



Editorial de la Universidad
Tecnológica Nacional

**La Universidad Tecnológica Nacional - U.T.N. -
en el Nordeste Argentino – N.E.A.**
Investigación y Desarrollo en la Facultad Regional Resistencia

Compiladoras:

**Carola Sosa
Nidia Dalfaro**



ENERGÍA

Análisis Paramétrico de un Ciclo Combinado de Potencia y Refrigeración.

Autores: Figueredo, Vizcaino, Perna y Benítez.



Editorial de la Universidad Tecnológica Nacional – edUTecNe

<http://www.edutecne.utn.edu.ar>

edutecne@utn.edu.ar

© [Copyright] La Editorial de la U.T.N. recuerda que las obras publicadas en su sitio web son de libre acceso para fines académicos y como un medio de difundir el conocimiento generado por autores universitarios, pero que los mismos y edUTecNe se reservan el derecho de autoría a todos los fines que correspondan.

ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE UN CICLO COMBINADO DE POTENCIA Y REFRIGERACIÓN

Figueredo G. R., Vizcaino N., Perna S., Benitez F.*

GITEA. FRRe, Universidad Tecnológica Nacional, French 414, CP 3500, Resistencia, Argentina.
e.mail: grfigueredo@gmail.com, tel: +54 3722 432928 fax: +54 3722 432683

Resumen: Se presenta un análisis paramétrico, efectuado mediante un modelo termodinámico de un ciclo combinado de potencia y refrigeración que utiliza una columna fraccionadora de 5 platos para separar el amoníaco del agua. Los parámetros se adaptaron a temperaturas de accionamiento apropiadas para colectores solares de tubos al vacío y a temperaturas de disipación obtenibles mediante torres de enfriamiento durante el verano en el nordeste argentino. Se analizan los efectos de la temperatura del boiler, la presión de la turbina y las temperaturas del condensador y sobrecalentador sobre el rendimiento térmico del ciclo. La simulación numérica predice un rendimiento térmico del 18% produciendo 26kW de potencia y 11 kW de refrigeración. Se requiere la instalación de 195kW de potencia, entre intercambiadores, turbina y bombas, con una potencia total de accionamiento de 423kW.

Palabras clave: Mezclas Binarias, Ciclo Kalina, Cogeneración.

INTRODUCCIÓN

A principios de 1950 se comenzó a usar una mezcla de amoníaco y agua como fluido de trabajo en un ciclo de absorción para generación de energía eléctrica, pero su rendimiento térmico fue menor que el de un ciclo de Rankine convencional, debido a que la condensación de una mezcla de dos componentes tiene lugar a temperatura variable, por lo que la presión a la salida de la turbina se incrementa (Maloney y Robertson, 1953). A. Kalina, en 1984, fue quien solucionó este problema, reemplazando la etapa de condensación por una absorción. En la patente se proponen 5 alternativas diferentes, basadas en la destilación a baja presión de una mezcla de al menos dos componentes, la vaporización a alta presión de la corriente rica en el fluido más volátil mediante el aporte de calor desde una fuente a temperatura relativamente baja (aproximadamente 100°C), su expansión en una turbina y su posterior absorción en la corriente pobre que regresa desde la etapa de destilación, disipando energía al medio. (Kalina, 1984). Desde su presentación el desarrollo de ciclos termodinámicos basados en mezclas de fluidos recibió un gran empuje.

Según Ogriseck (2009), la primera planta geotérmica Kalina fue instalada en 1999 y comenzó a funcionar en Julio del 2000 en Husavik, al norte de Islandia. Esta planta produce aproximadamente 2MW de potencia eléctrica accionada por un caudal de agua termal de 90kg/s a 124°C. El agua abandona la planta a 80°C y se utiliza para calefacción de distrito. Las pruebas efectuadas demuestran que el ciclo Kalina en Husavik ofrece una mejora del 20 al 25% con respecto a otros ciclos de Rankine orgánicos (ORC). La primera planta geotérmica construida en Alemania basada en el ciclo Kalina se inauguró en el mayo de 2009 y consiste en una planta de 3,5MW en Unterhaching cerca de Munich en Baviera, esta alimenta con electricidad a 20.000 hogares y con calor a Unterhaching. El agua es extraída a 124°C desde un pozo de 3500 m de profundidad con un caudal de 150L/s. Otras plantas similares se están construyendo en Landau, y en Bruschsals también en Alemania.

