

Artículo derivado del proyecto fin de carrera

ANÁLISIS DE VIABILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DE UN CICLO
COMBINADO CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO Y CICLO DE KALINA

Autor: Lago Quintáns, Manuel.

Director: Linares Hurtado, José Ignacio.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

Artículo publicado:

Linares, J.I., Lago, M., Moratilla, B.Y., *Análisis de un ciclo combinado con motor alternativo y ciclo de Kalina*, Libro de actas de las IV Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica (ISBN: 84-7359-585-8), Logroño, España. Junio 2005

ANÁLISIS DE UN CICLO COMBINADO CON MOTOR ALTERNATIVO Y CICLO DE KALINA

J.I. Linares, M. Lago y B.Y. Moratilla
Universidad Pontificia Comillas de Madrid
Escuela Técnica Superior de Ingeniería – ICAI
c/ Alberto Aguilera, 25 – 28015 Madrid
Teléfono: 91 542 28 00 , Fax: 91 559 65 69
e-mail: linares@upco.es

RESUMEN

Se analiza la viabilidad técnica de emplear un ciclo de Kalina como ciclo de baja de uno combinado cuyo ciclo de alta sea un motor alternativo de gas. Los resultados se comparan con un ciclo combinado similar que reemplaza el de Kalina por uno de Rankine operado con agua. Las simulaciones efectuadas indican que el que emplea Rankine tiene serios problemas de funcionamiento, no siendo posible cubrir todo el campo de trabajo de estos motores alternativos; por el contrario, el que emplea Kalina consigue buenos rendimientos con unos valores adecuados de los parámetros internos.

KEYWORDS: Kalina, Rankine, ciclo combinado, motor de gas, caldera de recuperación

1. Introducción

El ciclo de Kalina surgió en la década de los años 90 como una alternativa eficiente para aprovechar fuentes térmicas de baja y media temperatura en la producción de energía eléctrica. Se trata de una variante del ciclo de Rankine que se realiza con una mezcla binaria amoníaco/agua que presenta un comportamiento zeotrópico. Este comportamiento permite que los procesos de cambio de fase realizados a presión constante no ocurran a temperatura constante, lo cual es bueno para lograr un buen seguimiento del perfil de temperatura de la fuente térmica. En este sentido es posible emplear como fuente térmica una corriente de gases de combustión respecto de la que la mezcla binaria tendrá un salto de temperatura relativamente pequeño, con lo que las pérdidas exergéticas en la caldera de recuperación serán menores que en un ciclo combinado convencional que emplee Rankine como ciclo de baja.

El comportamiento anterior ha sido utilizado para aprovechamiento de fuentes de baja temperatura, tales como energía geotérmica, gradientes térmicos marinos y humos de escape de motores alternativos (Mirolli and Wilson, 2001; Jonsson, 2003), siendo esta última aplicación el objetivo de este trabajo.

Este artículo analiza un ciclo combinado que emplea como ciclo superior un motor alternativo industrial de gas natural y como ciclo inferior uno de Kalina. Para ello se han usado los datos reales de motores empleados en aplicaciones de cogeneración (Ramos, 2003) y se han obtenido unas ecuaciones de ajuste de sus prestaciones desde el punto de vista de aprovechamiento térmico en función de la potencia eléctrica. Por otra parte se ha construido un modelo informático de ciclo de Kalina a partir de los esquemas habituales para este tipo de aplicaciones (Jonsson, 2003) y finalmente se han integrado ambos modelos.

Se han llevado a cabo simulaciones tanto con el modelo global de ciclo combinado construido como con uno de un ciclo combinado motor-Rankine. Los resultados obtenidos indican que el ciclo combinado con Kalina mejora en más de 4 puntos (más de un 10%) el rendimiento obtenido con el ciclo que usa Rankine como ciclo inferior, presentando éste

último problemas de operación. Esta mejora se reduce mucho si en el ciclo de Rankine se emplea una caldera de recuperación de dos niveles de presión, con el agravante de la mayor inversión y complejidad.

