



Industrial Data

ISSN: 1560-9146

iifi@unmsm.edu.pe

Universidad Nacional Mayor de San
Marcos
Perú

Salas Colotta, Gilberto; Porlles Loarte, José; QuispeAtuncar, Carlos
Ahorro del gas de Camisea por uso de un ciclo de potencia combinado de gas y vapor en
la generación eléctrica

Industrial Data, vol. 13, núm. 2, julio, 2010, pp. 92-98

Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Lima, Perú

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=81619984012>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

redalyc.org

Sistema de Información Científica

Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal

Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto

Ahorro del gas de Camisea por uso de un ciclo de potencia combinado de gas y vapor en la generación eléctrica

Recibido: 02/06/10 Aceptado: 17/07/10

⁽¹⁾ Gilberto Salas Colotta.

⁽²⁾ José Porlles Loarte,

⁽³⁾ Carlos Quispe Atuncar

RESUMEN

Las centrales térmicas instaladas alimentadas a gas natural actualmente son de ciclo simple con una eficiencia que no sobrepasa el 30%. Para sacar el mayor provecho del gas de Camisea para la producción de energía eléctrica, se dispuso a través del Decreto legislativo 1041 que las actuales plantas térmicas a gas deberán mejorar su equipamiento para producir más electricidad usando la misma cantidad de combustible. Este decreto busca impulsar las inversiones en el sector eléctrico y dispone que el valor inicial de la eficiencia térmica reconocido, será de 30% durante los 36 primeros meses de entrada en vigencia de esta norma, y que después deberá incrementarse a 50%. El trabajo consiste en determinar el aumento de la eficiencia térmica por modificación de las centrales actuales, a ciclo combinado gas-vapor, con el consiguiente ahorro de gas natural.

Palabras clave: Ciclo combinado turbina a gas y vapor, ciclo termodinámico combinado.

CAMISEA GAS SAVINGS BY USE OF A COMBINED CYCLE GAS POWER AND STEAM POWER GENERATION

ABSTRACT

A combined cycle is characteristic of a power producing engine or plant that employs more than one thermodynamic cycle. Heat engines are only able to use a portion of the energy their fuel generates (usually less than 30%). The remaining heat from combustion is generally wasted. Combining two or more "cycles" such as the Brayton cycle and Rankine cycle results in improved overall efficiency. In a combined cycle power plant (CCPP), or combined cycle gas turbine (CCGT) plant, a gas turbine generator generates electricity and the waste heat is used to make steam to generate additional electricity via a steam turbine; this last step enhances the efficiency of electricity generation.

Keywords: Combined gas and steam turbine, thermodynamic cycle combined.

INTRODUCCIÓN

Para mejorar la productividad del gas de Camisea en la producción de energía eléctrica, se dispuso que las actuales plantas térmicas a gas deberán mejorar su equipamiento para producir más electricidad usando la misma cantidad de combustible. El Decreto legislativo 1041 de junio del 2009, busca impulsar las inversiones en el sector eléctrico y dispone que el valor inicial de la eficiencia térmica reconocido, será de 30% durante los 36 primeros meses de entrada en vigencia de esta norma, y que después deberá incrementarse a 50%. Esto significa que las actuales plantas térmicas a gas natural, que operan con turbinas bajo ciclo simple, deberán mejorar su tecnología para utilizar al máximo el gas y ampliar su potencia, y esto se logra en un ciclo de potencia combinados de gas y vapor.

Para el caso de la Empresa de Generación Termoeléctrica Ventanilla S.A. (Etevensa), que contaba con una planta de generación con turbina a gas, la generación utilizando Diesel le reportaba 320 MW a un costo unitario de US\$ 100 por MWh. Luego del proceso de conversión de sus unidades de producción en el que pasa de usar diesel a gas natural, cuya inversión fue de aproximadamente US\$ 15 millones, se ha estimado que el costo de cada MWh podría situarse en un promedio de US\$ 24, reduciéndose en alrededor de 78% su costo de generación. Sin embargo, esta empresa planificó lo que se denomina "cerrar el ciclo", es decir, instalar una planta de generación con turbina a vapor, logrando de esa manera trabajar con una central de ciclo combinado con una eficiencia mejorada superior al 50%. Finalmente, cabe indicar que los usuarios se ven beneficiados de estos procesos de modernización que abaratan los costos de generación eléctrica y permiten ampliar la oferta del servicio eléctrico.