La energía solar puede jugar un rol muy importante en la provisión de calefacción, refrigeración y electricidad para el mundo. En un análisis de los últimos desarrollos innovadores en energía solar se destacaron tres procesos: la conversión directa de energía solar a energía eléctrica mediante nano-antenas, el uso de colectores solares combinados con ciclos termodinámicos para producción de servicios y el proceso foto-catalítico de oxidación para limpieza de agua. La energía solar es una alternativa emergente para competir con los combustibles fósiles en el futuro, debiendo todavía ésta mejorar sus eficiencias y sobre todo los costos de instalación. Los ciclos termodinámicos innovadores para producción de potencia y refrigeración usando mezclas de amoníaco y agua podrían ayudar a lograr el objetivo de reducir los costos de capital de las

instalaciones solares al 50% para que estas últimas sean competitivas con instalaciones basadas en combustibles fósiles. (Goswani et al 2004)

Las mezclas exhiben temperaturas de ebullición variables, lo que las hace apropiadas para ser utilizadas como fluidos de trabajo en los ciclos de potencia accionados mediante fluidos que no cambian de fase, como por ejemplo agua caliente procedente de fuentes geotérmicas o aceite térmico calentado en plantas solares. De esta forma la diferencia de temperaturas entre la fuente de calor y el fluido de trabajo se mantiene pequeña, reduciendo las irreversibilidades durante el proceso de transmisión de calor. La mezcla binaria de amoníaco y agua muestra características termodinámicas apropiadas como por ejemplo una elevada capacidad calorífica, además el amoníaco es relativamente barato y más amigable con el medio ambiente que otras sustancias utilizadas frecuentemente en la industria. Tamm et al (2004) proponen un ciclo termodinámico de absorción-condensación utilizando una mezcla de amoníaco-agua. Realizaron un análisis según la primera y segunda ley de la termodinámica para optimizar el rendimiento del equipo. Los resultados fueron calculados mediante un simulador y luego fueron comparados con un modelo experimental, los cuales se ajustan satisfactoriamente.

En un análisis teórico del ciclo basado en la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para la producción combinada de potencia mecánica y refrigeración se pone de manifiesto, según los resultados obtenidos, la contraposición entre la refrigeración y la generación de energía mecánica. Cuando se tiene el mayor rendimiento térmico (refrigeración y potencia mecánica), la refrigeración es hasta 5 veces menor que su valor máximo posible (Martin y Goswami, 2006).

Xu et al (2000) proponen un ciclo termodinámico para la producción de refrigeración y potencia combinando un ciclo de Rankine con uno de refrigeración por absorción utilizando una mezcla de amoníaco-agua y comparan sus resultados con la eficiencia de un ciclo de Rankine convencional. Dicho ciclo tiene como principal objetivo la obtención de energía mecánica y cierta cantidad de refrigeración. Los cálculos realizados demuestran que puede alcanzarse una eficiencia relativamente alta (alrededor del 20%) para una fuente de calor de alrededor de 120°C , el cual es el resultado de un equilibrio entre mayor cantidad de energía mecánica y refrigeración producidas al mismo tiempo. En aquel trabajo se realizó un análisis paramétrico del ciclo propuesto, demostrando así que las condiciones del mismo pueden modificarse para obtener una buena eficiencia usando como fuente un colector solar de baja o media temperatura. Además, el ciclo puede optimizarse para la producción de potencia eléctrica, refrigeración o una combinación útil de ambos. Se analizó el efecto de la presión de la turbina, la temperatura del boiler, del condensador y del sobrecalentador en los dos efectos útiles del ciclo.

El efecto de la presión de la turbina se evalúa primero. Cuando se lo compara con la potencia eléctrica producida se ve un decrecimiento casi lineal, ya que una mayor presión implica un menor flujo de masa, el cual no se ve compensado por el mayor ratio de presiones. Cuando la variación de presiones de alta se contrasta con el efecto frigorífico, este aumenta en principio, para luego disminuir por el menor flujo másico. Se evalúa también el efecto sobre el rendimiento térmico del ciclo; el cual muestra la misma tendencia que el análisis anterior, aunque la presión que presenta el máximo rendimiento no coincide con la de máxima refrigeración. A continuación se tomó como variable independiente la temperatura en el boiler, y como dependiente el rendimiento térmico del ciclo. Como al aumentar la misma, también se aumenta el flujo másico; tanto el efecto frigorífico y la potencia en la turbina aumentan para un escenario definido de entalpías. Por lo tanto el rendimiento se incrementa rápidamente al principio. Luego este incremento se ve disminuido por el aumento del calor a aportar en el rehervidor al aumentar la temperatura en cuestión.