La revalorización de los humos de motores de gas mediante el ciclo de Kalina abre nuevas expectativas, centrándose en la producción eléctrica y más en concreto en la generación distribuida (Granados et al., 2003), así como en la integración de sistemas mediante la hibridación de ciclos de potencia y refrigeración (Amano et al., 2000).

2. Metodología

Para modelar las prestaciones energéticas de los motores de gas se han usado las referencias del trabajo de Ramos (2003), consistentes en una base de datos de más de 60 motores que incluyen varios modelos de 10 fabricantes que abarcan potencias eléctricas desde 40 kW a 5000 kW. Los datos así obtenidos se han ajustado por mínimos cuadrados respecto a la potencia eléctrica, obteniendo las ecuaciones siguientes:

$$T_e = -16.374 * \ln(We) + 547.55 \quad (1)$$

$$T_s = -1.6703 * \ln(We) + 165.65 \quad (2)$$

$$Q_h = -0.0111 * We * \ln(W_{dot_e}) + 0.6561 * We \quad (3)$$

$$Q_r = 5.1237 * We^{0.6687} \quad (4)$$

$$\eta_e = 0.0265 * \ln(We) + 0.2012 \quad (5)$$

donde “ T_e ” es la temperatura de los humos del motor a la entrada de la caldera de recuperación, “ T_s ” la temperatura de los humos del motor a la salida de la caldera de recuperación, “ Q_h ” es el calor recuperado de los humos del escape, “ Q_r ” el máximo calor recuperable del agua de refrigeración del motor, “ η_e ” es el rendimiento eléctrico del motor y “ We ” es la potencia eléctrica del motor; las temperaturas se expresan en °C, las potencias en kW y el rendimiento en partes por unidad.

La temperatura de salida “ T_s ” está comprendida entre 150 y 160°C. Si bien dicha temperatura se puede reducir hasta aproximadamente 100°C (el límite lo impondrá la temperatura de rocío de gases ácidos) se ha preferido mantener el dato dado por los fabricantes con objeto de obtener parámetros para la caldera de recuperación habituales en la industria.

El esquema del ciclo de Kalina ha sido adaptado de Jonsson (2003) y aparece representado en la figura 1. En ella se aprecian tres regeneradores internos, de gran importancia para el correcto funcionamiento del ciclo, y tres recuperaciones de calor del motor de gas: el del calor del escape en la caldera de recuperación y el del calor del agua de refrigeración que se aplica antes del separador y antes de la caldera. La condición de diseño adoptada es que la temperatura de la mezcla amoníaco/agua a la salida de los recuperadores del agua de refrigeración sea de 85°C. La temperatura de la mezcla a la salida de los condensadores se ha tomado de 20°C y la concentración de la mezcla a la entrada de la turbina de 0,7. Los rendimientos isentrópicos tanto de las bombas como de la turbina se han considerado de 0,85. La eficiencia de los regeneradores ha dependido de la potencia del motor, siendo 0,5 para potencias eléctricas inferiores a 1000 kW y 0,6 para potencias superiores. El punto de estricción de la caldera de recuperación se ha tomado de 15 K y el acercamiento en el sobrecalentador de 30 K.

El modelo se ha implantado en EES (F-Chart, 2000) que además de facilitar un entorno agradable de programación de alto nivel incorpora las propiedades de la mezcla amoníaco/agua, tomadas de Ibrahim and Klein (1993).

El ciclo de Rankine empleado con propósitos comparativos es un ciclo básico con un desgasificador y una caldera de presión única. La temperatura de condensación se ha tomado de 30°C (presión de 4,25 kPa), el acercamiento en el sobrecalentador de 30 K y el punto de estricción de 15 K. Los rendimientos isentrópicos de bombas y turbina son los mismos que en el ciclo de Kalina.

El modelo basado en ciclo de Rankine también ha sido implantado en EES que incorpora las propiedades del agua a partir de las correlaciones IAPWS (1995).