Igualmente, la empresa Egechilca, de capitales panameños inició la construcción de su planta termoeléctrica en la localidad de Las Salinas (Chilca), al sur de Lima, y que demandará una inversión de 500 millones de dólares.

La Central Termoeléctrica de Chilca es un proyecto que, por su envergadura, se constituye en el más importante realizado en

1 Ingeniero químico. Profesor del Departamento de Operaciones Unitarias, FQIQ-UNMSM.
E-mail: gsalas19@yahoo.es

2 Ingeniero químico. Profesor del Departamento Académico de Análisis y Diseño de Procesos, FQIQ-UNMSM.
E-mail: jporlles@yahoo.com

3 Ingeniero industrial. Profesor del Departamento de Ingeniería de Sistemas e Informática, UNMSM.
E-mail: cquispea@unmsm.edu.pe

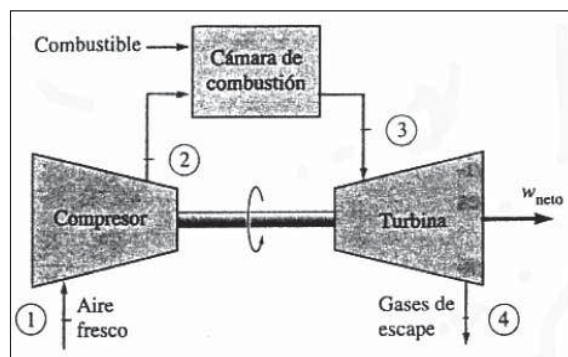
términos de generación termoeléctrica en Perú, a partir del aprovechamiento del gas de Camisea. Constituirá entre el 15-20% de la energía generada en el Perú y convertirá a la Empresa de Generación Eléctrica de Chilca S.A.-EGECHILCA en el tercer más importante productor de electricidad, a través de una energía sostenida y asegurada a lo largo del año, a diferencia de las generadas por centrales hidroeléctricas que dependen de la estacionalidad del agua.

La planta de generación termoeléctrica será de ciclo combinado y tendrá una potencia de 520 MW, produciendo energía mediante dos turbinas de combustión de gas y una turbina de vapor de alta eficiencia y de bajo costo. Se estima que consumirá alrededor de 78 millones de pies cúbicos del gas natural de Camisea. En general, el proceso de generación es limpio y el proyecto califica para créditos ambientales del protocolo de Kyoto.

El área del proyecto está ubicada en la localidad de Las Salinas, distrito de Chilca, provincia de Cañete, departamento de Lima, a 63 Kilómetros al sur de Lima.

Para el sistema de enfriamiento del condensador de la turbina a vapor, se utilizará agua de mar, el que captará el agua de mar a unos 75 metros de la playa mediante un sistema de bombeo (tuberías, válvulas y electro bombas) de 8,20 m³/s de capacidad y, luego de pasar por el condensador será retornada al mar a través de tuberías de 1,5 metros de diámetro.

Se espera que la eficacia total de la planta de ciclo combinado de EGECHILCA, sea del orden del 54%.



Fuente: Termodinámica, Yunus Cengel.

Figura 1. Turbina de gas de ciclo abierto.

Las turbinas a gas en la planta de ciclo combinado utilizarán aproximadamente 37% de la energía del gas natural para producir electricidad. La energía restante irá al RCGV donde ocurre el traspaso térmico en el vapor. El vapor del RCGV accionará una turbina para convertir el 17% adicional de la entrada de energía total en electricidad. Concluido el proyecto, la potencia total generada en la planta será proporcionada a la empresa distribuidora Luz del Sur en la estaciones de la subestación de San Juan y en las nuevas instalaciones de la subestación Chilca a ser construida e implementada por Luz del Sur.

