necesario marcar las pautas del objetivo que se persigue, declarando si es de interés obtener mayor eficiencia energética o mayor generación de potencia.

CONCLUSIONES

El simulador de procesos ASPEN HYSYS demostró ser capaz de reproducir aceptablemente las condiciones de operación del sistema bajo estudio, por lo que se obtuvo un modelo de simulación que fue empleado para la evaluación energética del ciclo combinado bajo las condiciones actuales de trabajo.

El modelo obtenido permitió evaluar diversas condiciones de operación, arrojando mediante el análisis energético que el ciclo combinado es más eficiente cuando no se emplean quemadores auxiliares en las calderas recuperadoras de calor, mientras que desde el punto de vista de generación de potencia es más factible trabajar con quemado auxiliar, pues se obtienen mayores valores de potencia generada.

La eficiencia energética resultante en las diferentes condiciones de operación oscila en un intervalo de 44,83% a 45,46%, reportándose el menor valor para cuando el ciclo combinado se encuentra trabajando al 100% de su capacidad nominal, mientras que el máximo valor se alcanza cuando el mismo trabaja sin quemado auxiliar, lo cual es lógico y se corresponde con las teorías más generales de la termodinámica de sistemas reales.

Bibliografía.

- Ameri, M. et al., 2008. Exergy analysis of a 420MW combined cycle power plant. *International Journal of Energy Research*, 32: 175–183.
- Anheden, M., 2000. *Analysis of Gas Turbine Systems for Sustainable Energy Conversion*. Tesis de doctorado. Suecia: Royal Institute of Technology, Department of Chemical Engineering and Technology, 57p.
- Aref, P., 2012. *Development of a Framework for Thermo-economic Optimization of Simple and Combined Gas-Turbine Cycles*. Tesis de doctorado. Inglaterra: Cranfield University, 193p.
- Díaz, Y., 2007. *Desarrollo de un modelo de simulación para la evaluación de los ciclos de turbinas de gas utilizando para ello un simulador de procesos*. Tesis presentada en opción al título de Máster en Termoenergética Industrial. Cuba: Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, 81p.
- Domínguez, A., 2014. *Modelo de simulación para la toma de decisiones en el ciclo combinado de la planta ENERGAS S.A. Boca de Jaruco*. Tesis de diploma en opción al título de Ingeniero Químico. Cuba: Instituto Superior Politécnico “Jose A Echevarría”, 79p.
- Domínguez, F. J., 2014. Propuesta de solución al alto consumo de electricidad de la red nacional en la planta cerámica Santa Cruz del Norte, Cuba. *Tecnología Química*, Vol. XXXIV, No. 2, mayo-agosto, p. 99- 107.
- General Electric, 2015. *Heavy Duty Gas Turbine Overview*. [on line], Consultado: 04 de abril de 2015, Disponible en: www.scrib.com/doc/220897307/01-Intro-theory-GT.html.
- López, Y., 2007. Desarrollo de un modelo riguroso para el control operacional de un ciclo de vapor. Tesis presentada en opción al título de Máster en Termoenergética Industrial. Cuba: Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, 80p.
- Memon, A.G. et al., 2013. Exergy Analysis of 144 Mw Combined Cycle Power Plant Kotri Pakistan. *Sindh University Research Journal (Science Series)*, Vol 45, N° 1, p. 107-112.
- Montes de Oca, L. et al., 2008. Simulación de una caldera de recuperación de calor utilizando el software Hysys. *Tecnología Química*, Vol XXVIII, No 1, enero-abril, p. 54-64.
- Ootega, D., 2004 *Obtención de un modelo de simulación riguroso para la toma de decisiones en un Ciclo Combinado de Turbina de Gas*. Tesis de diploma en opción al título de Ingeniero Químico. Cuba: Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, 70p.

Sue, D. y Chuang, C., 2004. Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system. *Energy* 29, p. 1183-1205.

Winterbone, D., 1997. *Advanced Thermodynamics for Engineers*. Primera edición. Estados Unidos: Arnold. 1997: 378 p.