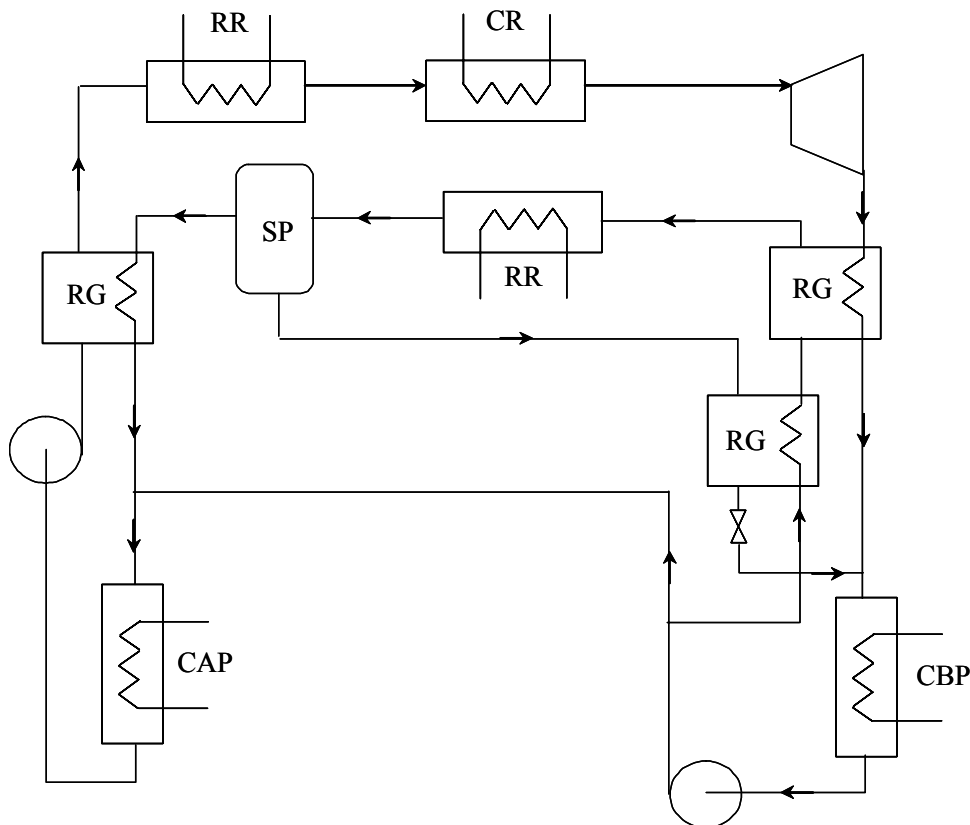


Figura 1. Planta del ciclo de Kalina. “CR” es la caldera de recuperación, “RR” son recuperadores del calor de refrigeración del motor, “RG” son regeneradores, “CBP” es el condensador de baja presión, “CAP” el de alta presión y “SP” el separador de líquido/vapor de la mezcla.

3. Resultados y discusión

La figura 2 muestra la evolución del ciclo combinado propuesto con Kalina como ciclo inferior en función de la potencia eléctrica del motor de gas. En esta figura la temperatura de gases en el punto de estricción se ha tomado de 180°C, lo que supone una presión de entrada en turbina para el ciclo de Kalina de 104 bar, que resulta un valor similar al establecido como nominal en estos ciclos (Park and Sonntag, 1990). En la figura 3 se muestra una información similar pero siendo la temperatura de gases en el punto de estricción de 260°C, lo que se traduce en una presión de entrada en turbina para el ciclo de Kalina de 245 bar, es decir, comparable a las actuales centrales Rankine supercríticas. Se puede apreciar que la ganancia en rendimiento obtenida con el enorme incremento de presión resulta muy escasa, de donde se deduce que no está justificado económicamente el esfuerzo, pudiendo establecerse 104 bar como presión de trabajo adecuada e incluso pensarse en presiones

menores si se considera un mayor enfriamiento en la temperatura de los gases de escape del motor.