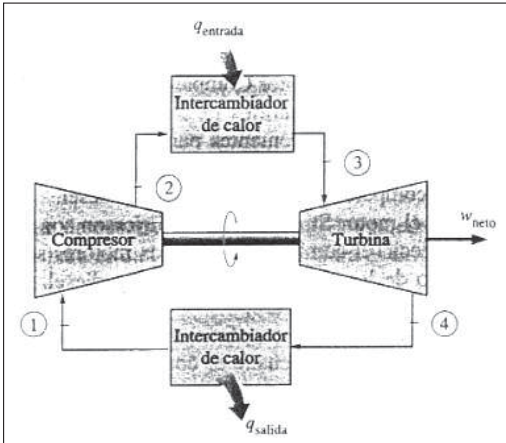
CICLO DE POTENCIA A GAS

Un área importante de aplicación de la termodinámica es la generación de potencia. Los ciclos termodinámicos se clasifican como ciclos de gas y ciclos de vapor, dependiendo de la fase del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa durante todo el ciclo, mientras que en los de vapor el fluido de trabajo existe como vapor durante una parte del ciclo y como líquido durante otra.

Las turbinas de gas generalmente operan en ciclo abierto, como se observa en la Figura 1. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como abierto.

En los ciclos de potencia de gas, el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. Los ciclos de potencia de gas reales son bastante complejos. Para reducir el análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes aproximaciones, conocidas comúnmente como suposiciones de aire estándar.

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un *ciclo cerrado*, como se indica en la Figura 2, empleando las suposiciones de aire estándar.



Fuente: Termodinámica Yunus Cengel.

Figura 2. Turbina de gas de ciclo cerrado.

- El fluido de trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
- Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
- El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa (Figura 3).
- El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa el fluido de trabajo a su estado inicial.

Las suposiciones de aire estándar previamente establecidas permiten simplificar de modo considerable el análisis sin apartarse de manera significativa de los ciclos reales. Este modelo simplificado permite estudiar de manera cualitativa la influencia de los parámetros principales en el desempeño de las máquinas reales.



Fuente: Yunus Cengel.

Figura 3. El proceso de combustión se sustituye por otro de adición de calor.

Las turbinas de gas han experimentado un progreso y crecimiento fenomenal desde su primer desarrollo exitoso. Los esfuerzos para mejorar la eficiencia del ciclo se concentraron en tres áreas:

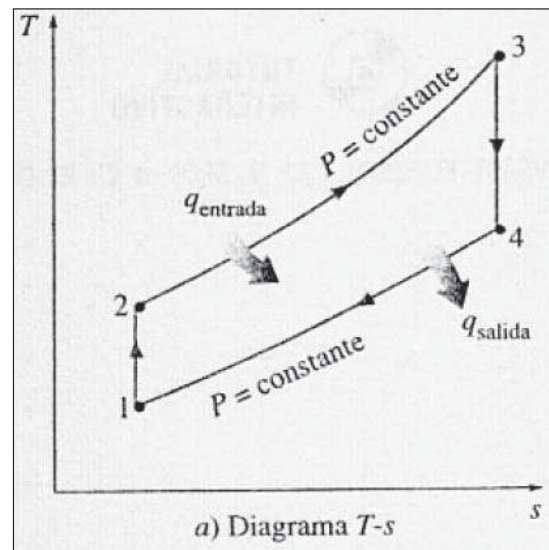
1. Incrementar las temperaturas de entrada de la turbina.
2. Incremento de las eficiencias de los componentes de turbo maquinaria.
3. Adición de modificación al ciclo básico (innovaciones).

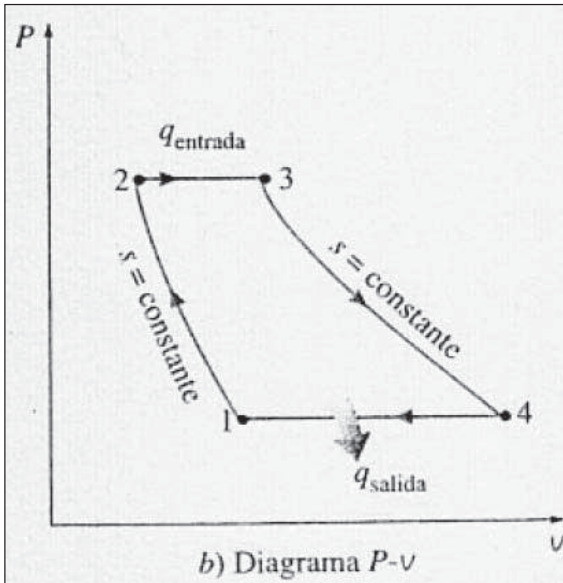
Ciclo Brayton simple

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un ciclo cerrado, como se indica en la Figura 2, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. Este ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo es el *ciclo Brayton*, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor).
- 2-3 Adición de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina).
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante.