Cuando se estudió el efecto de la temperatura del condensador en el ciclo, se debe tener en cuenta que esta variable controla la concentración de amoníaco del vapor que sale de él. Debido a esto resulta evidente que una menor temperatura de condensación implicará un vapor más seco, el cual podrá expandirse hasta una menor temperatura en la turbina. Sin embargo, el efecto frigorífico se ve disminuido por el mismo fenómeno. Por lo tanto, el rendimiento térmico disminuye hasta que el ciclo deja de producir refrigeración sobrepasada una temperatura límite.

Cuando se analizó el efecto de la variación de la temperatura del sobrecalentador en el rendimiento térmico, este disminuye hasta una cierta temperatura y luego empieza a aumentar. Esto se produce porque la disminución del efecto frigorífico a causa del aumento de la

temperatura del sobrecalentador es mucho más pronunciado que el aumento de la potencia producida de la turbina. Pero, como sucede en el caso anterior, llegado un límite, la refrigeración resulta imposible.

Existen distintas variantes al ciclo de Kalina original, las cuales permiten optimizar distintos aspectos del ciclo. Por ejemplo, Wang (2008) propone mejorar el efecto frigorífico posibilitando un cambio de fases en el enfriador. En sus estudios los ciclos de Rankine y de refrigeración por absorción operan en paralelo y solo se interconectan por la absorción, intercambio de calor y destilación. El vapor de agua prácticamente puro genera la potencia mecánica en la turbina, que opera a 25 bar y 285°C; mientras que la refrigeración se logra por la evaporación de amoníaco, logrando temperaturas de -5°C y un efecto frigorífico tres veces menor que el trabajo de la turbina. Este ciclo permite el aumento de la refrigeración con una eficiencia térmica del orden del 20% sin el problema de instalaciones complicadas y costosas; sino que presenta un sistema relativamente simple. Otra alternativa diferente es la sugerida por Wang (2009), cuya principal característica es la inclusión de un ejetor entre el rectificador y el condensador del segundo ciclo mencionado. Este permite aumentar el efecto frigorífico sin modificar demasiado las capacidades del rectificador y evaporador. Los cálculos realizados muestran que puede lograrse una eficiencia de alrededor del 21% para temperaturas de fuente de calor de 300°C. Comparándolo con el ciclo propuesto en el trabajo de Wang (2008), existe una diferencia de 20kW de potencia obtenida para el efecto frigorífico, lográndose en la turbina la misma potencia.

En el presente trabajo se realiza en detalle un análisis paramétrico de un ciclo que utiliza una columna fraccionadora de 5 platos para separar el amoníaco del agua. Se analizan los efectos de la temperatura del boiler, la presión de la turbina y la temperatura del condensador sobre la potencia producida en la turbina, el efecto frigorífico y el rendimiento térmico total del ciclo. Se modeló termodinámicamente el ciclo completo adaptado a temperaturas de accionamiento apropiadas para colectores solares de tubos al vacío y a temperaturas de disipación obtenibles mediante torres de enfriamiento durante el verano en el nordeste argentino.

LA SUBSTANCIA DE TRABAJO

Como sustancia de trabajo se eligió a la mezcla binaria amoníaco y agua; utilizándose al agua como absorbente y al amoníaco como vapor para el accionamiento de la turbina y el enfriador. Para la determinación de un estado es necesario conocer 3 parámetros de la mezcla, como por ejemplo la presión, la temperatura y la composición. Una vez establecido un estado es posible determinar mediante correlaciones los demás parámetros de estado de la mezcla. Para el cálculo de las propiedades se utilizó un programa informático que calcula, utilizando las correlaciones de Ibrahim y Klein (1993), la presión, temperatura, composición, calidad, energía interna, entalpía, entropía y calidad de un estado cualquiera a partir de 3 parámetros conocidos.

Xu y Goswami (1999) estudiaron las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua a partir de las propiedades de las sustancias puras, de la energía libre de Gibbs y de ecuaciones empíricas para calcular el punto de burbuja y de rocío de la mezcla. Este método de cálculo es un conjunto de ecuaciones que acopladas en un programa de cálculo sencillo puede dar resultados altamente satisfactorios y que son congruentes con los datos experimentales tabulados.