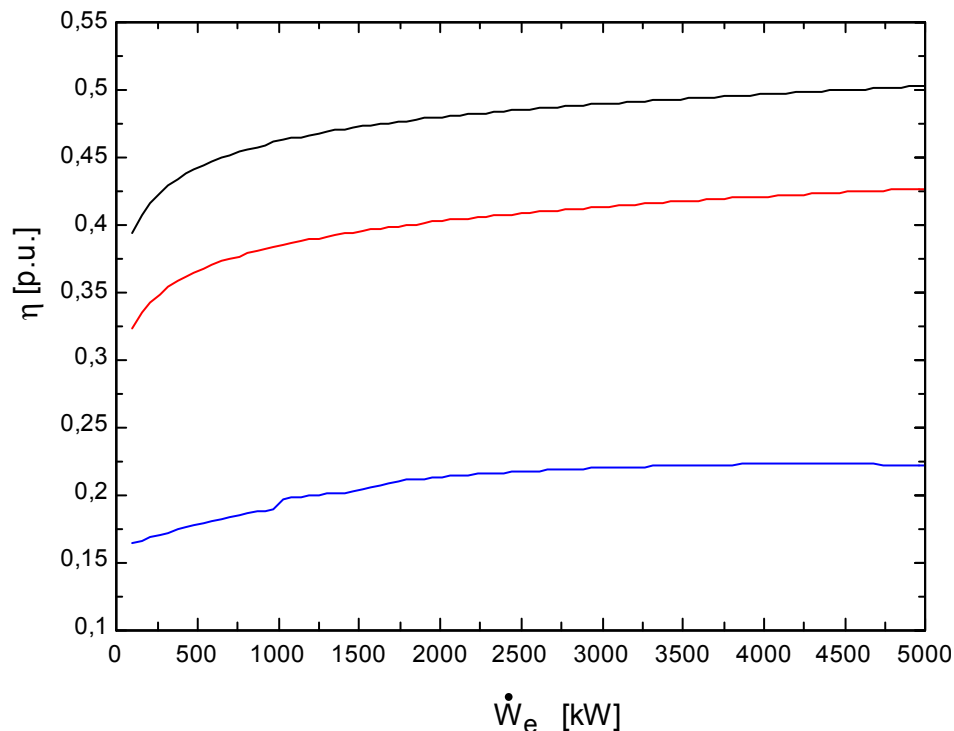


Figura 2. Rendimientos de la configuración con Kalina en función de la potencia eléctrica del motor. En negro el rendimiento del ciclo combinado, en rojo el del motor de gas y en azul el del ciclo de Kalina. La presión a la entrada de la turbina del ciclo de Kalina es de 104 bar.

Por otro lado, el acercamiento en el economizador de la caldera de recuperación varía entre 18 y 50 K, dependiendo de la presión de entrada en turbina y de la potencia del motor. La presión del condensador de alta queda establecida por el medio de enfriamiento en 5,61 bar, variando la del condensador de baja entre 76 kPa para motores de 100 kW de potencia eléctrica y 156 kPa para motores de 5000 kW de potencia eléctrica.

La figura 4 muestra los rendimientos para la configuración motor-Rankine. En este caso, y debido a las propiedades del agua, la presión a la entrada de la turbina de ciclo de Rankine no admite un gran margen de variación pues por una parte es preciso que exista un cierto acercamiento en el economizador para evitar la vaporización en esos tubos y por otro se requiere un cierto nivel de presión en el desaereador para garantizar su función de supresión del oxígeno disuelto. Tomando para dicha presión 2,45 bar (bastante baja conforme a los valores habituales) se ha fijado una presión para el calderín de 4,16 bar. Con estas restricciones se alcanza un acercamiento en el economizador máximo de 13 K para motores de 100 kW de potencia eléctrica, haciéndose nulo para motores de más de 2300 kW. Es decir, el ciclo de Rankine de un único nivel de presión no puede funcionar con motores grandes, siendo preciso entonces recurrir a ciclos de dos niveles de presión, en los que el vapor para el desaereador se obtenga de un calderín de baja presión (Moratilla y Linares, 2003).