Los diagramas T-s y P-v de un ciclo Brayton ideal se muestra en la Figura 4.





Fuente: Yunus Cengel.

Figura 4. Diagramas T-s y P-v para un ciclo Brayton ideal.

Como se observa, los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estable, por lo tanto se analizan como procesos de flujo estable. Cuando los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso estable puede expresarse, por unidad de masa, como:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}$$

Por tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo será:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1$$

Entonces la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo suposiciones de aire estándar se convierten en:

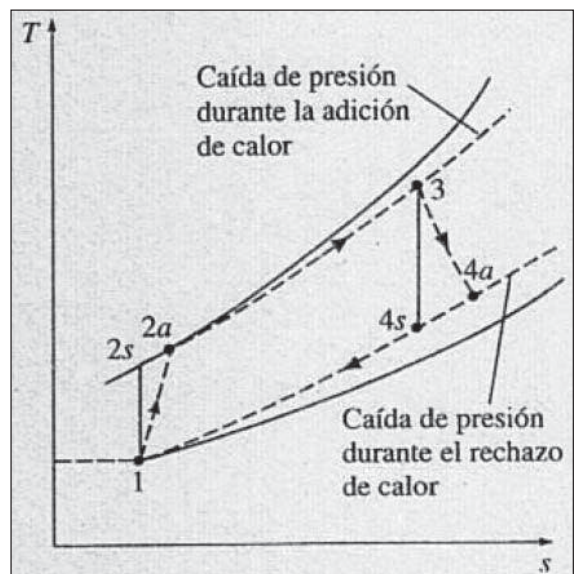
$$\eta_{\text{térmica}} = w_{\text{neto}} / q_{\text{entrada}} = (q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) / q_{\text{entrada}} = 1 - q_{\text{salida}} / q_{\text{entrada}}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$, por tanto

$$P_2 / P_1 = P_3 / P_4$$

Desviación de los ciclos reales de turbina de gas en comparación con los idealizados

Los ciclos reales de turbina de gas difieren del ciclo Brayton ideal por varias razones. Por un lado, alguna disminución de la presión durante los procesos de adición y rechazo de calor es inevitable. Más importante aún es que la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menos debido a las irreversibilidades (Figura 5). Se menciona repetidamente en la termodinámica que las irreversibilidades son inherentes a todos los procesos reales y que su efecto siempre es la degradación del desempeño de los dispositivos. Cuanto más se acerque el proceso real al isentrópico idealizado, mejor se desempeñará el dispositivo.



Fuente: Yunus Cengel.

Figura 5. Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo Brayton ideal como resultado de irreversibilidades.

La desviación del comportamiento real del compresor y la turbina para el comportamiento isentrópico idealizado puede explicarse con precisión si se utilizan las eficiencias isentrópicas de la turbina (η_T) y el compresor (η_C), definidas como:

$$\eta_C = w_s / w_a \sim h_{2s} - h_1 / h_{2a} - h_1$$

$$\eta_T = w_a / w_s \sim h_3 - h_{4a} / h_3 - h_{4s}$$

Donde los estados 2a y 4a son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, y 2s y 4s son los correspondientes al caso isentrópico, como se ilustra en la Figura 5. El efecto de las eficiencias de la turbina y el compresor se ilustra a continuación con un ejemplo.

Un ciclo real de turbina a gas

Una central eléctrica opera en un ciclo Brayton con una relación de presión de 10. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1300 K a la entrada a la turbina. Si la eficiencia isentrópica del compresor es de 80% y la de la turbina 85%, calculemos la eficiencia térmica del ciclo real:

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal):

$T_1 = 300$ K, entonces $h_1 = 300.19$ kJ/kg y $Pr_1 = 1.386$

$Pr_2 = (P_2/P_1) \times Pr_1 = (10) (1.386) = 13.86$, por tanto $h_{2s} = 575.59$ kJ/kg

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal):

$T_1 = 1300$ K, entonces $h_3 = 1395.97$ kJ/kg y $Pr_3 = 330.9$

$Pr_4 = (P_4/P_3) \times Pr_3 = (1/10) (330.9) = 33.09$, por tanto $h_{4s} = 734.82$ kJ/kg