EL CICLO TERMODINÁMICO

En el ciclo estudiado se pueden diferenciar dos sectores, por el primero evoluciona una mezcla de amoníaco y agua y por segundo circula amoníaco casi puro, ver Figura 1. Al igual que en un ciclo de refrigeración por absorción el primer sector puede ser denominado de compresión térmica del vapor y consta de un absorbedor, una bomba, un intercambiador de calor, una columna fraccionadora y una válvula de estrangulación. En este sector, el vapor de amoníaco casi puro se comprime desde la zona de baja presión hasta la zona de alta presión mediante un proceso de absorción en agua, impulsión en estado líquido hasta la zona de alta presión y separación mediante una columna fraccionadora. En el segundo sector, el vapor producido a alta presión recibe calor a presión constante en un sobrecalentador, a continuación se expande adiabáticamente en una turbina hasta una temperatura por debajo de la ambiente, posteriormente

se calienta isobaricamente en el enfriador y por ultimo regresa al absorbedor. La principal innovación que presenta el ciclo que se propone es la utilización de una columna fraccionadora de 5 platos, la que permite reducir el calor de accionamiento necesario en el rehedvidor mediante el precalentamiento del líquido que va cayendo por los diferentes platos entrando en contacto íntimo con el vapor que asciende a través de los mismos. Adicionalmente se disipa menos calor en el rectificador en comparación con un sistema simple de hervidor-rectificador.

Expansión y producción de potencia

La producción de potencia mecánica se efectúa en una turbina que opera entre la zona de alta y de baja presión y que se supone, a los efectos de simplificar el cálculo, adiabática y a entropía constante. El trabajo producido se calcula mediante la 1.

$$W_{78} = m_9 \cdot [h_8 - h_7] \quad 1$$

Efecto frigorífico

El efecto de refrigeración se produce en un intercambiador de calor donde se calienta a presión constante el vapor procedente de la turbina, recibiendo calor desde una corriente de agua externa que se enfría.

$$Q_{89} = m_9 \cdot [h_9 - h_8] \quad 2$$

Rendimiento térmico total

El rendimiento térmico total del ciclo se define como el total del frío y la potencia neta producidos por cada unidad de calor utilizado para el accionamiento en el rehedvidor y el sobrecalentador, lo que queda expresado en la 3.

$$\eta_t = \frac{Q_{89} + W_{78} - W_b}{Q_{67} + Q_{herv}} \quad 3$$

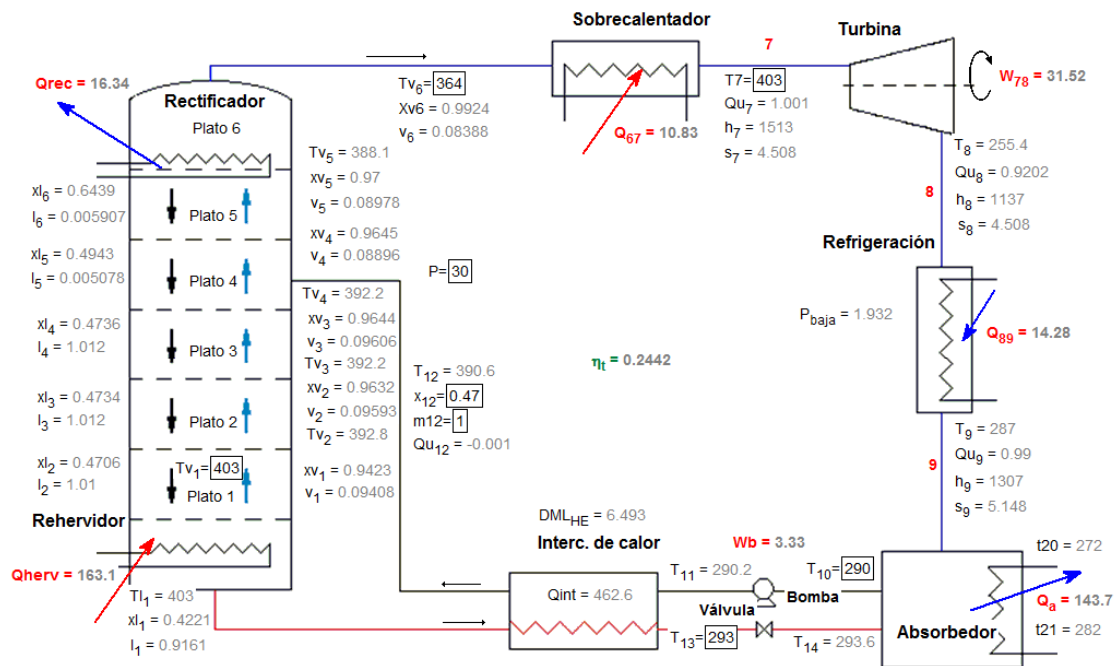


Figura 1: Esquema de la instalación con parámetros y flujos de energía.