Tras las consideraciones anteriores se ha analizado un ciclo, tanto en configuración Kalina como Rankine, dotado de un motor de 1000 kW eléctricos, dando los resultados en la tabla 1. Se ve que la ganancia de rendimiento en el ciclo combinado es de más de 2 puntos porcentuales con la configuración Kalina. Si bien esta cantidad puede ser escasa, no lo es en

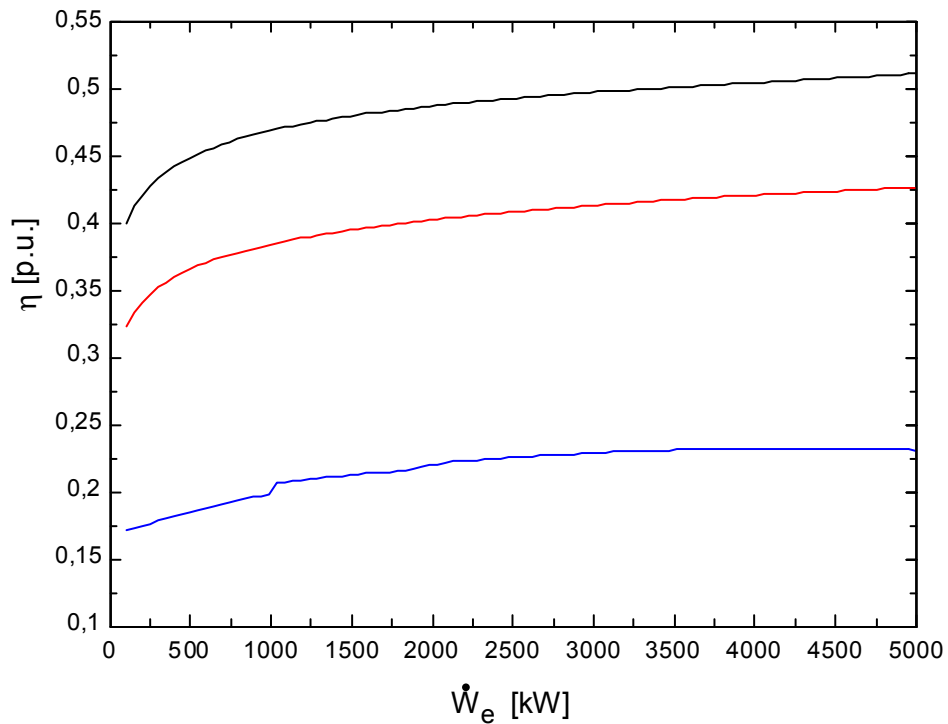


Figura 3. Rendimientos de la configuración con Kalina según la potencia eléctrica del motor. En negro el rendimiento del ciclo combinado, en rojo el del motor de gas y en azul el del ciclo de Kalina. La presión del calderín es de 245 bar.