$w_s \text{ compresor} = h_{2s} - h_1 = (575.59 - 300.19) = 275.4$ kJ/kg

$w_s \text{ turbina} = h_3 - h_{4s} = (1395.97 - 734.82) = 661.15$ kJ/kg

El trabajo real tanto del compresor como de la turbina se determinan utilizando las definiciones

de eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina.

$$w_a \text{ compresor} = w_s \text{ compresor} / \eta_c = 275.4 / 0.8 = 344.25 \text{ kJ/kg}$$

$$w_a \text{ turbina} = w_s \text{ turbina} \times \eta_T = (0.85) (661.15) = 561.97 \text{ kJ/kg}$$

En el caso real el aire sale del compresor a una temperatura y entalpía más altas, las cuales son determinadas a partir de:

$$w_a \text{ compresor} = h_{2a} - h_1 \text{ entonces } h_{2a} = h_1 + w_a \text{ compresor} = 300.19 + 344.25 = 644.44 \text{ kJ/kg}$$

Por tanto,

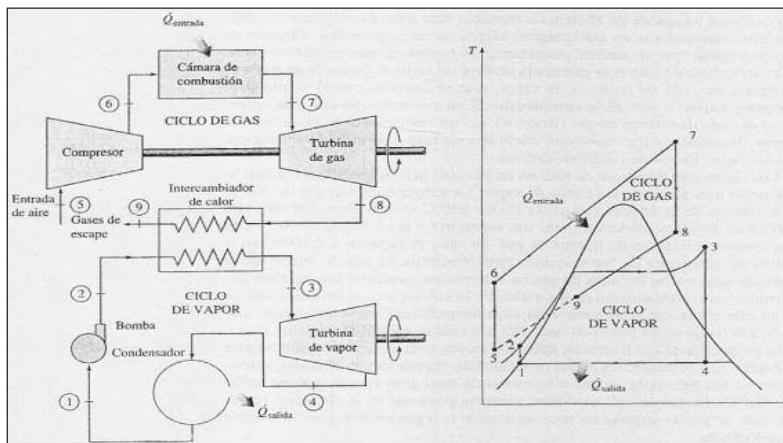
$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_{2a} = 1395.97 - 644.44 = 751.53 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_a \text{ turbina} - w_a \text{ compresor} = 561.97 - 344.25 = 217.72 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{termica}} = w_{\text{neto}} / q_{\text{entrada}} = (217.72 / 751.53) = 0.30 \text{ o } 30\%$$

CICLOS DE POTENCIA COMBINADOS DE GAS Y VAPOR

La continua búsqueda de eficiencias más altas han originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales. Una de esas modificaciones muy extendida incluye un ciclo de potencia de gas que remata a un ciclo de potencia de vapor (Figura 6), esto se denomina *ciclo combinado de gas y vapor*, o solo *ciclo combinado*. El ciclo combinado más interesante es el ciclo de turbina de gas (Brayton), el cual remata al ciclo de turbina de vapor (Rankine), que tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente.



Fuente: Yunus Cengel.

Figura 6. Central eléctrica combinada de gas y vapor.

Con fines de comparación, con el ejemplo presentado en la sección II.3, consideremos el ciclo de potencia combinado de gas y vapor mostrado en la Figura 6. El ciclo superior es un ciclo de turbina de gas que tiene una relación de presión de 10. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 300 K. El flujo. La eficiencia isentrópica del compresor es de 80%, mientras que la de la turbina de gas es de 85%. El ciclo inferior es un ciclo Rankine ideal que opera entre los límites de presión de 7 MPa y 5 kPa. El vapor se calienta en un intercambiador de calor por medio de los gases de escape hasta una temperatura de 500 °C. Los gases de escape salen del intercambiador de calor a 450 K, calculemos la eficiencia térmica del ciclo

Ciclo de gas: $h_8 = 880,36 \text{ kJ/kg}$

$q_{\text{entrada}} = 790,58 \text{ kJ/kg}$, $w_{\text{neto}} = 210,41 \text{ kJ/kg}$

$h_9 = h_{@ 450 \text{ K}} = 451,80 \text{ kJ/kg}$

Ciclo de vapor: $h_1 = h_f \text{ a } 5 \text{ kPa} = 137,75 \text{ kJ/kg}$, $v_1 = v_f \text{ a } 5 \text{ kPa} = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$

$w_{\text{bomba}} = v_1(P_2 - P_1) = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg} \times (7000 - 5) \text{ kPa} = 7,03 \text{ kJ/kg}$