SIMULACION NÚMERICA DEL CICLO

Las ecuaciones que representan las propiedades termodinámicas de la mezcla y los balances de materia y energía para cada componente constituyen un sistema de ecuaciones que se tienen que satisfacer simultáneamente. Estas ecuaciones junto con los parámetros de operación se cargaron en un programa informático que permite resolverlas aplicando una nueva variante del método iterativo de Newton. Previo a esto se realizó un análisis de los grados de libertad del sistema para poder especificar la cantidad de variables que se podían suministrar para evaluar el comportamiento del ciclo.

| Variable | Valor |
|---|--------|
| Masa de entrada a la columna | 1kg/s |
| Presión de alta | 25 bar |
| Temperatura del hervidor | 403 K |
| Temperatura del condensador | 364 K |
| Temperatura del sobrecalentador | 403K |
| Temperatura del absorbedor | 290 K |
| Temperatura de salida del intercambiador de calor | 293 K |
| Composición de la alimentación de la columna | 0.53 |
| Título del vapor en estados 1,2,3,4,5,6 | 1 |
| Título del líquido en estados 1,2,3,4,5,6,10 | 0 |
| Título de la mezcla en estado 9 | 0.99 |

Tabla 1: Parámetros utilizados en la optimización.

RESULTADOS DE LA MODELIZACION

La instalación interacciona con el medio exterior en el accionamiento, disipación de energía y producción de trabajo y refrigeración. Para la modelización se adoptaron temperaturas de suministro de calor en el accionamiento similares a las que se obtiene con plantas solares basadas en tubos al vacío o en captadores cilindro parabólicos de baja concentración, es decir de aproximadamente 130°C tanto en el rehervidor como a la salida del sobrecalentador. La instalación disipa calor hacia el medio ambiente en el absorbedor, y para disipar este calor se planea usar una torre de enfriamiento y en consonancia con esto se eligieron temperaturas de salida de la solución rica del absorbedor de aproximadamente 30°C. Los parámetros de los diferentes estados se encuentran consignados junto a las corrientes en las diferentes partes del esquema de la instalación de la Figura 1.

| Estado | T [K] | p [bar] | hl [kJ/kg] | hv [kJ/kg] | xl | xv | l [kg/s] | v [kg/s] | Q |
|--------|-------|---------|------------|------------|--------|--------|----------|----------|--------|
| 1 | 403 | 46 | 380.7 | 1478 | 0.55 | 0.969 | 0.8885 | 0.131 | |
| 2 | 393.6 | 46 | 349.2 | 1432 | 0.6039 | 0.9802 | 1.02 | 0.1352 | |
| 3 | 393.1 | 46 | 347.8 | 1430 | 0.6069 | 0.9807 | 1.024 | 0.1355 | |
| 4 | 393.1 | 46 | 347.7 | 1430 | 0.607 | 0.9808 | 1.024 | 0.1177 | |
| 5 | 384.1 | 46 | 328.2 | 1386 | 0.6681 | 0.9884 | 0.006249 | 0.123 | |
| 6 | 364 | 46 | 373.3 | 1280 | 0.8928 | 0.9983 | 0.01155 | 0.1115 | |
| 7 | 403 | 46.1 | | 1453.0 | | 0.998 | | 0.1115 | 1.001 |
| 8 | 281.2 | 5.6 | | 1174.0 | | 0.998 | | 0.1115 | 0.918 |
| 9 | 282.3 | 5.6 | | 1275.0 | | 0.998 | | 0.1115 | 0.990 |
| 10 | 303 | 5.6 | -92.6 | | 0.600 | | 1.0000 | | 0.000 |
| 11 | 303.4 | 46.1 | -87.4 | | 0.600 | | 1.0000 | | -0.001 |
| 12 | 390 | 46.1 | 328.7 | | 0.600 | | 1.0000 | | -0.001 |
| 13 | 305.5 | 46.1 | -87.6 | | 0.550 | | 0.8885 | | -0.001 |
| 14 | 306.3 | 5.6 | -87.6 | | 0.550 | | 0.8885 | | -0.001 |

Tabla 2: Parámetros de las corrientes de líquido y vapor en la columna.

En las primeras 6 filas de la Tabla 2 se resumen las temperaturas, presiones, entalpías, concentraciones y caudales de las corrientes de líquido y vapor de los distintos platos de la columna fraccionadora; los estados corresponden al líquido o al vapor abandonando el plato homónimo, ambos en estado saturado. La corriente 7 representa al vapor sobrecalentado ($Q=1.001$ solo a efectos indicativos) saliendo del sobrecalentador; las corrientes 8 y 9 representan al vapor húmedo a la salida de la turbina y del enfriador respectivamente y poseen el título indicado en la columna denominada Q . El estado 9 corresponde a la solución rica en amoníaco que se supone abandona el absorbedor en estado saturado y los últimos 4 estados representan a la solución que circula como líquido subenfriado ($Q=-0.001$ solo a efectos indicativos).

| Flujo de energía | Potencia [kW] |
|--|---------------|
| Calor del rehervidor | 175.8 |
| Calor del sobrecalentador | 19.3 |
| Potencia de la bomba | 5.3 |
| Disipación en el absorbedor | 156.9 |
| Disipación de calor en el rectificador | 23.6 |
| Producción de refrigeración | 11.2 |
| Producción de potencia en la turbina | 31.1 |
| Producción de potencia mecánica neta | 25.8 |
| Producción total de energía | 37 |
| Consumo total de energía | 200.4 |
| Rendimiento Térmico | 0.18 |
| Factor de Carnot | 0.25 |

Tabla 3: Parámetros de las corrientes vapor y solución.

En la Tabla 3 se resumen los flujos de calor y trabajo en los principales componentes de la instalación para el escenario "A" se destaca que con accionamiento a 130°C y disipación de calor a 30°C se logra un rendimiento térmico global del 18% produciendo 31kW de potencia mecánica en la turbina y 11kW de refrigeración a temperaturas aptas para instalaciones centrales de aire acondicionado. A modo de referencia se cita que, operando entre fuentes a dichas temperaturas, un ciclo de Carnot totalmente reversible lograría un rendimiento de solamente el 25%, mientras que uno de Rankine con vapor de agua solo el 6%.

OPTIMIZACIÓN PARAMÉTRICA DEL CICLO

Con el objetivo de establecer las condiciones óptimas de operación se efectuó una optimización paramétrica utilizando al rendimiento térmico como función objetivo y a la presión de alta, y a las temperatura del rehervidor, del condensador y del sobrecalentador como parámetros variables.

Influencia de la presión de alta en el rendimiento térmico

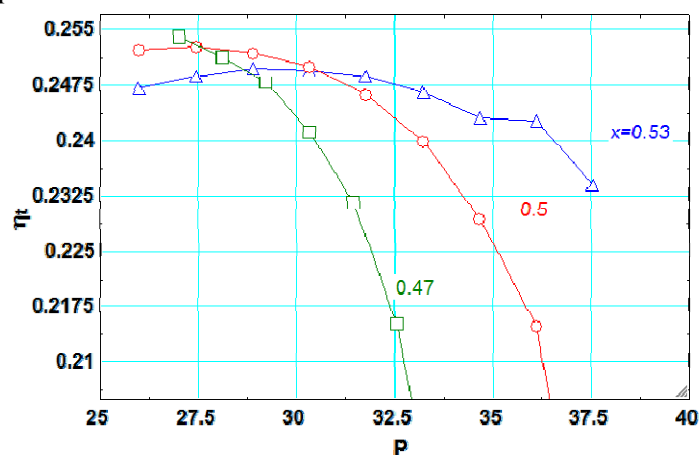


Figura 2: Variación del rendimiento térmico en función de la presión de alta.

Esta figura muestra como el rendimiento sube al principio para luego disminuir aceleradamente con el aumento de la presión en la turbina. Se sabe que una mayor presión implica que en la turbina exista un ratio más amplio de presiones; y por lo tanto una mayor potencia generada, por otro lado, existe una disminución en el flujo de masa que atraviesa el sistema. Podemos concluir entonces, que con presiones menores a 31bar el efecto sobre las presiones es el dominante, pero luego la disminución en el flujo másico se impone de modo que el rendimiento disminuye a medida que la presión sube.

Por otro lado, teniendo en cuenta las composiciones del vapor de nuestra solución base de amoníaco, a presiones por debajo 27.5 bar, cuanto menor es la concentración, mayor es el rendimiento. A medida que aumentamos la presión se hace evidente que una mayor proporción de amoníaco en la entrada resultará en un mayor rendimiento, ya que el flujo de amoníaco a la salida de la columna será mayor.

Influencia de la temperatura del boiler en el rendimiento térmico

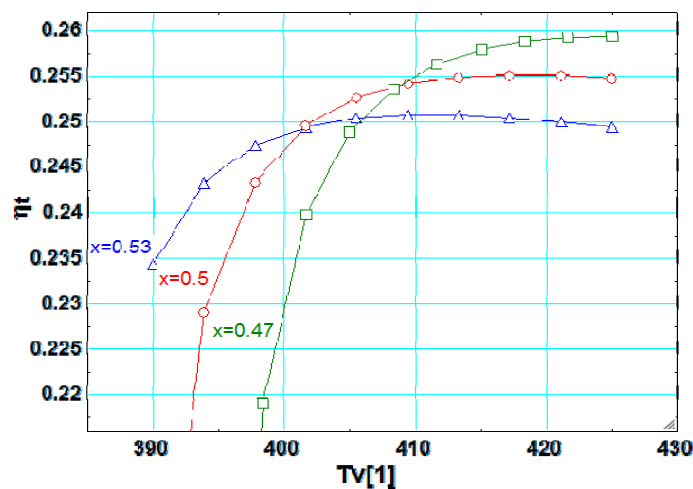


Figura 3: Variación del rendimiento térmico en función de la temperatura del rehervidor.

Cuanto mayor sea la temperatura del rehervidor, más vapor de amoníaco volverá a la parte superior de la columna, lo que permite un mayor flujo másico en el sistema; por esta razón las curvas tienen un aumento inicial; siendo la de mayor concentración de solución base la que tiene mayor rendimiento. Sin embargo, la desventaja de este aumento es que el calor que se debe proporcionar en el rehervidor aumenta rápidamente al incrementar la temperatura de este equipo; por lo que las curvas llegan a un máximo y luego empiezan a disminuir.

Otra observación importante es la transposición de las curvas con distintas concentraciones de solución base, siendo que al final la de menor proporción de amoníaco obtiene un rendimiento más alto. Esto se explica porque se necesitará menor energía en el rehervidor para mantener el amoníaco en la fase gaseosa para que viaje por la columna.

Influencia de la temperatura del condensador en el rendimiento térmico

La temperatura en el condensador es la responsable de la concentración del vapor que se expandirá en la turbina. Aunque la primera impresión supone que una menor temperatura en el condensador favorecerá la formación de un vapor más puro en amoníaco. Es decir que al aumentar la temperatura del condensador disminuye la concentración de amoníaco en el vapor. Por otro lado, el sistema mantiene fijos la presión de baja y el título a la salida del enfriador, entonces al disminuir la concentración de amoníaco aumenta la temperatura del vapor a la salida del enfriador. Este aumento de temperatura implica un aumento en el salto de temperaturas en el enfriador, lo que en definitiva ocasiona un aumento de potencia frigorífica y un aumento del rendimiento.

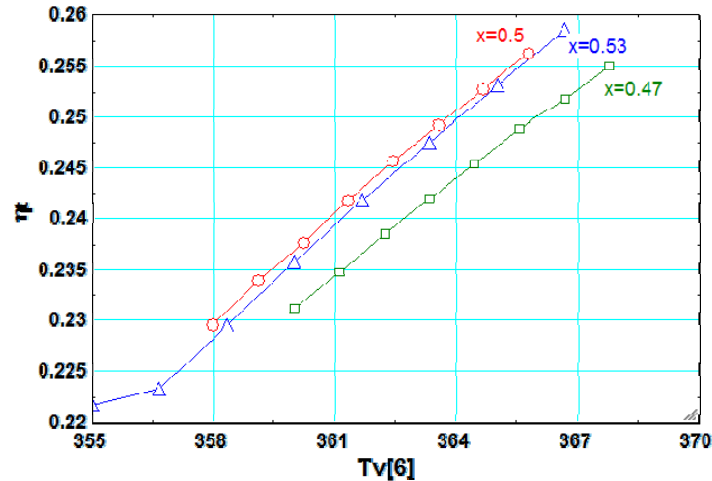


Figura 4: Variación del rendimiento térmico en función de la temperatura del condensador.

Influencia de la temperatura del sobrecalentador en el rendimiento térmico

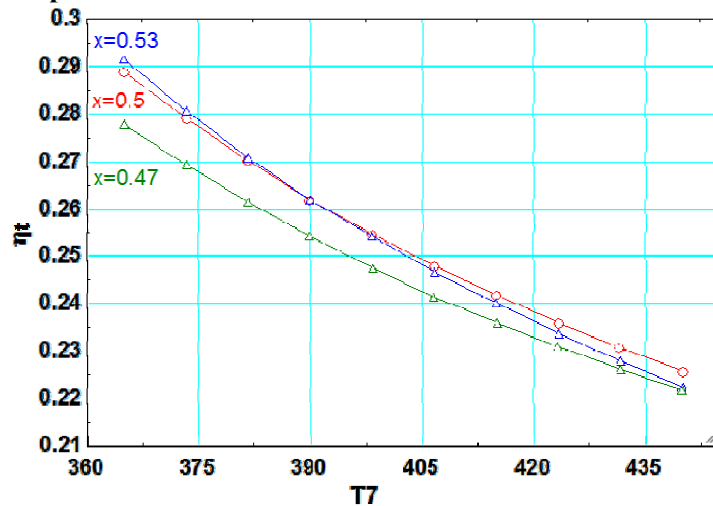


Figura 5: Variación del rendimiento térmico en función de la temperatura del sobrecalentador.

Aunque una mayor temperatura a la salida del sobrecalentador implica que la entalpía del vapor se incrementa y, como consecuencia, también lo hace la potencia generada en la turbina, para un ratio de presiones fijo, la temperatura a la salida del equipo también se incrementará. Por esta razón el efecto frigorífico se verá perjudicado y también así el rendimiento global del ciclo.

Un importante detalle es el cruce de curvas entre las dos concentraciones más altas. Es de esperar que una mayor concentración implique un mayor rendimiento; como se observa con la concentración de 0.47. Sin embargo, esto solo ocurre al principio con las demás curvas, lo cual implica que luego de 390K es conveniente usar una solución base de 0.5.

CONCLUSIONES

Mediante un modelo termodinámico resuelto con el auxilio de un programa informático se estudio la influencia de los parámetros de operación sobre el rendimiento térmico de un ciclo, basado en una mezcla binaria de amoníaco y agua, destinado a la producción de potencia mecánica y refrigeración. Se observó que es más conveniente operar en un rango de presiones de alta de entre los 26 y 30 bar en función de las distintas concentraciones. Un aumento en la temperatura del rehervidor, provoca en general un aumento del rendimiento térmico, alcanzándose óptimos para temperaturas comprendidas entre los 405K y 420K. El aumento de las temperaturas del condensador y del sobrecalentador provocan efectos contrarios en el rendimiento, encontrándose una solución de compromiso dejando la temperatura del condensador en 365 y la del sobrecalentador en 375 aproximadamente. La simulación del

comportamiento del ciclo para temperaturas de accionamiento de 130°C, obtenible por ejemplo mediante plantas solares de tubos al vacío, y para temperaturas de disipación de 30°C, factible con una torre de enfriamiento durante el verano en el NEA, arroja un rendimiento térmico del 18% produciendo 26kW de potencia y 11 kW de refrigeración. Se requiere la instalación de 195kW de potencia, entre intercambiadores, turbina y bombas, con una potencia total de accionamiento de 423kW.

REFERENCIAS

- C. Martin , D. Y. Goswami .(2006) . Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Applied Thermal Engineering* 26. 576- 582.
- D. Y. Goswami, S . Vijayaraghavan , S. Lu , G. Tamm.(2004). New and emerging developments in solar energy. *Solar Energy* 76. 33- 43.
- Feng Xu , D. Yogi Goswami , Sunil S. Bhagwat . (2000). A combined power/ cooling cycle. *Energy* 25. 233- 246.
- Feng Xu , D. Yogi Goswami . (1999). Thermodynamic properties of ammonia- water mixtures for power-cycle applications. *Energy* 24. 525- 536.
- G. Tamm , D. Y. Goswami , S . Lu , A. A. Hasan .(2004).Theoretical and experimental investigation of an ammonia-water power and refrigeration thermodynamic cycle. *Solar Energy* 76. 217-228.
- Ibrahim, O.M., Klein, S.A., (1993) Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures, *ASHRAE Trans.: Symposia*, 21, 2, 1495
- Jiangfeng Wang , Yiping Dai , Lin Gao. (2008). Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle. *Applied Energy* 85. 1071- 1085.
- Jiangfeng Wang, Yiping Dai , Taiyong Zhang , Shaolin Ma.(2009). Parametric analysis for a new combined power and ejector – absorption refrigeration cycle. *Energy xxx* . 1-7.
- Kalina A. (1984) Combined cycle system with novel bottoming cycle. *Journal of engineering for Gas Turbines and Power*;106:737–42.
- Maloney JD, Robertson RC. Thermodynamic study of ammonia–water heat power cycles. Oak Ridge National Laboratory Report 1953; CF-53-8-43.
- Sirko Ogriseck.(2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant , a case study . *Applied Thermal Engineering* 29 . 2843-2848.

| NOMECLATURA SUBIN | | DICES | |
|-------------------|--|--------|-----------------------|
| T | Temperatura, K | 1...6 | Estados en los platos |
| p | Presión, bar | 7...14 | Estados en el ciclo |
| h | Entalpía, kJ/g | rec | Rectificador |
| x | Fracción másica | herv | Rehervidor |
| Qu | Título | a | Absorbedor |
| v | Caudal de vapor, kg/s | b | Bomba |
| l | Caudal de líquido, kg/s | int | Intercambiador |
| m | Caudal de solución, kg/s | l | Líquido |
| Q | Flujo de calor, kW | v | Vapor |
| W | Potencia mecánica, kW | | |
| U | Coefficiente global de transmisión de calor, kW/K.m ² | | |
| A | Área de trasmisión de Q, m ² | | |
| ΔT | Diferencia media logarítmica de temperaturas, K | | |
| η | Rendimiento | | |