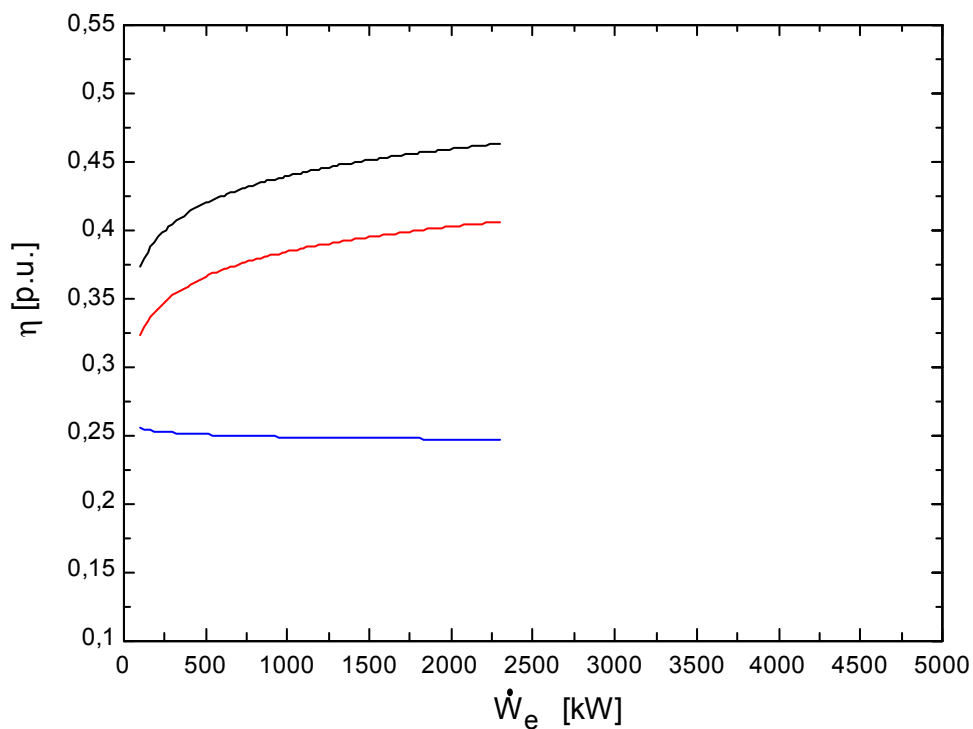


Figura 4. Rendimientos de la configuración motor de gas-Rankine según la potencia eléctrica del motor. En negro el rendimiento del ciclo combinado, en rojo el del motor de gas y en azul el del ciclo de Rankine. La presión del calderín es de 4,16 bar y la desaerador de 2,5 bar.

Tabla 1. Comparativa entre la configuración motor-Kalina (MK) y motor-Rankine (MR). “EA” es el acercamiento en el economizador, “ η_{cc} ” el rendimiento del ciclo combinado, “ η_{ca} ” el rendimiento del motor de gas, “ η_{cb} ” el rendimiento del ciclo de Kalina o el de Rankine, “ P_{max} ” la presión del evaporador, “ P_{med} ” la presión del condensador de alta en MK y la del desgasificador en MR, “ P_{min} ” la presión del condensador (del de baja en MK), “ T_e ” la temperatura de entrada de los gases a la caldera de recuperación y “ T_s ” la temperatura de salida de los gases de la caldera de recuperación.

	EA [K]	η_{cc} [%]	η_{ca} [%]	η_{cb} [%]	P_{max} [bar]	P_{med} [bar]	P_{min} [bar]	T_e [°C]	T_s [°C]
MK	39,8	46,18	38,43	19,67	104	5,61	0,93	434	154
MR	4	43,97	38,43	24,88	4,16	2,50	0,04	434	154

absoluto pues el ciclo de Rankine con el que se está haciendo la comparación presenta problemas de funcionamiento debido a lo baja que ha tenido que ser su presión de desgasificación y a que el acercamiento en el economizador es muy reducido lo que incrementa considerablemente el tamaño de la caldera de recuperación.

Las figuras 5 y 6 muestran los diagramas T-Q de las calderas de recuperación de ambas configuraciones. Se aprecia claramente cómo al usar una mezcla zeotrópica en la configuración con ciclo de Kalina se logra un mejor seguimiento de la línea de gases, lo que reduce las irreversibilidades interiores del ciclo combinado. Esta reducción de irreversibilidades internas del ciclo combinado (externas del ciclo superior y del inferior) es la que hace posible que estando el rendimiento del ciclo de Rankine más de 5 puntos porcentuales por encima del de Kalina el rendimiento del ciclo combinado con éste último supere en más de 2 puntos al que emplea el ciclo de Rankine. Evidentemente, cuanto más se reduzcan las irreversibilidades internas en el ciclo de Kalina mayor será el rendimiento del ciclo combinado y de ahí la gran cantidad de regeneradores que se emplean (tres en la configuración analizada).

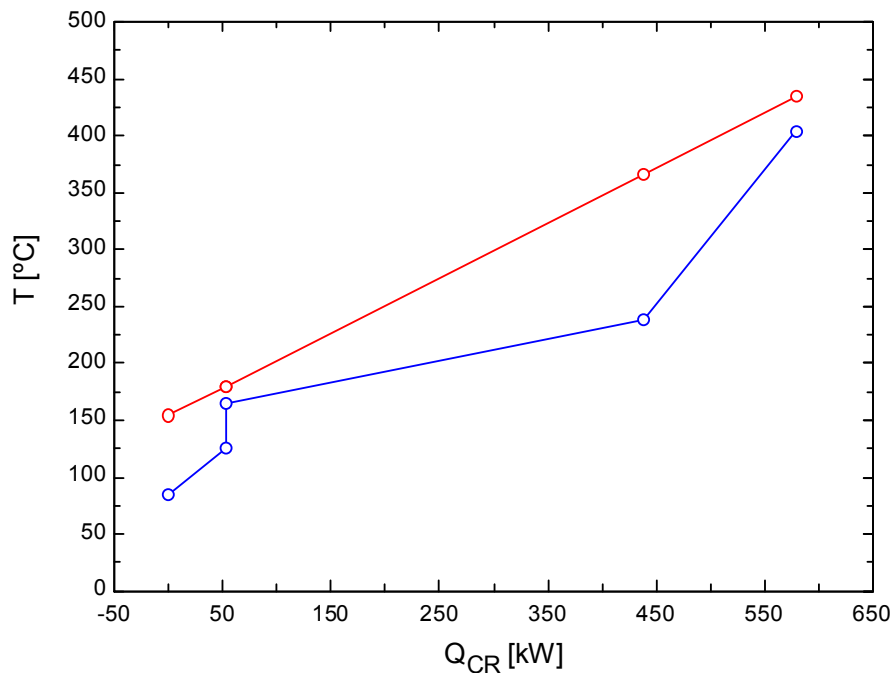


Figura 5. Diagrama T-Q de la caldera de recuperación para una configuración con motor de 1000 kW eléctricos y ciclo de Kalina.

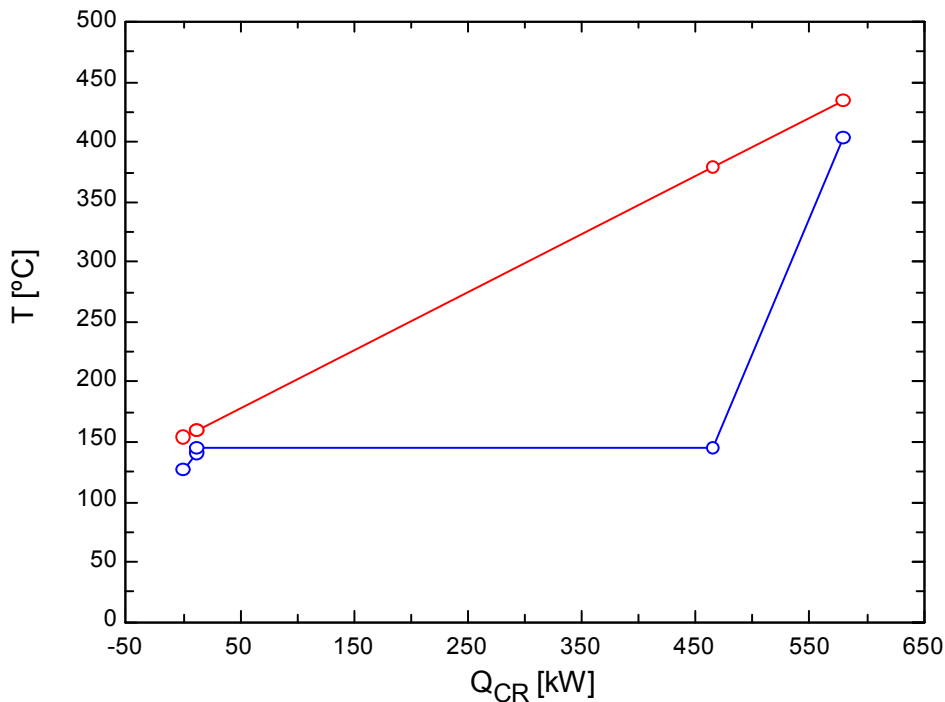


Figura 6. Diagrama T-Q de la caldera de recuperación para una configuración con motor de 1000 kW eléctricos y ciclo de Rankine. Se aprecia el reducido acercamiento en el economizador.

4. Conclusiones

Se ha analizado la viabilidad técnica de un ciclo combinado motor de gas con ciclo de Kalina, comparando dicha configuración con otra en la que el ciclo inferior fuese uno de Rankine operado con agua. Se ha comprobado que la configuración con Kalina no sólo produce mayores rendimientos del ciclo combinado que la de Rankine, sino que ésta última no trabaja satisfactoriamente. Así, la presión en el desaerador no puede superar 2,5 bar y no resulta posible emplear motores de más de 2300 kW eléctricos por problemas de la caldera de recuperación, usando por tanto así sólo la mitad inferior de la gama disponible en el mercado. Estos problemas pueden aliviarse en parte recurriendo a calderas de recuperación de varios niveles de presión pero eso encarece y complica en gran medida la instalación.

Además de la correcta adecuación de la configuración Kalina se ha verificado que sus parámetros de funcionamiento son más ventajosos, en general, que los del ciclo de Rankine. Así, la presión del evaporador no resulta excesiva, el acercamiento en el economizador adecuado, aunque algo grande en algunas configuraciones, y la presión del condensador de baja, si bien puede estar por debajo de la atmosférica, es suficientemente alta en el margen estudiado como para no tener problemas de sellado y no requerir desgasificador. Además se ha observado una cierta insensibilidad del rendimiento del ciclo combinado a la presión del evaporador, lo que facilita el diseño y reducirá los costes de inversión.

La clave del ciclo de Kalina radica en el comportamiento zeotrópico de su fluido de trabajo, que contribuye a la reducción de las irreversibilidades externas del ciclo de alta y de baja. Esto sugiere que, para lograr incrementar la eficiencia del ciclo combinado es preciso reducir las irreversibilidades internas del ciclo de Kalina, dotándole de la máxima regeneración e integrándolo térmicamente lo mejor posible con el ciclo de alta.

Por tanto, el ciclo de Kalina es adecuado como ciclo inferior para motores de gas, permitiendo usar toda la gama de los mismos (100 a 5000 kW eléctricos) lo que facilita la

adopción de este sistema para generación distribuida, tanto en pequeñas como en grandes potencias.

Referencias

- Amano Y. et al (2000), A hybrid power generation and refrigeration cycle with ammonia-water mixture. En *2000 International Joint Power Generation Conference*, Florida, USA.
- F-Chart Software (2000). *EES. Engineering Equation Solver*. F-Chart Software, Middleton, USA.
- Granados R. et al (2003). *Guías técnicas de energía y medioambiente. 2 Generación eléctrica distribuida*, Fundación Gas Natural, España.
- IAPWS (1995), *Formulation for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use*. International Association for the Properties of Water and Steam.
- Ibrahim O.M., Klein S.A. (1993), Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures. *ASHRAE Trans. Symposia*, **21** (2), 1495.
- Jonsson M. (2003). *Advanced power cycles with mixtures as the working fluid*, Doctoral Thesis. Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- Mirolli M. and Wilson M. (2001), The Kalina cycle bottoming cycle for diesel combined cycle. En *Informe de Exergy, Inc*, Hayward, California, USA.
- Moratilla B.Y., Linares J.I. (2003), Análisis paramétrico del punto nominal de ciclos combinados con caldera de recuperación múltiple. En *III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica*, Valencia, España.
- Park Y.M., Sonntag R.E. (1990), A preliminary study of the Kalina power cycle in connection with a combined cycle system. *International Journal of Energy Research*, **14**, 153-162.
- Ramos J. (2003), Integración térmica de plantas de cogeneración y refrigeración en el sector residencial-comercial. En *III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica*, Valencia, España.