$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba}} = 137,75 + 7,03 = 144,78 \text{ kJ/kg}$

$h_3 = 3 411,4 \text{ kJ/kg}$

$h_4 = 2 073,0 \text{ kJ/kg}$

$w_{\text{turbina}} = h_3 - h_4 = 3 411,4 - 2 073,0 = 1 338,4 \text{ kJ/kg}$

$w_{\text{neto}} = w_{\text{turbina}} - w_{\text{bomba}} = 1 338,4 - 7,03 = 1 331,4 \text{ kJ/kg}$

$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 3 411,4 - 144,78 = 3 266,62 \text{ kJ/kg}$

La relación de los flujos másicos se determina a partir del balance de energía en el intercambiador de calor:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$m_g h_8 + m_s h_2 = m_g h_9 + m_s h_3$$

$$m_s (3411,4 - 144,78) = m_g (880,36 - 451,80)$$

Por tanto:

$$m_s / m_g = y = 0,131$$

Es decir 1 kg de gases de escape puede calentar únicamente, 0,131 kg de vapor cuando se enfrían. Entonces la salida total de trabajo por kilogramo de gases de combustión es:

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{neto, gas}} + y w_{\text{neto, vapor}}$$

$$= 210,41 \text{ kJ/kg de gas} + 0,131 \text{ kg vapor / kg de gas} \times 1 331,4 \text{ kJ/kg de vapor}$$

$$= 384,8 \text{ kJ/kg de gas}$$

De este modo, por cada kilogramo de gases de combustión producido, la central combinada entregará 384,8 kJ de trabajo.

la eficiencia térmica del ciclo combinado se determina a partir de:

$$q_{\text{entrada}} = h_6 - h_7 =$$

$$\eta_{\text{térmica}} = w_{\text{neto}} / q_{\text{entrada}} = 384,8 / 790,58 = 0,49 \text{ o } 49\%$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- La continua búsqueda de eficiencias térmicas más altas ha originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales
- La modificación más extendida incluye un ciclo de potencia de gas (ciclo Brayton) que remata con un ciclo de potencia de vapor (ciclo Rankine), esto se denomina ciclo combinado.
- El gas natural es el combustible más económico para la generación de electricidad y el que produce menor impacto ambiental.
- Los recientes desarrollos tecnológicos para las turbinas de gas han logrado que el ciclo combinado de gas y vapor resulte muy atractivo desde el punto de vista económico, ya que el ciclo combinado aumenta la eficiencia sin incrementar mucho el costo inicial.
- Las nuevas centrales eléctricas deberán operar con ciclos combinados, y las centrales de vapor o de turbina de gas existente deberán convertirse en centrales de ciclo combinado, de acuerdo a lo establecido en la tercera disposición transitoria del Decreto Legislativo 1041, que establece que el valor inicial del rendimiento térmico neto reconocido será de treinta por ciento (30%) durante los primeros treinta y seis (36) meses de vigencia del presente Decreto Legislativo, después se incrementará a cincuenta por ciento (50%) para los siguientes cuatro (4) años. El Ministerio de Energía y Minas podrá incrementar los rendimientos térmicos netos para los siguientes periodos de acuerdo al desarrollo tecnológico de las centrales térmicas.
- Una mayor eficiencia en las centrales térmica, implica menor consumo de gas natural, para producir la misma cantidad de energía eléctrica, por lo que las reservas de gas durarán mucho más tiempo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Y. Gengel and M. A. Boles, (2006). *Termodinámica*, México: Mac Graw Hill.

- [2] R.L y G.B. Silvestre (1989). "The Evolution of Central Station Steam Turbines". *Mechanical Engineering*, pp. 70-78, febrero.
- [3] M.M. El-Wakil (1984). *Power Plant Technology*, Nueva York: Mac Graw Hill.
- [4] K.W. Li y A.P. Priddy (1985). *Power Plant System Desig*, Nueva York: Jhon Wiley & Sons.
- [5] H. Sorensen (1983). *Energy Conversion Systems*. Nueva York: Jhon Wiley & Sons.
- [6] *Steams Its Generation and Use* (1978). 39 edison. New York: Babcock and Wilcox Co.
- [7] J. Weisman y R. Eckart (1985). *Modern Power Plant Engineering*, Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall.